Einfluss eines diabaten Turboladermodells auf die Gesamtprozess-Simulation abgasturboaufgeladener PKW-Dieselmotoren

---

Von der Fakultät V - Verkehrs- und Maschinensysteme -
der Technischen Universität Berlin
zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor der Ingenieurwissenschaften

- Dr.-Ing. -

genehmigte Dissertation

vorgelegt von
Diplom-Ingenieur
René Berndt
aus Berlin

Promotionsausschuss:

Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. P. U. Thamsen
Gutachter: Prof. Dr.-Ing. H. Pucher
Prof. Dr.-Ing. J. Seume
Prof. Dr.-Ing. C. O. Paschereit

Tag der wissenschaftlichen Aussprache: 08. Oktober 2009

Berlin 2009

D 83

Vorwort

Diese Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Land- und Seeverkehr, Fachgebiet Verbrennungskraftmaschinen, der Technischen Universität Berlin.

Ganz besonderen Dank möchte ich Herrn Prof. Dr.-Ing. H. Pucher für seine fachliche und persönliche Unterstützung bei der Umsetzung dieser Arbeit sowie für die Übernahme des Hauptreferates aussprechen.

Mein Dank gilt ferner Herrn Prof. Dr.-Ing. J. Seume und Herrn Prof. Dr.-Ing. C. O. Paschereit für die Übernahme der Koreferate sowie Herrn Prof. Dr.-Ing. P. U. Thamsen für seine Bereitschaft zur Übernahme des Vorsitzes im Promotionsauschuss.

Des Weiteren gilt mein Dank Herrn Prof. Dr.-Ing. H.-J. Linnhoff, der als Mitglied des AiF/FVV-Arbeitskreises *TC-Gesamtkennfeldbestimmung* durch vielfältige Diskussionen, Anregungen und Hilfestellungen zum Gelingen dieser Arbeit beitrug. Der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. danke ich für die Bereitstellung der Fördermittel, ohne die diese Arbeit nicht zustande gekommen wäre.

Ganz besonders möchte ich meinen ehemaligen Kollegen und Mitarbeitern am Fachgebiet Verbrennungskraftmaschinen danken, die mit ihrer Kooperationsbereitschaft stets für ein angenehmes Arbeitsumfeld gesorgt haben. Wesentliche Beiträge zu dieser Arbeit lieferte die Diplomarbeit von Dipl.-Ing. P. Frigge, dem ich hiermit ausdrücklich danken möchte.

Nicht zuletzt gilt mein Dank meiner Familie, die mit ihrer verständnisvollen und hilfsbereiten Art nicht unerheblich zum Gelingen der Arbeit beigetragen hat.

Inhaltsverzeichnis

1 Einleitung **1**

1.1 Motorprozess-Simulation abgasturboaufgeladener PKW-Motoren . . . 1

1.2 Stand der Technik 3

2 Zielsetzung **7**

3 Numerische Modellansätze für die Motorgesamtprozess-Simulation **9**

3.1 Geschichtliche Entwicklung und Einteilung 9

3.1.1 Aufladung 9

3.1.2 Motorprozess-Simulation 12

3.2 Nulldimensionales Motormodell 17

3.2.1 Modellannahmen und Grundgleichungen 17

3.2.2 Verbrennung und Brennverlauf 18

3.2.3 Verknüpfungsstellen 18

3.2.4 Motorreibung 19

3.3 Eindimensionales Motormodell 20

3.3.1 Modellannahmen und Grundgleichungen 20

3.3.2 Instationäre Rohrströmung 20

3.3.3 Rand- oder Übergangsbedingungen 21

3.3.4 Zylinder- und Behälterberechnung 22

3.4 Abgasturboaufladung 23

3.4.1 Allgemeines 23

3.4.2 Grundlagen 24

3.4.3 Vermessungs- und Berechnungsmethodik für Abgasturbolader 26

3.4.4 Kennfelddarstellung für Verdichter und Turbine 32

3.4.5 Zusammenwirken von Motorprozess-Simulation und Turbolader-kennfeld 38

4 Anwendung der Motorprozess-Simulation mit einem adiabaten Turboladermodell 53

4.1 Experimentelle Motoruntersuchungen 53

4.1.1 Versuchsumgebung und Messtechnik 53

4.1.2 Versuchsträger 55

4.1.3 Versuchsprogramm 55

4.2 Modellierung des Versuchsträgers 57

4.2.1 THEMOS®-Umgebung 57

4.2.2 PROMO-Umgebung 58

4.3 Rechnungs-/Messungsvergleiche 59

4.3.1 Allgemeines 59

4.3.2 Verwendung *heißer* Turbolader-Kennfelddaten 60

4.3.3 Verwendung *kalter* Turbolader-Kennfelddaten 66

5 Diabates Turboladermodell 73

5.1 Theoretischer Modellansatz 73

5.1.1 Einleitung 73

5.1.2 Wärmeübertragung am Turbolader 75

5.1.3 Diabates Verdichtermodell 77

5.1.4 Diabates Turbinenmodell 81

5.2 Rechnungs-/Messungsvergleiche zum adiabaten Modell 84

5.2.1 Allgemeines 84

5.2.2 Ergebnisse zum Verdichter-Unterprogramm der TC-Software . 85

5.2.3 Ergebnisse zum Turbinen-Unterprogramm der TC-Software . . 90

5.3 Rechnungs-/Messungsvergleiche zum diabaten Modell 92

5.3.1 Allgemeines 92

5.3.2 Ergebnisse zum Verdichter-Unterprogramm der TC-Software . 92

5.3.3 Ergebnisse zum Turbinen-Unterprogramm der TC-Software . . 95

6 Anwendung des diabaten Turboladermodells 97

6.1 Allgemeines 97

6.1.1 Implementation des Turboladermodells in die Simulationsprogramme 98
6.2 Verifikation des adiabaten Ansatzes der TC-Software 99
6.2.1 Verwendung *heißer* Turbolader-Kennfelddaten 99
6.2.2 Verwendung *kalter* Turbolader-Kennfelddaten 102
6.3 Rechnungs-/Rechnungsvergleiche zum diabaten Ansatz der TC-Software 108
6.3.1 Allgemeines 108
6.3.2 n = 2000 min^{-1} / p_{me} = 2 bar 109
6.3.3 n = 2000 min^{-1} / Volllast 111
6.3.4 n = 4000 min^{-1} / p_{me} = 2 bar 113
6.3.5 n = 4000 min^{-1} / Volllast 113
6.4 Rechnungs-/Messungsvergleiche zum diabaten Ansatz der TC-Software 115
6.4.1 Allgemeines 115
6.4.2 n = 2000 min^{-1} / p_{me} = 2 bar 115
6.4.3 n = 2000 min^{-1} / Volllast 116
6.4.4 n = 4000 min^{-1} / p_{me} = 2 bar 118
6.4.5 n = 4000 min^{-1} / Volllast 119

7 Zusammenfassung und Ausblick 121

Abbildungsverzeichnis

1.1 Schematisches Modell der Gesamtprozess-Simulation 2

1.2 Betriebsbereich des Verdichters eines PKW-Dieselmotors beim Durchfahren der Abgastestzyklen US06, NEFZ, FTP72 3

1.3 Verdichter- und Turbinenkennfeld 4

3.1 Zustandsänderung einer adiabaten Drossel ohne Berücksichtigung der kinetischen und potentiellen Energie [1→2] im Vergleich zum adiabat reversiblen (isentropen) Prozess [1→2s] 19

3.2 Reibansatz für den Versuchsträger 19

3.3 Schnittmodell eines (Fixgeometrie-)Abgasturboladers (links) und einer VTG-Abgasturbine (rechts) 25

3.4 a) Schemabild des Abgasturbolader-Prüfstands der Forschungsstelle, b) Erweiterung der Kennfelddarstellung des Verdichters in den IV. Quadranten 27

3.5 Zustandsänderung im Verdichter 29

3.6 Zustandsänderung in der Turbine 31

3.7 Verdichter-Durchsatzkennfeld bei kalter und heißer Turbinenanströmung 32

3.8 Verdichter-Wirkungsgradkennfeld bei kalter und heißer Turbinenanströmung 33

3.9 Verdichterkennfeld bis $n_{ATL} = 80.000\ min^{-1}$ bei kalter und heißer Turbinenanströmung 34

3.10 Turbinendurchsatz- und -wirkungsgradkennfeld für 6 verschiedene VTG-Stellungen 35

3.11 Turbinenwirkungsgradkennfeld 36

3.12 Maximale Turbinenwirkungsgrade bei verschiedenen VTG-Stellungen 37

3.13 Reibleistungskennlinie des verwendeten Abgasturboladers 38

3.14 Inter- und Extrapolation des Verdichterdurchsatzkennfelds innerhalb von THEMOS® bei Nutzung *heißer* Messdaten 40

3.15 Inter- und Extrapolation des Verdichterwirkungsgradkennfelds innerhalb von THEMOS® bei Nutzung *heißer* Messdaten 41

3.16 Inter- und Extrapolation des Verdichterkennfelds innerhalb von THEMOS® bei Nutzung *kalter* Messdaten 42

3.17 Inter- und Extrapolation des Turbinenkennfelds innerhalb von THEMOS® 43

3.18 Schematischer Berechnungsablauf zum Abgasturbolader in THEMOS® 43

3.19 Aufbereitung und Extrapolation des Verdichterdurchsatzkennfelds für PROMO, *heiße* Messdaten 45

3.20 Aufbereitung und Extrapolation der Verdichterwirkungsgrade für PROMO, *heiße* Messdaten 46

3.21 Aufbereitung und Extrapolation des Verdichterwirkungsgrade für PROMO, *kalte* Messdaten 47

3.22 Aufbereitung und Extrapolation des Turbinendurchsatzkennfelds für PROMO 48

3.23 Aufbereitung und Extrapolation der isentropen Turbinenwirkungsgrade für PROMO 49

3.24 Freiheitsgrad bei der Aufbereitung der isentropen Turbinenwirkungsgrade für PROMO 50

4.1 Messstellenplan am Versuchsträger 53

4.2 Leistungskennfeld des Versuchsträgers mit den vier betrachteten stationären Betriebspunkten 56

4.3 Motorbetriebspunkte im Verdichter-Durchsatz- und Wirkungsgradkennfeld 57

4.4 Modellansatz zum PKW-Versuchsträger in THEMOS® 58

4.5 Modellansatz zum PKW-Versuchsträger in PROMO 59

4.6 Rechnungs-/Messungsvergleich der Druckverläufe bei n = 2000 min^{-1}/ p_{me} = 2 bar, *heiße* Turbolader-Kennfelddaten 60

4.7 Rechnungs-/Messungsvergleich der integralen Motorbetriebswerte bei n = 2000 min^{-1}/ p_{me} = 2 bar, *heiße* Turbolader-Kennfelddaten 61

4.8 Rechnungs-/Messungsvergleich der Druckverläufe bei n = 2000 min^{-1}/ Volllast, *heiße* Turbolader-Kennfelddaten 62

4.9 Rechnungs-/Messungsvergleich der integralen Motorbetriebswerte bei n = 2000 min^{-1}/ Volllast, *heiße* Turbolader-Kennfelddaten 63

4.10 Rechnungs-/Messungsvergleich der Druckverläufe bei n = 4000 min^{-1}/ p_{me} = 2 bar, *heiße* Turbolader-Kennfelddaten 64

4.11 Rechnungs-/Messungsvergleich der integralen Motorbetriebswerte bei n = 4000 min^{-1}/ p_{me} = 2 bar, *heiße* Turbolader-Kennfelddaten 64

4.12 Rechnungs-/Messungsvergleich der Druckverläufe bei n = 4000 min^{-1}/ Volllast, *heiße* Turbolader-Kennfelddaten 65

4.13 Rechnungs-/Messungsvergleich der integralen Motorbetriebswerte bei n = 4000 min^{-1}/ Volllast, *heiße* Turbolader-Kennfelddaten 66

4.14 Rechnungs-/Messungsvergleich der integralen Motorbetriebswerte bei n = 2000 min^{-1}/ p_{me} = 2 bar, *heiße* und *kalte* Turbolader-Kennfelddaten 67

4.15 Vergleich des Motorbetriebsverhaltens im Verdichterkennfeld während eines Arbeitsspiels für THEMOS® und PROMO bei n = 2000 min^{-1}/ p_{me} = 2 bar, *heiße* und *kalte* Turbolader-Kennfelddaten 68

4.16 Rechnungs-/Messungsvergleich der integralen Motorbetriebswerte bei n = 2000 min^{-1}/ Volllast, *heiße* und *kalte* Turbolader-Kennfelddaten 69

4.17 Vergleich des Motorbetriebsverhaltens im Verdichterkennfeld während eines Arbeitsspiels für THEMOS® und PROMO bei n = 2000 min^{-1}/ Volllast, *heiße* und *kalte* Turbolader-Kennfelddaten 69

4.18 Rechnungs-/Messungsvergleich der integralen Motorbetriebswerte bei n = 4000 min^{-1}/ p_{me} = 2 bar, *heiße* und *kalte* Turbolader-Kennfelddaten 70

4.19 Vergleich des Motorbetriebsverhaltens im Verdichterkennfeld während eines Arbeitsspiels für THEMOS® und PROMO bei n = 4000 min^{-1}/ p_{me} = 2 bar, *heiße* und *kalte* Turbolader-Kennfelddaten 71

4.20 Rechnungs-/Messungsvergleich der integralen Motorbetriebswerte bei n = 4000 min^{-1}/ Volllast, *heiße* und *kalte* Turbolader-Kennfelddaten 72

4.21 Vergleich des Motorbetriebsverhaltens im Verdichterkennfeld während eines Arbeitsspiels für THEMOS® und PROMO bei n = 4000 min^{-1}/ Volllast, *heiße* und *kalte* Turbolader-Kennfelddaten 72

5.1 Wärmeübertragung am Abgasturbolader 77

5.2 Zustandsänderung im Verdichter 77

5.3 Zustandsänderung in der Turbine 81

5.4 Inter- und Extrapolation des Verdichterdurchsatzkennfelds mit TC-Software (Verdichter-Unterprogramm), adiabate Berechnung mit *heißen* Messdaten 85

5.5 Inter- und Extrapolation des Verdichterwirkungsgradkennfelds mit TC-Software (Verdichter-Unterprogramm), adiabate Berechnung mit *heißen* Messdaten 86

5.6 Inter- und Extrapolation des Verdichterdurchsatzkennfelds mit TC-Software (Verdichter-Unterprogramm), adiabate Berechnung mit *kalten* Messdaten 87

5.7 Inter- und Extrapolation des Verdichterwirkungsgradkennfelds mit TC-Software (Verdichter-Unterprogramm), adiabate Berechnung mit *kalten* Messdaten 88

5.8 Inter- und Extrapolation des Verdichterkennfelds im Schwachlastbereich mit TC-Software (Verdichter-Unterprogramm), adiabate Berechnung mit *kalten* Messdaten 89

5.9 Inter- und Extrapolation des Turbinendurchsatzkennfelds mit TC-Software (Turbinen-Unterprogramm), adiabate Berechnung mit *heißen* Messdaten 90

5.10 Inter- und Extrapolation des Turbinenwirkungsgradkennfelds mit TC-Software (Turbinen-Unterprogramm), adiabate Berechnung mit *heißen* Messdaten 91

5.11 Inter- und Extrapolation des *kalten* Verdichterdurchsatzkennfelds mit TC-Software (Verdichter-Unterprogramm), diabate Berechnung mit *heißen* Messdaten 93

5.12 Inter- und Extrapolation des *kalten* Verdichterwirkungsgradkennfelds mit TC-Software (Verdichter-Unterprogramm), diabate Berechnung mit *heißen* Messdaten 93

5.13 Inter- und Extrapolation des *heißen* Verdichterdurchsatzkennfelds mit TC-Software (Verdichter-Unterprogramm), diabate Berechnung mit *kalten* Messdaten 94

5.14 Inter- und Extrapolation des *heißen* Verdichterwirkungsgradkennfelds mit TC-Software (Verdichter-Unterprogramm), diabate Berechnung mit *kalten* Messdaten 95

6.1 Implementation der TC-Software in THEMOS® und PROMO 98

6.2 Rechnungs-/Messungsvergleich der integralen Motorbetriebswerte für die adiabate Referenz- bzw. TC-Rechnung bei n = 2000 min^{-1}/ p_{me} = 2 bar, *heiße* Turbolader-Kennfelddaten 99

6.3 Rechnungs-/Messungsvergleich der integralen Motorbetriebswerte für die adiabate Referenz- bzw. TC-Rechnung bei n = 2000 min^{-1}/ Volllast, *heiße* Turbolader-Kennfelddaten 100

6.4 Rechnungs-/Messungsvergleich der integralen Motorbetriebswerte für die adiabate Referenz- bzw. TC-Rechnung bei n = 4000 min^{-1}/ p_{me} = 2 bar, *heiße* Turbolader-Kennfelddaten 101

6.5 Rechnungs-/Messungsvergleich der integralen Motorbetriebswerte für die adiabate Referenz- bzw. TC-Rechnung bei n = 4000 min^{-1}/ Volllast, *heiße* Turbolader-Kennfelddaten 102

6.6 Rechnungs-/Messungsvergleich der integralen Motorbetriebswerte für die adiabate Referenz- bzw. TC-Rechnung bei n = 2000 min^{-1}/ p_{me} = 2 bar, *kalte* Turbolader-Kennfelddaten 103

6.7 Vergleich des Motorbetriebsverhaltens im Verdichterkennfeld während eines Arbeitsspiels für die adiabate TC-Rechnung unter THEMOS® und PROMO bei n = 2000 min^{-1}/ p_{me} = 2 bar, *heiße* und *kalte* Turbolader-Kennfelddaten 104

6.8 Rechnungs-/Messungsvergleich der integralen Motorbetriebswerte für die adiabate Referenz- bzw. TC-Rechnung bei n = 2000 min^{-1}/ Volllast, *kalte* Turbolader-Kennfelddaten 105

6.9 Vergleich des Motorbetriebsverhaltens im Verdichterkennfeld während eines Arbeitsspiels für die adiabate TC-Rechnung unter THEMOS® und PROMO bei n = 2000 min^{-1}/ Volllast, *heiße* und *kalte* Turbolader-Kennfelddaten 106

6.10 Rechnungs-/Messungsvergleich der integralen Motorbetriebswerte für die adiabate Referenz- bzw. TC-Rechnung bei n = 4000 min^{-1}/ p_{me} = 2 bar, *kalte* Turbolader-Kennfelddaten 106

6.11 Vergleich des Motorbetriebsverhaltens im Verdichterkennfeld während eines Arbeitsspiels für die adiabate TC-Rechnung unter THEMOS® und PROMO bei n = 4000 min^{-1}/ p_{me} = 2 bar, *heiße* und *kalte* Turbolader-Kennfelddaten 107

6.12 Rechnungs-/Messungsvergleich der integralen Motorbetriebswerte für die adiabate Referenz- bzw. TC-Rechnung bei n = 4000 min^{-1}/ Volllast, *kalte* Turbolader-Kennfelddaten 107

6.13 Vergleich des Motorbetriebsverhaltens im Verdichterkennfeld während eines Arbeitsspiels für die adiabate TC-Rechnung unter THEMOS® und PROMO bei n = 4000 min^{-1}/ Volllast, *heiße* und *kalte* Turbolader-Kennfelddaten 108

6.14 Rechnungs-/Rechnungsvergleich der integralen Motorbetriebswerte für die adiabate bzw. diabate TC-Rechnung bei n = 2000 min^{-1}/ p_{me} = 2 bar 110

6.15 Veränderung der VTG-Stellung und der Verdichterwirkungsgrade beim Übergang von der adiabaten zur diabaten TC-Rechnung für alle vier Motorbetriebspunkte 111

6.16 Rechnungs-/Rechnungsvergleich der integralen Motorbetriebswerte für die adiabate bzw. diabate TC-Rechnung bei n = 2000 min^{-1}/ Volllast 112

6.17 Rechnungs-/Rechnungsvergleich der integralen Motorbetriebswerte für die adiabate bzw. diabate TC-Rechnung bei n = 4000 min^{-1}/ p_{me} = 2 bar 113

6.18 Rechnungs-/Rechnungsvergleich der integralen Motorbetriebswerte für die adiabate bzw. diabate TC-Rechnung bei n = 4000 min^{-1}/ Volllast 114

6.19 Rechnungs-/Messungsvergleich der integralen Motorbetriebswerte für die adiabate Referenz- bzw. diabate TC-Rechnung bei n = 2000 min^{-1}/ p_{me} = 2 bar, *heiße* Turbolader-Kennfelddaten 115

6.20 Rechnungs-/Messungsvergleich der integralen Motorbetriebswerte für die adiabate Referenz- bzw. diabate TC-Rechnung bei n = 2000 min^{-1}/ p_{me} = 2 bar, *kalte* Turbolader-Kennfelddaten 116

6.21 Rechnungs-/Messungsvergleich der integralen Motorbetriebswerte für die adiabate Referenz- bzw. diabate TC-Rechnung bei n = 2000 min^{-1}/ Volllast, *heiße* Turbolader-Kennfelddaten 117

6.22 Rechnungs-/Messungsvergleich der integralen Motorbetriebswerte für die adiabate Referenz- bzw. diabate TC-Rechnung bei n = 2000 min^{-1}/ Volllast, *kalte* Turbolader-Kennfelddaten 117

6.23 Rechnungs-/Messungsvergleich der integralen Motorbetriebswerte für die adiabate Referenz- bzw. diabate TC-Rechnung bei n = 4000 min^{-1}/ p_{me} = 2 bar, *heiße* Turbolader-Kennfelddaten 118

6.24 Rechnungs-/Messungsvergleich der integralen Motorbetriebswerte für die adiabate Referenz- bzw. diabate TC-Rechnung bei n = 4000 min^{-1}/ p_{me} = 2 bar, *kalte* Turbolader-Kennfelddaten 119

6.25 Rechnungs-/Messungsvergleich der integralen Motorbetriebswerte für die adiabate Referenz- bzw. diabate TC-Rechnung bei n = 4000 min^{-1}/ Volllast, *heiße* Turbolader-Kennfelddaten 120

6.26 Rechnungs-/Messungsvergleich der integralen Motorbetriebswerte für die adiabate Referenz- bzw. diabate TC-Rechnung bei n = 4000 min^{-1}/ Volllast, *kalte* Turbolader-Kennfelddaten 120

Tabellenverzeichnis

3.1 Einteilung der Aufladeverfahren 11
3.2 Meilensteine der Entwicklung zur Motorprozess-Simulation 14
3.3 Messstellen und Sensorik am Abgasturbolader-Prüfstand 28
3.4 Entscheidungsmatrix im PROMO-Baustein Ladedruckregelung 51

4.1 Messstellen und Sensorik am Motorprüfstand 54
4.2 Technische Daten des verwendeten Versuchsträgers 55

6.1 Veränderung der Turbinenwirkungsgrade in % beim Übergang von der adiabaten zur diabaten TC-Rechnung für n = 2000 min^{-1}/ Volllast 112

Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

Lateinische Formelzeichen		
A	m^2	Querschnittsfläche
c	m/s	Absolutgeschwindigkeit
c_0	m/s	isentrope Absolutgeschwindigkeit am Turbineneintritt
c_p	kJ/(kg·K)	isobare spezifische Wärmekapazität
d	m	Durchmesser
h	J/kg	spezifische Enthalpie
H_u	kJ/kg	Heizwert
J	kg·m^2	polares Massenträgheitsmoment
L	m	Länge
L_{min}	kg/kg	Mindestluftbedarf
$\dot{m}$	kg/s	Massenstrom
n	min^{-1}	Drehzahl
p	bar	Druck
p_{me}	bar	effektiver Mitteldruck
p_{mi}	bar	indizierter Mitteldruck
p_{mr}	bar	Reibmitteldruck
P	W	Leistung
q	J/kg	spezifische Wärme
$\dot{Q}$	J/s	Wärmestrom
Q_B	J	zugeführte Kraftstoffenergie
R	J/(kg·K)	Gaskonstante
s	J/(kg·K)	spezifische Entropie
$\dot{S}_Q$	J/(K·s)	Entropiestrom
t	s	Zeit
T	K	Temperatur

u	m/s	Umfangsgeschwindigkeit
v_{Fzg}	km/h	Fahrzeuggeschwindigkeit
$\dot{V}$	m^3/s	Volumenstrom
V_H	m^3	Gesamthubvolumen des Motors
V_h	m^3	Zylinderhubvolumen
w	m/s	Relativgeschwindigkeit
w	J/kg	spezifische Arbeit
z	-	Zylinderzahl

Griechische Formelzeichen

α	-	Durchflussbeiwert in PROMO
Δ	-	Differenz
ε	-	Wärmeverlustbeiwert
η_i	-	innerer Wirkungsgrad
η_m	-	mechanischer Wirkungsgrad
η_{mTL}	-	mechanischer Turboladerwirkungsgrad
η_{sT}	-	isentroper Turbinenwirkungsgrad
η_{sV}	-	isentroper Verdichterwirkungsgrad
η_T	-	Turbinengesamtwirkungsgrad
η_{TL}	-	Turbolader(gesamt)wirkungsgrad
κ	-	Isentropenexponent
λ	W/(m·K)	Wärmeleitfähigkeitskoeffizient
λ_l	-	Liefergrad
λ_V	-	Verbrennungsluftverhältnis
μ	-	Durchflussbeiwert
μ	-	Minderleistungsfaktor
ξ	-	aerodynamischer Verlustkoeffizient
π_T	-	Turbinendruckverhältnis
π_V	-	Verdichterdruckverhältnis
ϱ	kg/m^3	Dichte
φ	°KW	Kurbelwinkel
ω	s^{-1}	Winkelgeschwindigkeit

Indizes und Abkürzungen

0	Total- bzw. Gesamtzustand
1	Verdichtereintritt

$1'$	Verdichterradaustritt bzw. Diffusoreintritt
2	Verdichteraustritt
3	Turbineneintritt
$3'$	Turbinenlaufradeintritt
$3'u$	Umfangskomponente an der Stelle $3'$
4	Turbinenaustritt
$4u$	Umfangskomponente an der Stelle 4
a	Beschleunigung
A, Aus	Austritt
adi	adiabat
AGR	Abgasrückführung
ASP	Arbeitsspiel
ATL	Abgasturbolader
CFD	Computational Fluid Dynamics
dia	diabat
e, eff	effektiv
E, Ein	Eintritt
heat	den aerodynamischen Anteil betreffend
geo	geometrisch
L	Zustand vor Einlassventil, Ladeluftzustand
L	Luft
Lager	Lagergehäuse
LLK	Ladeluftkühler
LSS	Leitschaufelstellung der VTG-Turbine
max	maximal
Motor, M	Motor
Norm	normiert
Öl	Öl
R	Reibung
red	reduziert
Ref	Referenz
s	isentrop
S	Soll
t	total
th	theoretisch
T	Turbine

V	Verdichter
vT	vor Turbine
VTG	Variable Turbinengeometrie
Z	Zylinder

Kapitel 1

Einleitung

1.1 Motorprozess-Simulation abgasturboaufgeladener PKW-Motoren

Der Verbrennungsmotor gilt heute und auch in naher Zukunft als Hauptantriebsquelle von Kraftfahrzeugen, sowohl für den Individual- als auch den Personen- und Güterverkehr. Alternative Antriebe wie Elektro- oder Brennstoffzellenaggregate sind zwar derzeit verfügbar, jedoch nicht soweit ausgereift, dass sie ganzheitlich betrachtet den Verbrennungsmotor ersetzen könnten. Daher wird in der Motorenentwicklung weiterhin nach einer Verbesserung der Leistungsdichte bei niedrigem spezifischen Kraftstoffverbrauch und gleichzeitiger Einhaltung ständig schärferer legislativer Emissionsgrenzwerte gestrebt. Vor diesem Hintergrund bietet die Aufladung im Allgemeinen, die Abgasturboaufladung jedoch im Speziellen, eine Möglichkeit, beide Gesichtspunkte gleichermaßen zu verbessern.

Diese Entwicklung wird in zunehmendem Maße von Rechenprogrammen begleitet, die die Simulation des Motorgesamtprozesses ermöglichen. Je nach Anwendungsfall und geforderter Qualität werden dazu einfache, aber echtzeitfähige Modelle mit eher qualitativem Charakter (Kennfeldmodelle [64], neuronale Netze [7]) oder sehr komplexe, physikalisch basierte Modelle wie THEMOS®[1] [13] oder PROMO[2] [34] eingesetzt. Durch die geschickte Verbindung der Erkenntnisse sowohl aus der Anwendung dieser Simulationsprogramme als auch aus experimentellen Motorversuchen lässt sich die Motorenentwicklung effizienter, kompakter und kostengünstiger darstellen [61].

Ist ein abgasturboaufgeladener Motor Gegenstand einer solchen Simulationsrechnung, so müssen der Verdichter und die Turbine des Abgasturboladers[3] in geeigneter Weise im Rechenmodell mit berücksichtigt werden (vgl. **Abb. 1.1**). Dies geschieht nahezu ausschließlich über die vom Turboladerhersteller bereitgestellten Kennfelder

[1] **Th**ermodynamic **E**ngine **Mo**deling **S**ystem: ein an der Forschungsstelle entwickeltes Programmsystem zur Motorprozess-Simulation

[2] **Pro**grammierter **Mo**tor: bei der FVV e.V. entwickelt, Ansprechpartner und Vertrieb Ingenieurbüro Dr. Linnhoff

[3] auch einfach Turbolader genannt

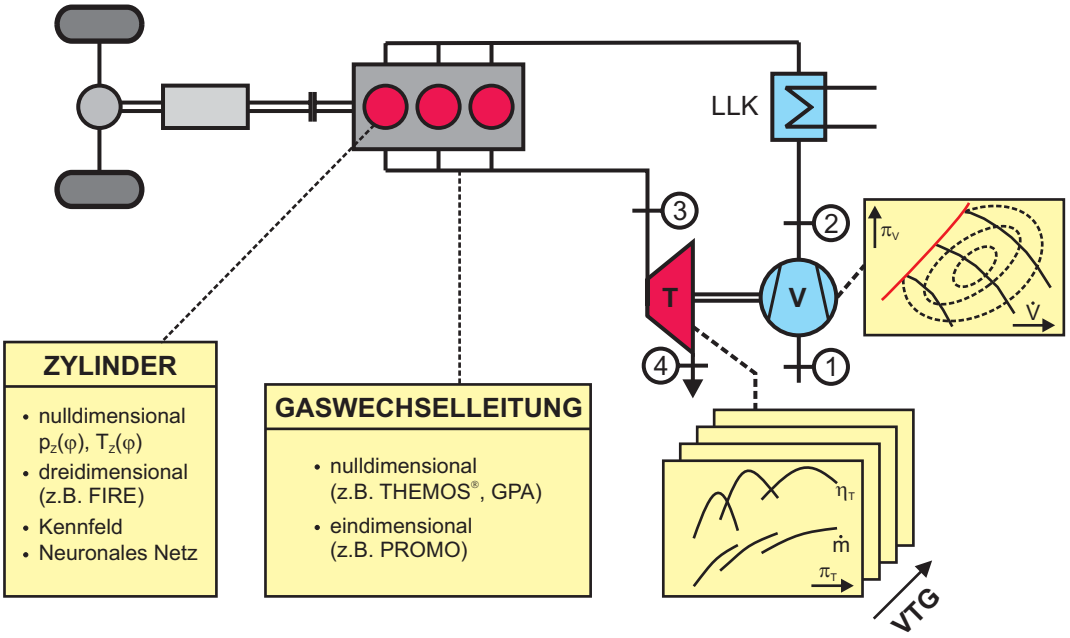

Abb. 1.1 Schematisches Modell der Gesamtprozess-Simulation

für Verdichter und Turbine. Sie werden unter stationären Bedingungen auf einem Turboladerprüfstand eingefahren, wobei die Turbine anstelle von pulsierend angeliefertem Motorabgas mit Heißgas aus einer stationären Brennkammer beaufschlagt wird.

Diese Kennfelder liefern Aussagen zum Turbolader in der Regel nur für den Turboladerdrehzahlbereich oberhalb einer gewissen Mindestdrehzahl, meist etwa 40% der Turboladermaximaldrehzahl. Diese Mindestdrehzahl ergibt sich vor allem dadurch, dass bei einer noch geringeren Drehzahl die Druck- und Temperatursteigerung im Verdichter so gering ist, dass der daraus berechnete isentrope Verdichterwirkungsgrad keinen zuverlässigen Wert mehr darstellt.

Wird jedoch ein Fahrzeug entlang verschiedener Abgastestzyklen betrieben, so stellen sich Verdichter-Betriebspunkte ein, die zu einem ganz erheblichen Anteil unterhalb dieser Mindestdrehzahl liegen. **Abb. 1.2** zeigt die Betriebspunkte eines PKW-Dieselmotors beim Durchfahren gesetzlich vorgeschriebener Testzyklen (US06[4], NEFZ[5], FTP72[6]), eingetragen im Verdichterkennfeld des zugehörigen Turboladers. 75% der sich einstellenden Turboladerdrehzahlen liegen unterhalb von $n_{ATL} = 60.000\ \text{min}^{-1}$ und damit auch unterhalb der vom Turboladerhersteller bereitgestellten Datenbasis [58]. Die dann erforderliche Extrapolation des Verdichterkennfelds in den Bereich sehr kleiner Drehzahlen hinein erfolgt meist auf rein mathematischem Wege [56].

Sowohl innerhalb der Motorprozess-Simulationsprogramme als auch bei den Kennfeldvermessungen wird in der Regel der Turbolader als adiabate Maschine betrach-

[4]Teil des Supplemental Federal Test Procedure
[5]**N**euer **E**uropäischer **F**ahr**z**yklus
[6]**F**ederal **T**est **P**rocedure

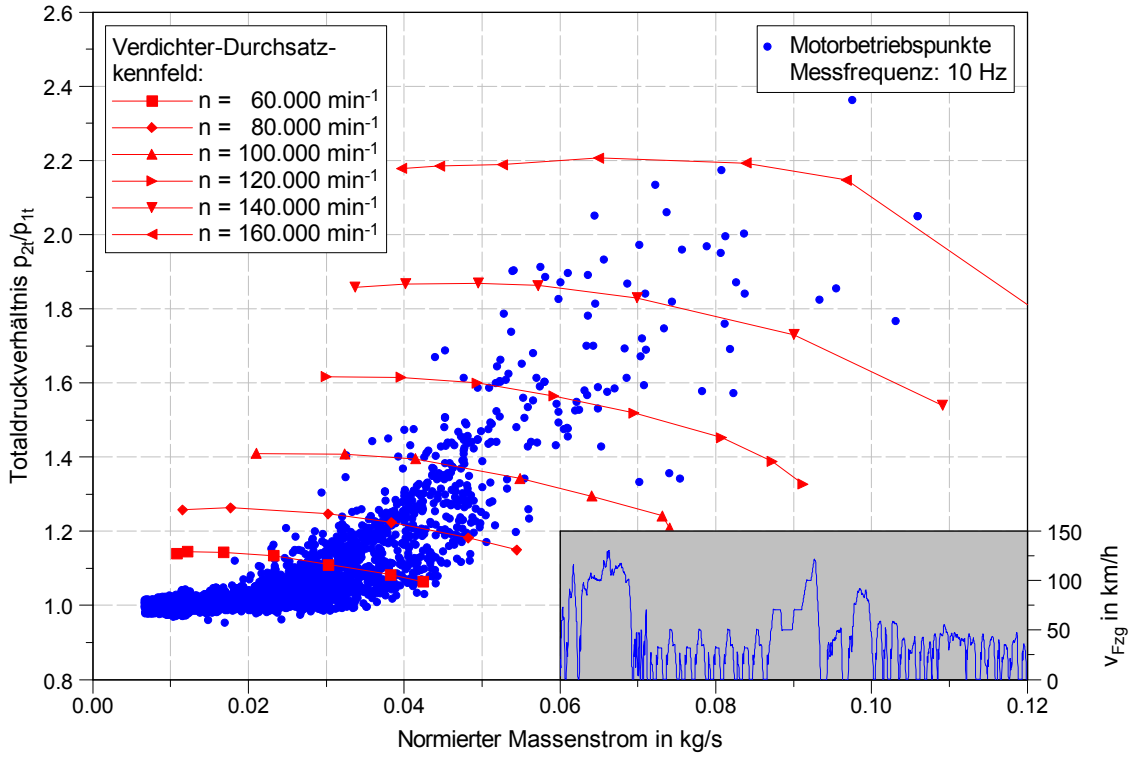

Abb. 1.2 Betriebsbereich des Verdichters eines PKW-Dieselmotors beim Durchfahren der Abgastestzyklen US06, NEFZ, FTP72

tet. Tatsächlich aber wird ein mehr oder weniger starker Wärmefluss von der heißen Turbine her die Zustandsänderungen im Verdichter beeinflussen. Vom Hersteller gelieferte Verdichterkennfelder enthalten normalerweise keine Angaben darüber, wie groß dieser Wärmefluss ist oder bei welcher Turbineneintrittstemperatur die Kennfelder aufgenommen worden sind.

1.2 Stand der Technik

Die Motorprozess-Simulation abgasturboaufgeladener Motoren erfolgt heute nahezu ausschließlich unter Zuhilfenahme der vom Turboladerhersteller gelieferten Kennfelder. Dabei spielt es keine Rolle, welche Modellierung dem Simulationsprogramm zugrunde liegt oder welcher Anwendungsfall (stationärer oder dynamischer Motorbetrieb) vom Programm bearbeitet werden soll. Vielmehr muss das Programm in der Lage sein, die bereitgestellten Kennfelddaten physikalisch korrekt verarbeiten zu können, wenn zum Beispiel eine Kennfeldschar im Falle einer VTG[7]-Abgasturbine oder der Turbinenwirkungsgrad über der Turbinen-Laufzahl anstelle des Druckverhältnisses als Eingabedaten vorliegen.

Diese Kennfelder werden beim Turboladerhersteller auf so genannten Brennkammerprüfständen eingefahren, wobei die Turbine mit einem stationären Abgasmas-

[7] **V**ariable **T**urbinen**g**eometrie

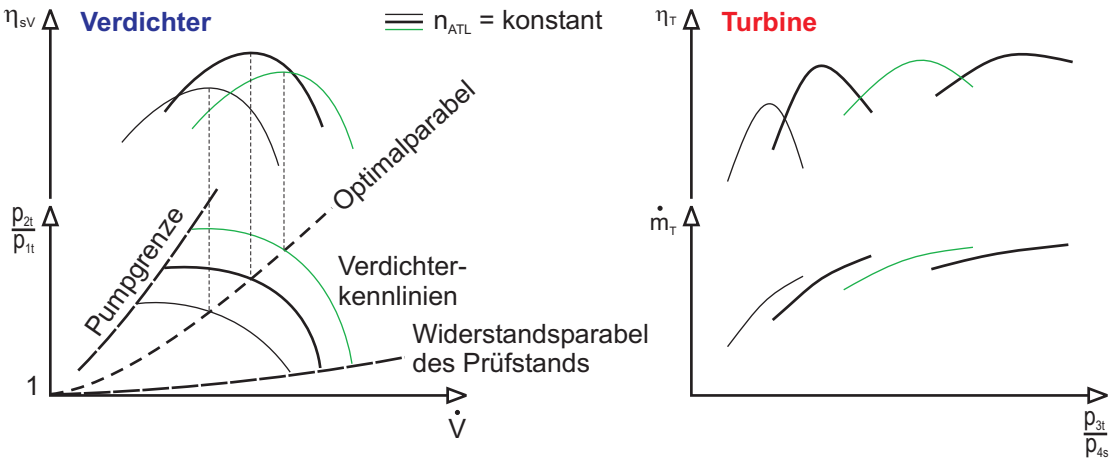

Abb. 1.3 Verdichter- und Turbinenkennfeld

senstrom von meist konstant 600 °C beaufschlagt wird. Die Verdichterkennlinie wird dabei üblicherweise im Bereich zwischen der Pumpgrenze und der dem jeweiligen Prüfstand eigenen Widerstandsparabel aufgenommen. Die Minimalkennlinie entspricht der oben genannten Mindestdrehzahl. Die Maximalkennlinie ergibt sich aus der maximalen Leistungsfähigkeit des Prüfstands oder aus der zulässigen Maximalbelastung des Turboladers. Durch die gemeinsame Welle von Verdichter und Turbine sowie das prüfstandsbedingte Stationärverhalten des Turboladers und der damit verbundenen Leistungsgleichheit zwischen Verdichter und Turbine ergeben sich zwangsläufig die entsprechenden Turbinenkennlinien (vgl. **Abb. 1.3**). Der Turboladerhersteller verfolgt bei der Aufnahme dieser Kennfelder primär das Ziel, die Leistungsfähigkeit und den Wirkungsgrad des Turboladers bewerten zu können und Aussagen darüber zu treffen, in wie weit ein vollzogener Entwicklungsschritt erfolgreich war. Die gleichzeitige Verwendung dieser Kennfelddaten als Randbedingung für Motorprozess-Simulationsprogramme, wenn es gilt, den jeweiligen Turbolader im Zusammenwirken mit einem bestimmten Verbrennungsmotor rechnerisch abzubilden, besitzt eher sekundären Charakter.

Die Durchsatzkennfelder[8], je eines für Verdichter und Turbine, enthalten reine Messergebnisse. Demgegenüber sind in die Wirkungsgradkennfelder, ebenfalls je eines für Verdichter und Turbine, Rechenergebnisse eingeflossen. Der isentrope Verdichterwirkungsgrad entsteht unter der Annahme, dass die zwischen Verdichtereintritt und -austritt gemessene Zustandsänderung einzig und allein auf die Verdichteraerodynamik zurückzuführen ist. Der Turbinenwirkungsgrad hingegen wird indirekt, aus den Messwerten zum Turbolader(gesamt)wirkungsgrad und dem bereits ermittelten isentropen Verdichterwirkungsgrad, bestimmt. Dieser Turbinenwirkungsgrad versteht sich dabei als Produkt aus dem isentropen Turbinenwirkungsgrad und dem mechanischen Wirkungsgrad des Turboladers. Die direkte Bestimmung des isentropen Turbinenwirkungsgrads scheitert bislang daran, dass die Temperaturunterschiede im extrem instationär geprägten Strömungsfeld am Turbinenaustritt von der

[8] auch Drosselkennfelder (Verdichter) oder Schluckkennfelder (Turbine) genannt

gleichen Größenordnung sind wie die Differenz zwischen der Turbineneintrittstemperatur und der mittleren Austrittstemperatur.

Im Rahmen der Motorprozess-Simulation werden diese Kennfelddaten dazu benutzt, das Verhalten des Motors auch bei jenen Betriebsbedingungen zu untersuchen, welche sich grundsätzlich von denen unterscheiden, die während der Kennfeldvermessung vorlagen. Dazu zählen folgende, für den Motorbetrieb gültige Unterschiede:

- Die Turbinenzu- und -abströmung hat grundsätzlich instationären Charakter, auch für den Fall, dass ein stationärer Motorbetriebspunkt simuliert wird. Dieser Instationärcharakter wird noch verstärkt, wenn eine mehrflutige Zuströmung vorliegt.
- Sowohl die Abgastemperatur als auch die Abgaszusammensetzung sind für verschiedene Motorbetriebspunkte, insbesondere bei einer dynamischen Simulation, veränderlich.
- Im dynamischen Motorbetrieb ist die Leistungsgleichheit von Verdichter und Turbine nur selten gegeben.

Innerhalb der Datenbasis der einzelnen Kennfelder werden Zwischenwerte über verschiedene mathematisch basierte Ansätze interpoliert [43]. Auch die Extrapolation in Bereiche, die nicht durch Messdaten abgesichert sind, erfolgt über rein mathematische Ansätze. Diese Extrapolation kann automatisch durch das Simulationsprogramm erfolgen (zum Beispiel THEMOS®), in weniger anwenderfreundlichen Programmen muss die Kennfelddatenbasis vorab entsprechend erweitert werden, um dann während der Simulationsrechnung reine Interpolationsalgorithmen verwenden zu können (zum Beispiel PROMO). Dieses Vorgehen erfordert zum Teil erhebliches Expertenwissen zum Betriebsverhalten von Verdichter und Turbine, wenn es darum geht, die Kennlinien bis zum Druckverhältnis gleich 1, Massenstrom gleich 0 oder bis zur Null-Drehzahl zu erweitern. Für den Anwender derartiger Programme stellt es daher vielfach ein Problem dar, die vom Hersteller gelieferten Kennfelder so aufzubereiten, dass sie als Eingabedatensätze für das jeweilige Simulationsprogramm verwendet werden können [5].

Abgesehen von dem Mangel, dass die vom Turboladerhersteller gelieferten Daten nur selten Angaben zur bei der Kennfeldaufnahme vorliegenden Turbineneintrittstemperatur enthalten, sind die Programme zur Motorprozess-Simulation grundsätzlich nicht in der Lage, Wärmeübertragungseffekte am Turbolader und damit das diabate Turboladerverhalten zu berücksichtigen.

Durch eine quasistationäre[9] und adiabate Betrachtungsweise für das System Abgasturbolader werden die geschilderten Unterschiede bzw. Unzulänglichkeiten bei der Motorprozess-Simulation hingenommen.

[9] jeder Berechnungszeitpunkt wird für sich als stationär angenommen

Kapitel 2

Zielsetzung

Ziel der hier vorgestellten Arbeit ist die Untersuchung des Potentials einer diabaten Turboladermodellierung innerhalb der Motorgesamtprozess-Simulation. Im Vergleich zu den derzeit noch überwiegend verwendeten adiabaten Modellansätzen sollen die Wärmeübertragungseffekte am Turbolader und deren Auswirkungen auf den Motorbetrieb berücksichtigt werden. Dabei ist in besonderem Maße die Güte des neuartigen Ansatzes im Bereich extrem schwachlastiger Motorbetriebspunkte und entsprechend sehr niedrigen Turboladerdrehzahlen zu bewerten.

Die Motivation für ein derart erweitertes Abgasturboladermodell entstammt der Tatsache, dass jene Turboladerbetriebspunkte, die sich beim Durchfahren vorgeschriebener Abgastestzyklen einstellen, größtenteils außerhalb (insbesondere bei niedrigen Turboladerdrehzahlen) der Datenbasis liegen, die vom Laderhersteller für die Turboladermodellierung mitgeliefert werden. Zugleich sind diese Betriebspunkte stark von den Turbineneintrittsbedingungen abhängig, die jedoch in ihrer Gesamtheit bislang vollständig unberücksichtigt bleiben.

Nach einem Überblick zur geschichtlichen Entwicklung der Aufladung und der Motorprozess-Simulation soll in **Kap. 3** zunächst auf den aktuellen Stand der Turboladermodellierung innerhalb der nulldimensionalen und der eindimensionalen Motorprozess-Simulation eingegangen werden. Beginnend mit

- der Vermessung des Turboladers,
- der folgenden Kennfelderstellung für Verdichter und Turbine,
- der Kennfelddigitalisierung im Simulationsprogramm und
- der abschließenden rechnungsbegleitenden Kennfeldinter- und extrapolation

ist der gesamte Prozess zur numerischen Darstellung des Turboladers im Programmsystem zu beschreiben. Die Güte dieser Modellierung soll zunächst unabhägig von der Motorrechnung anhand vergleichender Kennfelddarstellungen, insbesondere bei geringsten Turboladerdrehzahlen und im IV. Quadranten des Verdichterkennfelds, nachgewiesen werden. In **Kap. 4** soll dieser Ansatz auch im Rahmen von Rechnungs-/Messungsvergleichen an stationären Motorbetriebspunkten für zwei Simulations-

systeme bewertet werden. Für beide Vergleiche sind entsprechende Turboladervermessungen und Motorversuche am Motorprüfstand durchzuführen. Gleichzeitig sind die zugehörigen Motormodelle für beide Programmsysteme zu erstellen.

Das verwendete diabate Turboladermodell, halbempirisch und physikalisch basiert ausgeführt, ist in **Kap. 5** darzustellen. Die qualitativen und quantitativen Verbesserungen sollen in zwei Schritten anhand von Kennfeldvergleichen bewertet werden. Zunächst ist der wärmedichte (adiabate) Teilansatz der bisherigen Modellierung gegenüberzustellen. Anschließend soll im Vergleich zu entsprechenden Messungen auch die Diabatheit des Turboladers Berücksichtigung finden. In beiden Fällen ist insbesondere auch das Verhalten bei geringsten Turboladerdrehzahlen zu untersuchen.

In **Kap. 6** soll der diabate Turboladeransatz im Zusammenwirken sowohl mit der nulldimensionalen (THEMOS®) als auch mit der eindimensionalen (PROMO) Motorprozess-Simulation dargestellt werden. Dazu sind beide Programmsysteme um dieses Modell zu erweitern. Anhand von Rechnungs-/Messungsvergleichen soll im ersten Schritt wieder der adiabate Teilansatz, abschließend auch der diabate Gesamtansatz untersucht werden.

Kapitel 3

Numerische Modellansätze für die Motorgesamtprozess-Simulation

3.1 Geschichtliche Entwicklung und Einteilung

3.1.1 Aufladung

Ziel der Aufladung ist es, die Ladungsdichte des Arbeitsmediums[1] vor Motoreinlass auf einen Wert oberhalb der Umgebungsdichte anzuheben. Die Bemühungen zur Erreichung eines solchen Effekts gehen auf die ersten Versuchsläufe zum Verbrennungsmotor zurück. Im Jahre 1885 erhielt Gottlieb Daimler das Patent DRP 34926 auf seinen aufgeladenen, schnelllaufenden Viertakt-Gas- bzw. Petroleummotor. Er nutzte dabei die Kolbenunterseite als Gemischpumpe, um während der Ladungswechselphase zusätzliches Luft/Kraftstoff-Gemisch in den Zylinder zu pressen. Auch Rudolf Diesel verwendete bei seinen ersten Aufladeversuchen mit einem Viertakt-Dieselkreuzkopfmotor die Kolbenunterseite als Zweitakt-Ladepumpe, wie sein Patent DRP 95680 beweist. Darin beanspruchte er bereits, die Ladeluft in einem Zwischenbehälter kühlen zu können [93].

Die Entwicklung der Abgasturboaufladung ist eng mit dem Schweizer Ingenieur Alfred Büchi (1879-1959) verbunden. Im Jahre 1905 erhielt er das Patent DRP 204630 auf einen Turbocompound-Dieselmotor, bei dem ein mehrstufiger Axialverdichter mit Kühler und eine mehrstufige Abgasturbine über eine gemeinsame Welle mit dem Motor gekoppelt waren [8]. Erst 1911 konnte Büchi die schweizerische Maschinenfabrik Gebrüder Sulzer, Winterthur, zur Erstellung einer auf seinem Patent basierenden Versuchsanlage gewinnen. Folgende Feststellungen konnte Büchi aus seinen bis 1914 andauernden Versuchen mit dieser Anlage machen [8]:

- Der spezifische Kraftstoffverbrauch konnte erheblich reduziert werden.
- Die rein mechanischen Verluste stiegen lange nicht im Verhältnis zur Auflade- und Verbrennungsdruckerhöhung.

[1] Luft oder Luft/Kraftstoff-Gemisch

- Die Wärmeverluste durch das Kühlwasser stiegen ebenfalls nicht im Verhältnis zur Leistungssteigerung.

Trotz dieser neuartigen Ergebnisse dauerte es einige Jahre bis die ersten Dieselmaschinen mit Abgasturboaufladung[2] in Betrieb genommen werden konnten. 1925 sagte sich Büchi von seinem bis dahin verfolgten Konzept, dass der Abgasgegendruck vor der Turbine möglichst konstant zu halten sei[3], los und meldete das Druckwellenverfahren als Patent DRP 568855 an. Diese Erfindung enthielt bereits die wesentlichen Merkmale der heute als Stoßaufladung bezeichneten Form der Abgasturboaufladung [54], [87]:

- Die gemeinsame Abgasleitung aller Zylinder wird getrennt und nur jene Zylinder erhalten einen gemeinsamen Abgasleitungsstrang hin zur Turbine, die in ihrem Zündabstand soweit auseinander liegen, dass sie sich beim Ladungswechsel nicht behindern.
- Die Leitungsquerschnitte der Abgasleitung werden so eng gewählt, dass sie etwa dem Auslasskanalquerschnitt am Austritt aus dem Zylinderkopf entsprechen.

Der erste nach diesem Verfahren arbeitende Vierzylinder-Viertakt-Dieselmotor wurde von der Schweizerischen Lokomotiv- und Maschinenfabrik, Winterthur, im Jahre 1926 gebaut. Den zugehörigen Abgasturbolader, bestehend aus einem zweistufigen Radialverdichter und einer Axialturbine, konstruierte die Brown, Boveri & Cie. KG[4], (BBC), Baden/Schweiz. Mit dieser Anlage konnten Leistungssteigerungen von 50 bis 60%, bei Überlastbetrieb sogar 100%, gegenüber der Normalleistung eines bis dahin gewöhnlichen Dieselmotors dargestellt werden. Die Weiterentwicklung dieser noch heute verwendeten Büchi-Abgasturboaufladung fand dann auf breiter Basis bei mehreren Motorenherstellern statt, allen voran die Schweizerische Lokomotiv- und Maschinenfabrik, Winterthur, sowie BBC, Baden, als Abgasturboladerhersteller.

Die ottomotorische Aufladung fand ihre erste Serienanwendung im Flugmotorenbau in den Jahren 1920-1940 vor allem zur Steigerung der Höhenleistung mit Hilfe von mechanisch angetriebenen Strömungsladern. Bei Fahrzeugen wurden Ottomotoren mit mechanisch angetriebenen und zuschaltbaren Verdrängerladern zunächst für den Renneinsatz oder zur kurzzeitigen Leistungssteigerung von Sport- und Luxusfahrzeugen ab etwa 1920 verwendet. Erste abgasturboaufgeladene Ottomotoren wurden in den USA um 1960 auf den Markt gebracht. In Europa gelang der Durchbruch zum Fahrzeugserieneinsatz durch die abgasturboaufgeladenen Motoren der Firmen Audi, Opel und Saab [27].

Die sich anschließende Entwicklung diesel- und ottomotorischer Aufladekonzepte vollzog sich bei vielen Motorenherstellern in die unterschiedlichsten Richtungen. Je nach Einsatzgebiet und Aufgabenstellung entstanden verschiedene Konzepte mit jeweils eigenen Vor- und Nachteilen. Die in **Tab. 3.1** dargestellte Einteilung dieser Aufladeverfahren ist heute gebräuchlich [93], [27], [52], [9].

[2] vier 10-Zylinder Viertakt-MAN-Schiffsmotoren mit einer Leistungssteigerung um 43%
[3] heute als Stauaufladung bekannt
[4] heute ABB

Tab. 3.1 Einteilung der Aufladeverfahren

<table>
<tr><td rowspan="4">Selbstaufladung</td><td>Nutzung gasdynamischer Effekte</td><td>Druckwellen-ausnutzung
Schwing- oder Schaltsaugrohre und abgestimmte Abgasrohrlängen</td><td>Resonanz-aufladung
schwingfähiges Behälter-Rohr-System (Helmholtz-Resonator) saugseitig an mehreren Zylindern angeschlossen</td><td>Druckwellen-aufladung
Übertragung der Druckenergie des Abgases auf die Ladeluft
(Comprex- bzw. Druckwellenlader)</td></tr>
<tr><td rowspan="2">mechanisch angetriebene Lader</td><td colspan="2">Verdrängerlader</td><td rowspan="2">Strömungsverdichter
Radialverdichter (ZF-Turmat) oder Axialverdichter</td></tr>
<tr><td>ohne innere Verdichtung
Rootslader (Fa. Wankel, Fa. Eaton)</td><td>mit innerer Verdichtung
Flügelzellenlader, Drehkolbenlader (KKK-Ro-Lader), Spirallader (G-Lader), Hubkolbenlader, Schraubenlader (Opcon, Lysholm, SCREW)</td></tr>
<tr><td rowspan="2">Nutzung der Abgasenergie</td><td colspan="2">Abgasturboaufladung mittels ATL</td><td rowspan="2">Verdrängerlader
+
Expander
auf gemeinsamer Welle
(z.B. Wankel- oder Flügelzellenprinzip)</td></tr>
<tr><td>Stauaufladung
konstantes Druckniveau vor der Abgasturbine infolge voluminöser Abgasstränge</td><td>Stoßaufladung
Druckpulsation vor der Abgasturbine infolge enger und kurzer Abgasleitungen</td></tr>
<tr><td>Fremd-auf-ladung</td><td colspan="4">• extern angetriebene Strömungsverdichter (z.B. durch Elektromotoren)
Bsp.: e-Charger™ (Honeywell Turbo Technologies)
eBooster™ (BorgWarner Turbo Systems)
• 1-Zylinder Forschungsmotoren</td></tr>
<tr><td>kombinierte Aufladesysteme</td><td colspan="4">• elektrisch unterstützter Abgasturbolader (eu-ATL bzw. EAT)
Bsp.: e-Turbo™ (Honeywell Turbo Technologies)
• zweistufige Systeme:
○ 2 ATL, in Reihe angeordnet und parallel geschaltet
Bsp.: R2S™ (BorgWarner Turbo Systems)
○ elektrisch angetriebener Strömungsverdichter + ATL
○ mechanisch angetriebener Lader + ATL
• Registeraufladung: mehrere ATL, parallel angeordnet und sequentiell geschaltet
• Turbocompoundsystem: ATL + nachgeschaltete Nutzturbine
• Resonanzaufladung + ATL</td></tr>
</table>

Demnach werden zwei wesentliche Verfahren nach der Herkunft der Laderantriebsleistung unterschieden. Stammt diese Leistung aus dem Energiehaushalt des Verbrennungsmotors, so spricht man von Selbstaufladung, andernfalls von Fremdaufladung.

Die Fremdaufladung wurde bisher innerhalb von Forschungsanlagen angewendet, wenn es darum geht, möglichst unabhängig vom Motorbetriebspunkt einen beliebigen Ladedruck durch das Aufladeaggregat bereitstellen zu können. In jüngster Zeit werden aber auch Anstrengungen unternommen, elektrisch angetriebene Verdichter für den Fahrzeugeinsatz zu entwickeln.

Die Selbstaufladung kann, wie in **Tab. 3.1** dargestellt, weiter untergliedert werden. Durch die Nutzung gasdynamischer Effekte im Motor-Ansaugsystem kann eine natürliche Aufladung ohne zusätzliche Verdichteraggregate erreicht werden. Es sind lediglich die Saugrohr- und, je nach Anwendung, die Abgasrohrlängen so anzupassen, dass im gewünschten Drehzahlbereich die gewollte Liefergradanhebung ansteht. Der nachteilige feste Zusammenhang zwischen Drehzahl und Aufladeeffekt wird durch schaltbare Saugrohr- und Abgasrohrlängen gelockert. Der in diese Gruppe aufgenommene Druckwellenlader stellt einen Sonderfall dar, da sein *Zellenrad* zwar vom Motor angetrieben wird, dieses aber praktisch keine Leistung aufnimmt, sondern nur als Steuerschieber dient. Der Aufladeeffekt wird direkt aus der Abgasenergie gewonnen.

Die vom Verbrennungsmotor mechanisch angetriebenen Lader, auch mechanische Aufladung genannt, besitzen im Allgemeinen den Vorteil einer besseren Dynamikfähigkeit im Vergleich zur Abgasturboaufladung. Durch die mechanische Kopplung des Aufladeaggregats mit der Kurbelwelle lassen sich im dynamischen Motorbetrieb stets die gewünschten Ladedrücke erreichen. Nachteilig wirkt sich allerdings die permanent aufzubringende Laderantriebsleistung aus, die auch dann vom Motor zu erbringen ist, wenn keine oder nur eine sehr geringe Ladedruckanforderung vorliegt [79].

Zu den Selbstaufladeverfahren, die die Abgasenergie nutzen, zählt das am häufigsten verwendete Aufladeverfahren, die Abgasturboaufladung. Ein Abgasturbolader[5], bestehend aus einem Verdichter und einer Turbine auf einer gemeinsamen Welle, ist hierbei rein thermodynamisch mit dem Verbrennungsmotor gekoppelt. Durch die Nutzung der Abgasenergie, die sonst über die Abgasanlage des Motors verloren geht, besitzt die Abgasturboaufladung einen deutlichen Wirkungsgradvorteil gegenüber der mechanischen Aufladung. Das Instationärverhalten eines abgasturboaufgeladenen Motors ist allerdings kritisch zu betrachten, da die indirekte, lediglich thermodynamische Kopplung zwischen Motor und Turbolader nur eine verzögerte Antwort auf einen plötzlichen Ladedruckwunsch erlaubt [63].

Schließlich werden auch verschiedene Aufladeverfahren kombiniert, um die Nachteile der einzelnen Verfahren zu reduzieren, gleichzeitig aber die positiven Gesichtspunkte nutzen zu können [90], [6]. So ist heute die zweistufige geregelte Abgasturboaufladung eine Möglichkeit, das ungünstige Instationärverhalten der reinen Abgasturboaufladung zu verbessern [46], [91]. Für weiterführende Betrachtungen wird in [60] ein detaillierter Vergleich der verschiedenen Aufladeverfahren, insbesondere der mechanischen Systeme, mit anschließender Bewertung gegeben.

3.1.2 Motorprozess-Simulation

Entwicklungsgeschichte

Im Vergleich zur Entwicklung der Aufladung begannen die Tätigkeiten zur Berechnung des Motorprozesses erst in den 60er Jahren, und dabei zunächst an

[5] auch Turbolader, abgekürzt: ATL

langsam- und mittelschnelllaufenden Großmotoren. Die Anfänge lassen sich an der Veröffentlichung von Gerhard Woschni (1934-2003) zur *Elektronischen Berechnung von Verbrennungsmotor-Kreisprozessen* [82] fest machen. Darin beschreibt er, seinerzeit in Diensten der MAN-Augsburg und unter der Leitung von Karl Zinner (1905-1991) [54], ein Rechenprogramm, das die zeitlichen Zustandsgrößen des Arbeitsgases im Zylinder eines Dieselmotors einschließlich des Ladungswechsels berechnet. Als Randbedingungen mussten ein Brenngesetz, heute allgemein „Brennverlauf", der Gaszustand vor dem Einlassventil und der Abgasgegendruck hinter dem Auslassventil angenommen werden. Alternativ konnte das Programm bereits die Gasschwingungen im Saugleitungs- und Abgasleitungssystem nach der akustischen Theorie berücksichtigen. Neben den realen kalorischen Stoffwerten verwendete Woschni die bis dahin aus der Literatur bekannten Ansätze für den Wandwärmeübergang im Zylinder. Diese Ansätze bewertete Woschni jedoch als unzureichend [54], so dass er 1967 in einer weiteren Veröffentlichung einen allgemeingültigen Ansatz zum Wärmeübergangskoeffizienten im Zylinder vorlegte, der bis heute seine Bedeutung behalten hat.

Da die Woschni-Berechnung der Zustandsänderungen in den Abgasleitungen aufgeladener Dieselmotoren nach der akustischen Theorie nur eine grobe Vereinfachung darstellte [82], [50], [51], entwickelte Pucher (*1943), ebenfalls in Diensten der MAN-Augsburg und unter der Leitung von Zinner und Woschni [54], ein Rechenprogramm, das die Berechnung der Vorgänge im Abgasleitungssystem nach der quasistationären Füll- und Entleermethode ermöglichte. Woschni nutzte diese Arbeit als Basis für weitere Forschungsarbeiten, insbesondere im Rahmen von FVV[6]-Projekten, aus denen später unter anderem das Programmpaket GPA[7] hervorging [54].

Für schnelllaufende Motoren war aber auch der Berechnungsansatz nach der Füll- und Entleermethode wenig geeignet, da die Vorgänge in den Gaswechselleitungen stark pulsierend sind. Daher wurde ein FVV-Forschungsprojekt unter der Leitung von Hans Seifert (*1927) mit dem Ziel ins Leben gerufen, ein Programm zur Berechnung der instationären Strömungsvorgänge in den Gaswechselleitungen nach einem eindimensionalen Rechenmodell zu erstellen, aus dem schließlich das Programmsystem PROMO hervorgegangen ist.

In der Folgezeit sind diese Programme zur Simulation des Motorgesamtprozesses um spezielle Modelle erweitert [85], [15] und entsprechend aussagekräftiger geworden [81], wozu die zeitgleiche rasante Entwicklung der Rechnertechnik in besonderer Weise beigetragen hat [16]. Anfang der 80er Jahre standen dann auch Programmpakete zur Verfügung, die den dynamischen Motorbetrieb einschließlich des vom Motor angetriebenen Systems, zum Beispiel eines Kraftfahrzeugs, entlang vorgegebener Fahrzyklen oder Beschleunigungsvorgänge simulierten [88], [64], [65], [18], [89]. **Tab. 3.2** gibt einen Überblick zu den wesentlichen Meilensteinen der Entwicklung zur Motorprozess-Simulation.

[6] **F**orschungs**v**ereinigung **V**erbrennungskraftmaschinen e.V.
[7] **G**esamt**p**rozess**a**nalyse

Tab. 3.2 Meilensteine der Entwicklung zur Motorprozess-Simulation

Jahr	Autor	Meilenstein
1938	Justi	Beschreibung kalorischer Stoffwerte für Luft und Verbrennungsabgas unterschiedlicher Zusammensetzung in Form eines Gleichungsansatzes [29]
1964	Lange/ Woschni	Rechenprogramm zur thermodynamischen Auswertung von Indikator-Diagrammen [32]
1965	Woschni	Berechnung der zylinderinternen Zustandsgrößen des Arbeitsgases eines Dieselmotors einschließlich des Ladungswechsels; Berücksichtigung der Gasschwingungen im Saugleitungs- bzw. Abgasleitungssystem nach der akustischen Theorie [82]
1967	Woschni	Darstellung des Wandwärmeübergangs im Zylinder [83]
1969	Zapf	Beschreibung des Wandwärmeübergangs während der Ladungswechselphase [86]
1969	MAN (Pucher)	Berechnung der Vorgänge in den Abgasleitungen von aufgeladenen Dieselmotoren nach der quasistationären Füll- und Entleermethode; Weiterentwicklung zum Programmpaket GPA
1970	Vibe	Darstellung des Brennverlaufs und der Durchbrennfunktion durch eine einfache e-Funktion
1970	Zacharias	Analytische Darstellung der thermodynamischen Eigenschaften von Verbrennungsgasen
1970	FVV	Forschungsprojekt „Ladungswechsel“ zur Erstellung eines Programmpaketes auf der Grundlage der eindimensionalen instationären Rohrströmung; Weiterentwicklung zum Programmpaket PROMO
1971	MAN (Pucher)	Rechenprogramm INLAW zur Bestimmung der Zustandsänderungen in den Gaswechselleitungen nach dem instationären Charakteristikenverfahren
1973	Woschni/ Anisits	Ansatz zur Vorausberechnung der Änderungen des Brennverlaufs bei geänderten Betriebsbedingungen mittelschnelllaufender Dieselmotoren [85]
1974	Bulaty	mathematische Darstellung der Turbolader-Turbinenkennfelder als Randbedingung für Ladungswechselprogramme [15]
1981	Zellbeck	Berechnung des dynamischen Betriebsverhaltens aufgeladener Dieselmotoren [88]
1982	Csallner/ Woschni	Vorausberechnung der Änderungen des ottomotorischen Brennverlaufs bei geänderten Betriebsbedingungen [17]

Einteilung der Simulationsmodelle

Zur numerischen Nachbildung des realen Motorgesamtprozesses, bestehend aus den zylinderinternen Zustandsänderungen[8] und den Zustandsänderungen in den Gaswechselleitungen, existieren je nach Aufgabenstellung und Einsatzgebiet derzeit verschiedene Modellansätze.

Diejenigen Ansätze, die den Zylinderprozess[9] beschreiben, dienen in erster Linie der Berechnung der zeitlichen Energiefreisetzung im Brennraum und der daraus resultierenden Änderungen der Zustandsgrößen im Zylinder. Grundlage hierfür bildet meist

[8] auch Zylinderprozess genannt, der weiter in Hochdruckteil und Ladungswechselteil untergliedert werden kann

[9] auch als Verbrennungsmodell bezeichnet

ein mit Hilfe der thermodynamischen Analyse ermittelter realer Brennverlauf oder ein Ersatzbrennverlauf (zum Beispiel nach Vibe). Werden diejenigen Ansätze hinzugenommen, die die Zustandsänderungen in den Gaswechselleitungen nachbilden, wird die Ermittlung der ein- und ausströmenden Gasmassen sowie deren Zusammensetzungen möglich [37].

Die für diese Motorgesamtprozess-Simulation relevanten parametrischen, mathematischen Modelle [39] lassen sich in null-, quasi- und mehrdimensionale Modellansätze einteilen [12], [57], [40], [77].

Nulldimensionale Modelle

In Verbindung mit dem Ein-Zonen-Zylindermodell bildet der nulldimensionale Ansatz den einfachsten Modelltyp. Die Wärmefreisetzung im Brennraum wird hier durch den (zeitlichen) Brennverlauf vorgegeben. Zur Beschreibung der Zustandsänderungen werden der 1. Hauptsatz der Thermodynamik, die Massenbilanz, die thermische Zustandsgleichung sowie die Gaszusammensetzung innerhalb der betrachteten Systemgrenzen berücksichtigt. Eine Ortsabhängigkeit der Zustandsgrößen wie Druck und Temperatur oder der Stoffkonzentrationen wird nicht betrachtet. Auch die Gaswechselleitungen werden in ähnlicher Art und Weise abgebildet, so dass die so genannte quasistationäre Füll- und Entleermethode als typischer Vertreter dieses Modellansatzes zu nennen ist. Derartige Modelle haben den Vorteil, einfach und rasch Ergebnisse zu liefern. Sie erlauben eine energetisch richtige Beurteilung des Motorprozesses, ohne allerdings das räumliche Strömungsfeld im Brennraum oder lokale Phänomene auflösen zu können.

Wird das Ein-Zonen-Modell durch so genannte Zwei- oder Mehrzonenmodelle ersetzt, kann der Brennraum in mehrere, in sich homogene Bereiche mit verbranntem und unverbranntem Gemisch eingeteilt werden, so dass örtliche Konzentrations- und Temperaturunterschiede berücksichtigt werden können. Diese Erweiterung ermöglicht die Vorausberechnung von Schadstoffkomponenten (zum Beispiel NO_x)[25]. Als Nachteil erweist sich jedoch bei diesen Mehrzonenmodellen die Beschreibung des Wärmeüberganges zwischen den Zonen bzw. von den Zonen an die Brennraumwand und der Energieübertragung vom verbrannten zum unverbrannten Gemisch [24], da entsprechende allgemeingültige Gesetzmäßigkeiten fehlen. Sie werden durch Annahmen ersetzt, die messtechnisch derzeit noch nicht überprüft werden können [12].

Quasidimensionale Modelle

Eine weitere Möglichkeit zur Beschreibung der Zustandsänderungen im Zylinder und in den Gaswechselsystemen bilden so genannte quasidimensionale Modelle. Im Rahmen einer sonst nulldimensionalen Modellierung erlauben diese Modelle eine Vorausberechnung der Energieumsetzung durch Beschreibung typischer Phänomene wie der Strömung im Brennraum, der Turbulenz, der Strahlausbreitung, der Tropfenverdampfung sowie der Luftbeimischung zum Einspritzstrahl. Grundlage dieser Modelle ist die Annahme, dass die Einzelphänomene ohne Rückwirkung aufeinander

beschreibbar sind [24]. Die tatsächliche Brennraumgeometrie und damit die genaue örtliche Beschreibung des Verbrennungsprozesses wird in diesen Modellen nur wenig berücksichtigt. Wie bei den nulldimensionalen Mehrzonenmodellen wird auch hier der Brennraum in eine verbrannte und eine unverbrannte Zone unterteilt, so dass örtliche Temperatur-, Druck- und Konzentrationsunterschiede ermittelt werden können. Die Beschreibung von Wärmeübergängen erfolgt mit Annahmen, die aus der nulldimensionalen Betrachtung stammen [12].

Ein- und mehrdimensionale Modelle

Mehrdimensionale Modelle sind in der Lage, die wirklichen örtlichen Verhältnisse durch Einführung der Raumkoordinaten wiederzugeben. Je nach Anwendungsfall werden dabei ein, zwei[10] oder drei Raumrichtungen berücksichtigt. Eindimensionale Modelle werden häufig zur Berechnung der Rohrströmung im Einlass- und Auslasssystem eingesetzt. Mehrdimensionale Ansätze (CFD[11]-Modelle) finden dagegen bei komplexeren Strömungsfeldern Anwendung. Grundsätzlich basieren diese Modelle auf den Erhaltungssätzen für Masse, Energie und Impuls, die durch physikalische Modelle für Gemischbildung, Wärmeübergang, Turbulenz und Verbrennung ergänzt werden. Die zahlreich vorhandenen dreidimensionalen Ansätze zur Modellierung der dieselmotorischen Verbrennung liefern bis heute jedoch keine verlässliche Beschreibung der innermotorischen Vorgänge oder gar eine Methode zur Vorausberechnung des Zylinderprozesses bei vertretbaren Rechenzeiten [24]. Weitere Nachteile der dreidimensionalen Ansätze sind zum einen der hohe experimentelle Aufwand zur Verifizierung der einzelnen Modelle und zum anderen die hohen Anforderungen an die Modellgenauigkeit, um Fehlerfortpflanzung aufgrund von Abhängigkeiten zwischen den Einzelmodellen gering zu halten [12], [49], [44].

In jüngster Zeit werden auch verschiedene Modelle, insbesondere ein- und dreidimensionale Ansätze, mit dem Ziel kombiniert, die eingeschränkte Erfassung der Einflüsse strömungsbestimmender Bauteile innerhalb der 1D-Modelle durch instationäre 3D-Simulationen einzelner, geometrisch komplexer Bauteile zu verbessern [19].

In der vorliegenden Arbeit werden das nach dem quasistationären Verfahren der Füll- und Entleermethode arbeitende Programmpaket THEMOS® und das auf der eindimensionalen Betrachtung der instationären Rohrströmung basierende Programmsystem PROMO betrachtet. Beide Programme erfassen die zylinderinternen Zustandsänderungen gleichermaßen nach einem nulldimensionalen Einzonenmodell.

[10] abgesehen von [21] wenig gebräuchlich
[11] **C**omputational **F**luid **D**ynamics

3.2 Nulldimensionales Motormodell

3.2.1 Modellannahmen und Grundgleichungen

Um ein komplexes Motorgesamtsystem der Simulationsrechnung zugänglich zu machen, bedarf es seiner Zerlegung in Teilsysteme. Es entstehen so genannte „Behälter“ (zum Beispiel Zylinder[12], Ladeluftkühler, Ansaugkrümmer oder Abgaskrümmer) und „Verknüpfungsstellen“ (zum Beispiel Ein- und Auslassventile, Drosselklappen, Verdichter oder Turbinen), die durch verschiedene Eigenschaften so konfiguriert werden, dass sie die unterschiedlichsten Motorteilsysteme beschreiben können. Bei der nulldimensionalen Modellierung besitzen die Behälter lediglich ein definiertes Volumen. Eine konkrete räumliche Ausdehnung bleibt unberücksichtigt[13].

Für die Berechnung der Zustandsgrößen in den einzelnen Behältern werden folgende Annahmen getroffen:

- Jeder Behälter wird als homogen betrachtet. Dadurch werden alle Größen auf ihre Zeitabhängigkeit bzw. Kurbelwinkelabhängigkeit[14] reduziert.
- Die Zustandsänderungen werden als quasistationär angenommen, d.h. jeder Zeitschritt wird für sich so behandelt, als würde ein stationärer Zustand vorliegen.
- Das Arbeitsgas wird als quasiideal angesehen. Für die kalorischen Zustandsgrößen wird zwar deren Abhängigkeit von Temperatur und Gaszusammensetzung berücksichtigt, jedoch gelten im übrigen die Gesetzmäßigkeiten der idealen Gase.
- Reibungskräfte im Arbeitsgas werden vernachlässigt, so dass mit der Voraussetzung örtlich konstanten Drucks innerhalb jeden Behälters der Impulssatz keine Aussage liefert.

Zur Berechnung eines solchen nulldimensionalen Systems stehen die Erhaltungssätze für Masse und Energie sowie die thermische Zustandsgleichung des Arbeitsgases zur Verfügung. In differentieller Form formuliert, ergeben diese 3 Grundgleichungen eine homogene Differentialgleichung 1. Ordnung für die Temperatur im betrachteten Behälter. Je nach Komplexität des Behälters sind für die Lösung dieser Gleichung weitere Randbedingungen vorzugeben [84], [78]. Im Fall des Zylinders sind Kenntnisse zur Energiefreisetzung (Brennverlauf) im Brennraum, zum Wandwärmestrom im Zylinder [83], [43] und im Zylinderkopf [86] sowie zu den kalorischen Stoffeigenschaften [52], [26] notwendig.

Eine ausführliche Beschreibung zur Ermittlung der genannten Gleichungen und Randbedingungen auf der Grundlage des hier verwendeten nulldimensionalen Programmsystems erfolgte bereits mehrfach in der Literatur [14], [43], so dass hier nur die Ansätze beschrieben werden, die unmittelbar Relevanz besitzen.

[12] Auf Grund des veränderlichen Volumens stellt der Zylinder die komplexeste Behälterausprägung dar.
[13] es sei denn, über die Behälteroberfläche soll ein Wandwärmeverlust erfasst werden
[14] Umrechnung durch $dt = \frac{1}{\omega} \cdot d\varphi$

3.2.2 Verbrennung und Brennverlauf

Für die Erfassung der zylinderinternen Zustandsänderungen sind Kenntnisse zum zeitlichen Verlauf der Energiefreisetzung erforderlich. Mit Hilfe des mit ausreichender Genauigkeit messbaren Zylinderdruckverlaufes lässt sich über eine thermodynamische Druckverlaufsanalyse ein so genannter realer Brennverlauf $dQ_B/d\varphi$ ermitteln. Dieser Brennverlauf enthält sämtliche, den Ablauf der Verbrennung charakterisierenden Eigenschaften des Motorbetriebspunktes und ist punktweise dem Simulationsprogramm vorzugeben. Derart reale Brennverläufe finden auch in der vorliegenden Arbeit Anwendung.

3.2.3 Verknüpfungsstellen

Zwei Behälter werden durch eine Verknüpfungsstelle miteinander verbunden, über die ein Massen- und Energieaustausch stattfindet. Dieser Austausch kann entweder durch das an der Verknüpfungsstelle anliegende Druckverhältnis (zum Beispiel bei Ein- und Auslassventilen) oder durch besondere Wirkmechanismen (zum Beispiel bei Strömungs- und Verdrängermaschinen) verursacht werden. Die sich ergebenen Massenströme werden mit Hilfe der Durchflussgleichung nach de Saint-Venant bestimmt. Sie entsteht aus dem Energiesatz für isentrope Strömung [34] und kann für beliebige Drosselstellen wie folgt formuliert werden:

$$\dot{m} = A_{eff} \cdot \sqrt{p_{01} \cdot \varrho_{01}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \left[\left(\frac{p_2}{p_{01}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_2}{p_{01}} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \tag{3.1}$$

mit
- $\dot{m}$ Massenstrom in kg/s
- A_{eff} effektiver Drosselquerschnitt in m^2
- p_{01} Gesamtdruck vor Drossel in bar
- ϱ_{01} Dichte vor Drossel in kg/m^3
- p_2 statischer Druck nach Drossel in bar

Dabei ist der effektive Drosselquerschnitt A_{eff} über die Beziehung

$$A_{eff} = \mu \cdot A_{geo} \tag{3.2}$$

mit dem geometrischen Drosselquerschnitt A_{geo} verknüpft. Diese Beziehung erfasst die Strömungsverluste an der Drosselstelle und muss experimentell an einem stationären Durchflussprüfstand ermittelt werden [14]. Die Vernachlässigung der kinetischen und der potentiellen Energie innerhalb der nulldimensionalen Modellierung führt für eine derartige adiabat irreversible Drosselstelle zu einer isenthalpen Zustandsänderung nach **Abb. 3.1** [3], [49].

Für den Fall, dass die Verknüpfungsstelle eine Strömungs- oder Verdrängermaschine darstellt, ist ein gesonderter Berechnungsgang notwendig, der in **Abschn. 3.4** behandelt wird.

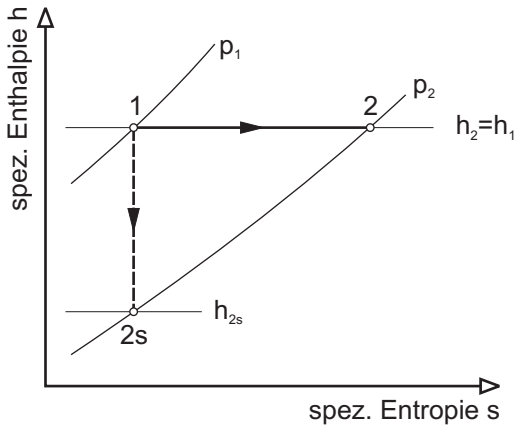

Abb. 3.1 Zustandsänderung einer adiabaten Drossel ohne Berücksichtigung der kinetischen und potentiellen Energie [1→2] im Vergleich zum adiabat reversiblen (isentropen) Prozess [1→2s]

3.2.4 Motorreibung

Die auf den Kolben übertragene, indizierte Arbeit unterscheidet sich von der an der Kupplung verfügbaren Nutzarbeit um die Reibarbeit. Aus den Messwerten des verwendeten Versuchsträgers wurde ein empirischer Ansatz für den Reibmitteldruck abgeleitet, der von der Motordrehzahl und dem indizierten Mitteldruck abhängt:

$$p_{mr} = \left(1,83044 \cdot 10^{-5} \cdot n_{Motor} + 0,033\right) \cdot p_{mi} + 1,87 \cdot 10^{-4} \cdot n_{Motor} + 0,289 \quad (3.3)$$

Der Lasteinfluss fällt gegenüber dem Drehzahleinfluss deutlich geringer aus (vgl. **Abb. 3.2**).

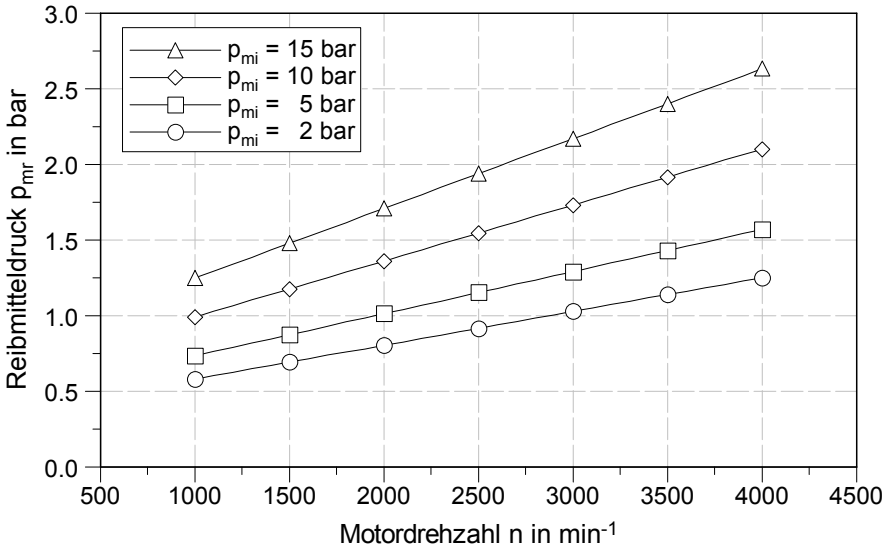

Abb. 3.2 Reibansatz für den Versuchsträger

3.3 Eindimensionales Motormodell

3.3.1 Modellannahmen und Grundgleichungen

Ähnlich dem Vorgehen beim nulldimensionalen Modell wird das Motorgesamtsystem auch bei der eindimensionalen Betrachtung[15] in Teilsysteme zerlegt. Dabei wird zwischen einzelnen Rohrstücken, Rand- oder Übergangsbedingungen und Behältern bzw. Zylindern unterschieden. In ihrer Berechnung werden diese drei Teilsystemarten ebenso differenziert behandelt. Die Strömung innerhalb der Rohrstücke wird mit den Gleichungen der anisentropen instationären Gasdynamik ermittelt. Dazu stehen die Erhaltungssätze für Masse, Energie und Impuls zur Verfügung. Die Rand- oder Übergangsbedingungen, physikalisch als Drosselstellen zu verstehen, werden über den quasistationären Ansatz der Strömung behandelt. Der Berechnungsalgorithmus für die Rand- oder Übergangsbedingungen muss somit die quasistationären thermodynamischen Grundgleichungen mit den gasdynamischen Gleichungen für die instationäre Rohrströmung verknüpfen. Schließlich werden die Zustandsänderungen der Behälter und Zylinder rein thermodynamisch gelöst [35], [45].

3.3.2 Instationäre Rohrströmung

Die genannten Erhaltungssätze, die zur Berechnung der instationären Rohrströmung herangezogen werden, bilden ein System partieller Differentialgleichungen, die in ihrer Ausprägung ein kombiniertes Anfangs- und Randwertproblem darstellen. Dabei liegen diesen Berechnungsgleichungen folgende Annahmen zu Grunde:

- Bei der eindimensionalen instationären Rohrströmung hängen die Zustandsgrößen von einer Ortskoordinate und der Zeit ab[16].
- Wärmeleitungs- und Vermischungseffekte innerhalb des Arbeitsgases in Richtung der Ortskoordinate bleiben unberücksichtigt. Es tritt keine innere Reibung auf.
- Es werden der Wärmeübergang und die Reibung an der Rohrwand berücksichtigt.
- Das Arbeitsgas wird als ideales Gas betrachtet.

Ausgehend von einem Anfangswert der Zustände Teilchengeschwindigkeit $w(x, t_0)$, Schallgeschwindigkeit $a(x, t_0)$ und Druck $p(x, t_0)$ wird das Gleichungssystem schrittweise nach dem zweistufigen Lax-Wendroff-Verfahren integriert [68], [34], [66].

[15] am konkreten Beispiel von PROMO

[16] PROMO lässt zusätzlich Veränderungen im Rohrquerschnitt in Abhängigkeit der Ortskoordinate zu, so dass eine eineinhalbdimensionale Stömungsberechnung entsteht.

3.3.3 Rand- oder Übergangsbedingungen

Die Innengeometrien der Drosselstellen verursachen teilweise derart komplexe Strömungsvorgänge, dass sie sich auch beim eindimensionalen PROMO-Modell nicht mit ausreichender Genauigkeit in Gleichungsform ausdrücken lassen. So fehlen für den Impulserhaltungssatz im Allgemeinen alle Informationen über Wandreibung, Druckverteilung an den festen Wänden und die geometrische Form selbst. Daher wird auch hier das Modell der quasistationär durchströmten Drosselstelle mit den folgenden Voraussetzungen angesetzt:

- Die Strömung durch die Drosselstellen wird als quasistationär angenommen. Die Zustandsgrößen besitzen keine Ortsabhängigkeit.
- Das Arbeitsgas wird als ideales Gas betrachtet.

In Analogie zum Vorgehen beim nulldimensionalen Modell benutzt auch der PROMO-Ansatz die Durchflussgleichung nach de Saint-Venant (**Gl. (3.1**)) bei der Berechnung der Zustandsgrößen an den Drosselstellen. Der auch hier empirisch ermittelte Durchflussbeiwert μ korrigiert den Idealfall der verlustfreien, isentropen Strömung auf den Realfall der verlustbehafteten, adiabaten Strömung. Die Ergebnisse dieser Drosselströmung liefern gleichzeitig die Zustandsvektoren an den Rändern der angrenzenden Rohre für die instationäre Strömungsberechnung.

Die Durchflussgleichung nach de Saint-Venant entsteht, wie bereits erwähnt, aus dem Energiesatz für den gedachten isentropen Vorgang, in den man für die gesuchte Austrittstemperatur und die Dichte mit Hilfe der Isentropenbeziehungen den als bekannt angenommenen Anströmzustand ansetzt. Für jene Drosselstellen, bei denen die Annahme einer isentropen Zustandsänderung jedoch nicht zutrifft, zum Beispiel bei der Mischung mehrerer Stoffströme, wird eine verallgemeinerte Form der Durchflussgleichung (**Gl. (3.4)**) mit der Modellvorstellung einer reversiblen Zustandsänderung eingeführt. Dies wird dadurch erreicht, dass die Bedingung $\Delta s = 0$ (Isentropie) durch die Entropiebilanz für die verlustlose Strömung ersetzt wird. Mit dieser Bedingung und dem erneuten Ansatz über den Energiesatz wird es zusätzlich möglich, Wärmeströme und mechanische Leistungen innerhalb der quasistationären Drosselströmung zu berücksichtigen - eine wesentliche Voraussetzung, um die Vereinigungsströmung in Mehrfachrohrverzweigungen oder auch Ladeluftverdichter, Ladeluftkühler, ein- und mehrflutige Abgasturbinen und mechanische Lader berechnen zu können. Für eine ausführliche Herleitung dieser allgemeinen Durchflussgleichung sei auf [34] verwiesen.

$$\dot{m}_{mth} = A_m \sqrt{p_{0i} \cdot \varrho_{0i}} \cdot e^{-\vartheta} \cdot \ldots$$

$$\sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1}\left[\left(\frac{p_{mth}}{p_{0i}}\right)^{\frac{2}{\kappa}} \underset{j}{\pi}^2 \cdot \underset{k\neq m}{\pi}^2 \left(\underset{j}{\sigma} - \underset{k\neq m}{\sigma} + \frac{\kappa - 1}{\kappa \cdot R} \cdot \frac{P + \dot{Q}}{\dot{m}_{mth} T_{0i}}\right) - \left(\frac{p_{mth}}{p_{0i}}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \underset{j}{\pi} \cdot \underset{k\neq m}{\pi} \cdot e^{\vartheta}\right]} \tag{3.4}$$

mit $\underset{j}{\pi} = \prod_j \left[\left(\frac{p_{0j}}{p_{0i}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \cdot \frac{T_{0i}}{T_{0j}}\right]^{\frac{\dot{m}_j}{\dot{m}_m}}$; $\underset{k\neq m}{\pi} = \prod_{k\neq m} \left[\left(\frac{p_{0i}}{p_{0kth}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \cdot \frac{T_{0kth}}{T_{0i}}\right]^{\frac{\dot{m}_k}{\dot{m}_m}}$

$\underset{j}{\sigma} = \sum_j \frac{\dot{m}_j \cdot T_{0j}}{\dot{m}_m \cdot T_{0i}}$; $\underset{k\neq m}{\sigma} = \sum_{k\neq m} \frac{\dot{m}_k \cdot T_{0kth}}{\dot{m}_m \cdot T_{0i}}$; $\vartheta = \frac{\dot{S}_Q}{c_p \cdot \dot{m}_{mth}}$

$\dot{m}_{th}$	theoretischer Massenstrom in kg/s
A	Rohrquerschnitt in m^2
p_0	Gesamtdruck in bar
ϱ_0	Dichte in kg/m^3
P	Wellenleistung in W
$\dot{Q}$	Wärmestrom in J/s
T_0	Totaltemperatur in K
$\dot{S}_Q$	Entropiestrom in J/(K·s)
$j = 1 \ldots i$	logische Rohrseitenindizes der einströmenden Massen
$k = 1 \ldots m$	logische Rohrseitenindizes der ausströmenden Massen

Damit steht eine für alle Drosselstellen gültige Gleichung zur Verfügung, die durch einfaches Einsetzen der vorliegenden Zustandsgrößen und Herausstreichen der vernachlässigten bzw. nicht vorhandenen Größen an eine konkrete Drosselstelle angepasst werden kann. So ergibt sich die Durchflussgleichung nach de Saint-Venant als Spezialfall von **Gl. (3.4)** [67].

3.3.4 Zylinder- und Behälterberechnung

Die rechnerische Behandlung der Behälter[17] im Rahmen der eindimensionalen Modellierung ist identisch zu dem bereits beim nulldimensionalen Modell vorgestellten Ansatz. Es gelten die gleichen Annahmen:

- Die Zustandsänderungen werden als quasistatisch betrachtet. Es liegt keine Innenströmung vor.
- Das Arbeitsgas ist ein quasiideales Gas.

[17] Auch hier stellt der Zylinder eine Sonderausprägung des Behälters dar.

3.4 Abgasturboaufladung

3.4.1 Allgemeines

Das Ziel der Aufladung, die Ladungsdichte des Arbeitsmediums auf einen Wert oberhalb der Umgebungsdichte anzuheben, entstammt ursprünglich allein dem Wunsch, die effektive Motorleistung zu erhöhen. Für einen Viertaktmotor berechnet sich diese Leistung nach **Gl. (3.5)** [55]:

$$P_e = \frac{H_u}{L_{min}} \cdot V_H \cdot \frac{n_M \cdot \lambda_l \cdot \varrho_L}{\lambda_V} \cdot \eta_i \cdot \eta_m \tag{3.5}$$

mit
H_u	Heizwert in kJ/kg
L_{min}	Mindestluftbedarf in kg/kg
V_H	Hubvolumen des Motors in m^3
n_M	Motordrehzahl in s^{-1}
λ_l	Liefergrad
ϱ_L	Luftdichte vor Einlassventil in kg/m^3
λ_V	Verbrennungsluftverhältnis
η_i	innerer Wirkungsgrad
η_m	mechanischer Wirkungsgrad

Demzufolge ist der Wunsch nach Leistungssteigerung durch direkte oder indirekte Änderung der in **Gl. (3.5)** genannten Größen möglich:

- Durch die Vorgabe der Kraftstoffart liegen H_u und L_{min} fest.
- Das Hubvolumen $V_H = z \cdot V_h$ ist für einen gegebenen Motor konstant, obwohl eine Vergrößerung, entweder durch Erhöhen der Zylinderzahl z oder des Zylinderhubvolumens V_h, ein häufig beschrittener Weg zur Leistungssteigerung darstellt. Dafür ist jedoch ein erheblicher konstruktiver Aufwand zu betreiben, gleichzeitig ist mit einem Verbrauchsanstieg, zumindest im Teillastbetrieb, zu rechnen.
- Eine Steigerung der Motornenndrehzahl n_M geht mit einer quadratischen Erhöhung der mechanischen Triebwerksbelastung einher, die durch die Forderung nach einer angemessenen Lebensdauer nicht beliebig verändert werden kann.
- Der Liefergrad λ_l gibt an, in welchem Maß der Zylinder nach dem Ladungswechsel, insbesondere auch nach der Ventilüberschneidungsphase, mit Frischladung gefüllt werden konnte. Demnach sind die Steuerzeiten und die effektiven Drosselquerschnitte der Ventile in Verbindung mit der Kolbenbewegung aber auch das Ansaug- und Abgassystem Einflussgrößen für den Liefergrad. Da der Liefergrad zusätzlich drehzahlabhängig ist, steht der konstruktive Aufwand, der mit der Änderung einer der genannten Größen anfällt, nur selten in einem akzeptablen Verhältnis zu einer möglichen Leistungssteigerung.
- Einer Minimierung des Verbrennungsluftverhältnisses λ_V sind beim Ottomotor durch den schmalen Zündbereich und beim Dieselmotor durch die Gefahr des Rußens Grenzen gesetzt.

- Eine Erhöhung des inneren Wirkungsgrads η_i lässt sich durch verbesserte Brennverfahren oder höhere Verdichtungsverhältnisse darstellen. Ersteres ist Bestandteil ständiger Entwicklungstätigkeiten, die jedoch nur begrenzte Leistungssteigerungsraten erwarten lassen. Letzteres unterliegt Einschränkungen, die sich aus den Forderungen an den Motorbetrieb wie zum Beispiel Laufgeräusch ergeben.
- Die Verbesserung des mechanischen Wirkungsgrads η_m zielt auf konstruktive Triebwerksänderungen wie Downsizing oder Zylinderabschaltung ab und ist ebenfalls nur mit erheblichem Mehraufwand darstellbar.
- Schließlich bleibt eine Erhöhung der Luftdichte ϱ_L als aussichtsreichste Maßnahme zur Leistungssteigerung erhalten.

Die allgemeine Gaszustandsgleichung nach **Gl. (3.6)**

$$\varrho_L = \frac{p_L}{R \cdot T_L} \tag{3.6}$$

mit p_L Druck vor Einlassventil (= Ladedruck) in N/m^2
R Gaskonstante in J/kg·K
T_L Temperatur vor Einlassventil in K

verdeutlicht, dass eine Druckerhöhung und/oder Temperaturreduzierung die gewünschte Dichteänderung bewirken. Da die Temperatur T_L nach unten durch das Umgebungsniveau begrenzt ist, verbleibt der so genannte Ladedruck p_L als derjenige Parameter mit dem größten Potenzial für eine Steigerung der Motorleistung [52].
Das dazu notwendige Aggregat, welches die Ansaugluft auf einen Ladedruck oberhalb des Atmosphärendrucks bringt, wird allgemein als Lader bezeichnet. Eine Einteilung der Aufladearten wurde bereits in **Abschn. 3.1.1** vorgenommen.

Die Abgasturboaufladung ist das mit Abstand am meisten angewendete und am vielseitigsten einsetzbare Aufladesystem [49]. Es wird insbesondere deshalb auch im PKW- und Nfz-Bereich bevorzugt angewendet, weil bei hochgradig instationären Motorbetriebsbedingungen noch vergleichsweise hohe Motorleistungsdichten und Gesamtwirkungsgrade darstellbar sind.

3.4.2 Grundlagen

Der Abgasturbolader (vgl. **Abb. 3.3**) von Fahrzeugmotoren besteht aus zwei thermischen Strömungsmaschinen, dem Radialverdichter als Strömungsarbeitsmaschine und der Radialabgasturbine als Strömungskraftmaschine. Beide Maschinen sind über eine gemeinsame Welle verbunden. Die rein thermodynamische Kopplung des Turboladers mit dem Verbrennungsmotor bewirkt, dass sich der Turboladerbetriebspunkt als Gleichgewichtszustand zwischen Verdichter- und Turbinenleistung ausgehend vom momentanen Abgasenergieangebot des Motors einstellt. Der Verdichter hat dabei die Aufgabe, dem Verbrennungsmotor vorverdichtete Frischladung zur Verfügung zu stellen. Er wird von der Turbine angetrieben, die dem heißen Motorabgas thermische Energie entzieht und in mechanische Energie umwandelt.

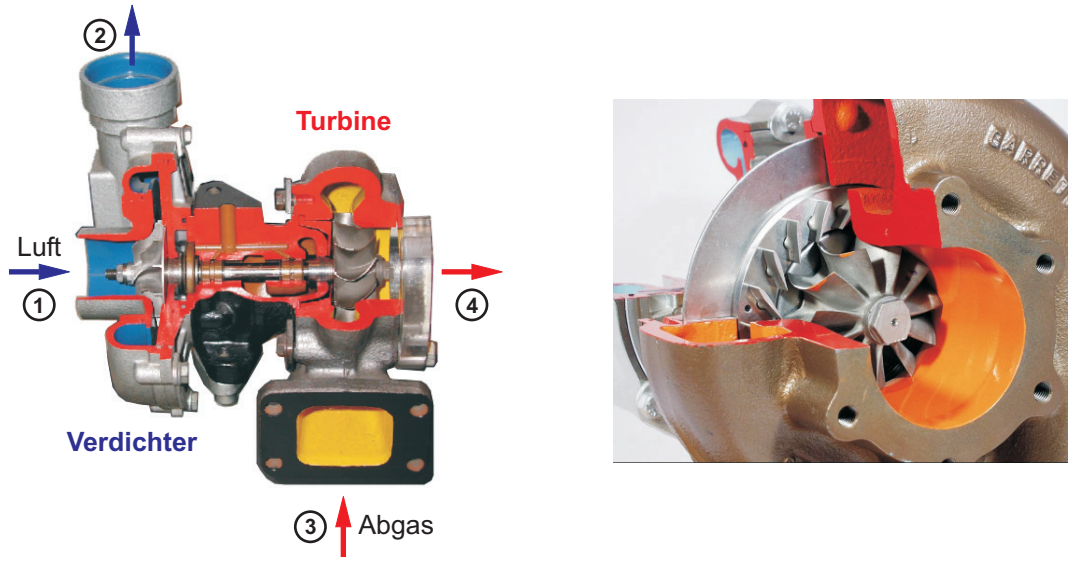

Abb. 3.3 Schnittmodell eines (Fixgeometrie-)Abgasturboladers (links) und einer VTG-Abgasturbine (rechts)

Der Radialverdichter besteht aus dem Verdichterlaufrad, dem Diffusor und dem Spiralgehäuse. Durch die Drehung des Laufrades wird Luft axial angesaugt und im Rad auf hohe Geschwindigkeit beschleunigt. Die Luft verlässt das Verdichterrad in radialer Richtung. Im Diffusor wird die Geschwindigkeit der Luft weitgehend verlustfrei verringert. Die Folge davon ist eine Steigerung von Druck und Temperatur. Der Diffusor wird aus der Verdichterrückwand und einem Teil des Spiralgehäuses gebildet. Im Spiralgehäuse wird die Luft gesammelt und ihre Geschwindigkeit bis zum Verdichteraustritt weiter reduziert.

Die Radialturbine besteht aus dem Turbinenlaufrad und dem Turbinengehäuse. Das Turbinenlaufrad wird zentripetal, d.h. in radialer Richtung von außen nach innen durchströmt, das Ausströmen erfolgt in axialer Richtung. Die Motorabgase werden durch den Strömungsquerschnitt der Turbine aufgestaut, so dass sich zwischen Eintritt und Austritt der Turbine ein Druck- und Temperaturgefälle einstellt. Dieses Gefälle wird in der Turbine in kinetische Energie umgesetzt, die das Turbinenlaufrad antreibt [38].

Bei der Kopplung eines Turboladers mit einem Verbrennungsmotor sind in vielerlei Hinsicht Randbedingungen zu beachten, die eine gewissenhafte Auslegung bzw. Auswahl des Turboladers erfordern. So muss beispielsweise, ausgehend von den Anforderungen, die ein derart gekoppeltes Fahrzeug-Antriebssystem liefern soll, sichergestellt werden, dass entlang der Motordrehzahl der gewünschte Volllast-Ladedruck erreicht wird. Für (Fixgeometrie-)Abgasturbolader (vgl. **Abb. 3.3**) wird dazu die Turbinengröße so ausgewählt, dass bei ca. 40% der Motornenndrehzahl der gewünschte maximale Ladedruck zur Verfügung steht [60]. Für Drehzahlen höher als diese, beim maximalen Drehmoment, ist der Ladedruck dann mit steigender Motordrehzahl so einzuregeln, dass schließlich die gewünschte Nennleistung dargestellt werden kann. Diese Regelung wird durch ein Waste-Gate realisiert. Die Auslegung eines Turboladers mit verstellbarem Leitapparat am Turbineneintritt (VTG) (vgl. **Abb. 3.3**)

geschieht demgegenüber am Nennleistungspunkt des Motors. Mit einem nahezu vollständig geöffneten Leitapparat[18] muss der geforderte Ladedruck für diesen Motorbetriebspunkt dargestellt werden. Mit fallender Motordrehzahl wird der Leitapparat kontinuierlich geschlossen. Das maximale Drehmoment des Motors wird bei einer in etwa mittleren Leitschaufelposition erreicht. In beiden Fällen ist grundsätzlich sicherzustellen, dass bei einer Volllastbeschleunigung der Betriebspunkt des Turboladerverdichters nicht die Pumpgrenze in Richtung instabilen Betriebsverhaltens überschreitet.

Eine derartige Auslegung setzt Kenntnisse zur Turboladercharakteristik, und zwar getrennt für Verdichter und Turbine, voraus. Es sind spezifische Daten für eine absolute Bewertung, aber auch für einen relativen Vergleich zwischen verschiedenen Strömungsmaschinen erforderlich. Insbesondere dann, wenn Simulationssysteme zur Beschreibung des Turboladerverhaltens selbst oder in Kombination mit einem Verbrennungsmotor zum Einsatz kommen, muss das Betriebsverhalten des Turboladers dargestellt werden können [36], [31]. Dazu existieren standardisierte Methoden, die im folgenden vorgestellt werden.

3.4.3 Vermessungs- und Berechnungsmethodik für Abgasturbolader

Zur Beurteilung der Leistungsfähigkeit eines Turboladers wird dieser im Allgemeinen auf speziellen Brennkammerprüfständen[19] vermessen. Dabei entstehen normierte Kennfelder, die das Durchsatz- und Wirkungsgradverhalten, getrennt für Verdichter und Turbine, charakterisieren.

Die Untersuchungen für die vorliegende Arbeit erfolgten an einem Abgasturboladerprüfstand der Forschungsstelle. Das zugehörige Schaltschema zeigt **Abb. 3.4 a)**. Die Turbine wird hierbei mit einem konstanten, in seiner Temperatur regelbaren Heißgasmassenstrom, der in einer Brennkammer durch Verbrennung von Dieselkraftstoff erzeugt wird, beaufschlagt. Die Verbrennungsluft stellt ein externer Axialverdichter (Verdichter 1) bereit. Weiterhin besteht auch die Möglichkeit, die Turbine nur über den Luftmassenstrom aus Verdichter 1, im Rahmen einer Kaltvermessung, anzutreiben. Der dann darstellbare Betriebsbereich des Turboladers ist jedoch im Vergleich zur Heißvermessung deutlich eingeschränkt.

Der Verdichter wird über die gemeinsame Welle mit der Turbine von dieser angetrieben und saugt seine Luft über eine Einlaufdüse aus der Umgebung frei an. Eine dem Turboladerverdichter nachgeschaltete zweistufige Drosselkombination ermöglicht die Regelung der Verdichterleistung, so dass bei eingestellter konstanter Drehzahl eine Kennlinie zwischen Widerstandsparabel des Prüfstands und Pumpgrenze aufgenommen werden kann. Zur Erfassung der Zustände für Verdichterdruckverhältnisse kleiner eins, also im IV. Quadranten des Verdichterkennfelds, fördert ein externer Verdichter (Verdichter 2) vorverdichtete Luft zum Eintritt des Turboladerverdichters. Dieser fungiert in dieser Betriebsart als Drossel und baut den angebotenen Druck entsprechend ab. Wird der Rotor des Turboladers zusätzlich blockiert, kann

[18] meist nur zu ca. 80% geöffnet, damit eine Verstellreserve für die Ladedruckregelung verbleibt
[19] oft auch als Turboladerprüfstand bezeichnet

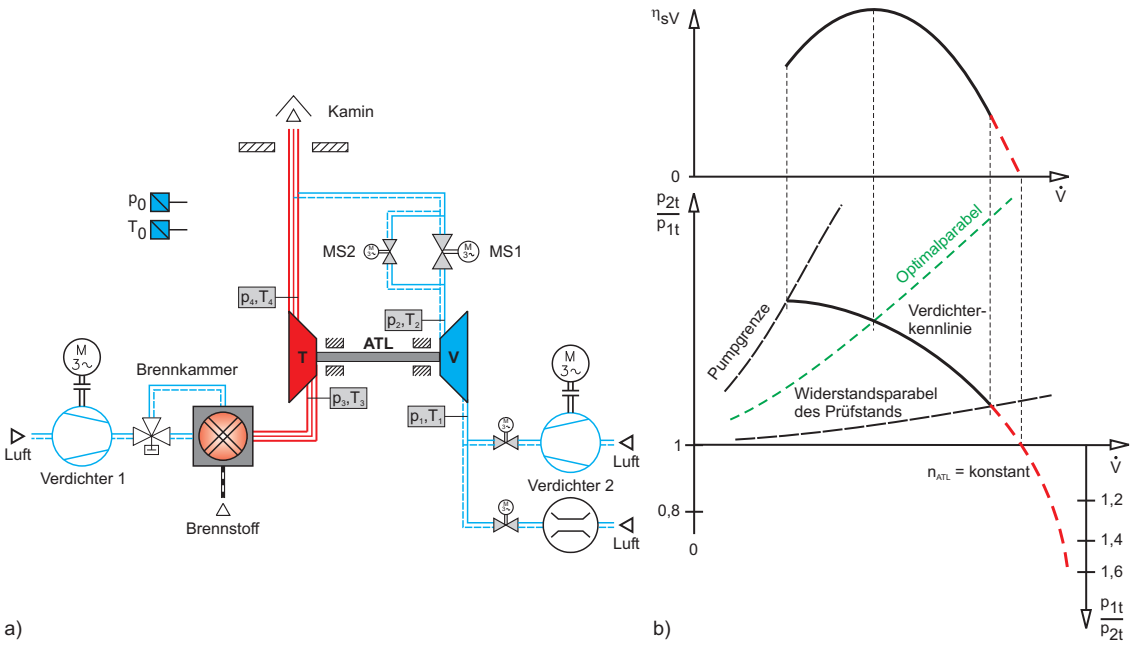

Abb. 3.4 a) Schemabild des Abgasturbolader-Prüfstands der Forschungsstelle, b) Erweiterung der Kennfelddarstellung des Verdichters in den IV. Quadranten

die „Nulldrehzahl“ des Verdichters vermessen werden, vgl. **Abb. 3.4 b)**. Die Erfassung der Verdichterzustände im IV. Quadranten wird insbesondere dann wichtig, wenn der nachgeschaltete Motor kurzzeitig ein höheres Schluckverhalten aufweist, als dies durch den Verdichter abgedeckt werden kann[20].

Zur möglichst genauen Erfassung der Betriebsgrößen des Turboladers sind die gasführenden Leitungen vor und nach Verdichter sowie vor und nach Turbine gerade ausgeführt und beinhalten Sensorik (vgl. **Tab. 3.3**) mit entsprechenden Beruhigungsstrecken zur Bestimmung von Druck und Temperatur. Zur Verringerung der Wärmeverluste, insbesondere derjenigen nach dem Verdichter und vor der Turbine, werden die Rohrleitungen gesondert wärmeisoliert. Im Rahmen einer Turbolader- bzw. Kennfeldvermessung werden die in **Tab. 3.3** aufgelisteten Messgrößen aufgenommen. Sie führen anschließend im Rahmen einer nachfolgend beschriebenen Messwertaufbereitung zu den relevanten Kennfelddarstellungen, ebenfalls wieder separat für Verdichter und Turbine [53].

Verdichter

Mit dem Gesetz nach Bernoulli über die Konstanz des Gesamtdrucks einer Strömung

$$\frac{1}{2} \cdot \varrho \cdot w^2 + p = konst. \tag{3.7}$$

[20] wie zum Beispiel bei plötzlichen Fahrzeug-Beschleunigungsvorgängen

Tab. 3.3 Messstellen und Sensorik am Abgasturbolader-Prüfstand

Messgröße		Sensortyp		Messbereich	Genauigkeit
T_1	(Total-)Temperatur vor Verdichter	Widerstands-thermometer	Pt100	0-200 °C	±0,2 °C
p_1	statischer Druck vor Verdichter	piezoresistiver Aufnehmer	absolut	0-3 bar	±2,0 mbar
T_2	(Total-)Temperatur nach Verdichter	Widerstands-thermometer	Pt100	0-200 °C	±0,2 °C
p_2	statischer Druck nach Verdichter	piezoresistiver Aufnehmer	relativ	0-2,5 bar	±2,5 mbar
T_3	(Total-)Temperatur vor Turbine	Thermoelement	NiCr-Ni	0-1350 °C	±1,5 °C
p_3	statischer Druck vor Turbine	piezoresistiver Aufnehmer	relativ	0-2,5 bar	±2,5 mbar
T_4	(Total-)Temperatur nach Turbine	Thermoelement	NiCr-Ni	0-1350 °C	±1,5°C
p_4	statischer Druck nach Turbine	piezoresistiver Aufnehmer	relativ	0-2,5 bar	±2,5 mbar
$\dot{m}_V$	Verdichter-Massenstrom	Einlaufdüse	ø = 45mm ø = 65mm ø = 82,5mm	0-0,12 kg/s 0,08-0,24 kg/s 0,14-0,40 kg/s	±0,1%
$\dot{m}_T$	Turbinen-Massenstrom	Heißfilm-Anemometer	Sensyflow P (DN 100)	40-1200 kg/h	±1,0%
		Kraftstoffwaage	AVL 7130	0-160 kg/h	±0,15%
n_{ATL}	Turboladerdrehzahl	induktiver Aufnehmer	acam-messelectronic	200 - 400.000 min^{-1}	

lassen sich unter Einbeziehung des gemessenen Verdichtermassenstroms $\dot{m}_V$ die Gesamt- bzw. Totaldrücke vor und nach Verdichter bestimmen ($R = 287$ J/(kg·K)):

$$p_{1t} = p_1 + \frac{\dot{m}_V^2}{2 \cdot A_{V,Ein}^2 \cdot \frac{p_1}{R \cdot T_1}} \tag{3.8}$$

$$p_{2t} = p_2 + \frac{\dot{m}_V^2}{2 \cdot A_{V,Aus}^2 \cdot \frac{p_2}{R \cdot T_2}} \tag{3.9}$$

Mit dem Verdichter-Totaldruckverhältnis aus dem Zusammenhang

$$\pi_{V,t} = \frac{p_{2t}}{p_{1t}} \tag{3.10}$$

und der Isentropenbeziehung folgt die isentrope Gesamtenthalpiedifferenz am Verdichter ($c_{p,V} = 1012$ J/(kg·K), $\kappa_V = 1{,}4$):

$$\Delta h_{sV,t} = c_{p,V} \cdot (T_{2s} - T_1) = c_{p,V} \cdot T_1 \cdot \left(\pi_{V,t}^{\frac{\kappa_V - 1}{\kappa_V}} - 1 \right) \tag{3.11}$$

Die reale Gesamtenthalpiedifferenz entsteht aus:

$$\Delta h_{V,t} = c_{p,V} \cdot (T_2 - T_1) \tag{3.12}$$

Der Quotient aus diesen Enthalpiedifferenzen ergibt den isentropen Verdichterwirkungsgrad:

$$\eta_{sV} = \frac{\Delta h_{sV,t}}{\Delta h_{V,t}} = \frac{T_1 \cdot \left(\pi_{V,t}^{\frac{\kappa_V - 1}{\kappa_V}} - 1 \right)}{T_2 - T_1} \tag{3.13}$$

Damit lässt sich die Verdichterleistung aus der Beziehung

$$P_V = \dot{m}_V \cdot \Delta h_{V,t} = \dot{m}_V \cdot \frac{\Delta h_{sV,t}}{\eta_{sV}} = \dot{m}_V \cdot c_{p,V} \cdot (T_2 - T_1) \tag{3.14}$$

bestimmen.

Abb. 3.5 zeigt die zugehörige Zustandsänderung des Arbeitsmediums[21] zwischen Verdichterein- und -austritt im h,s-Diagramm. Bei der Verdichtung von der Isobaren p_{1t} auf die Isobare p_{2t} ist unter der Annahme des Verdichters als adiabate (=wärmedichte) Maschine der ideale Prozess durch die isentrope Zustandsänderung mit ds = 0 gegeben ($1 \rightarrow 2s$). Sie stellt die minimal aufzuwendende Verdichtungsarbeit des adiabaten Verdichters dar. Im realen Verdichter stellen sich mehr oder

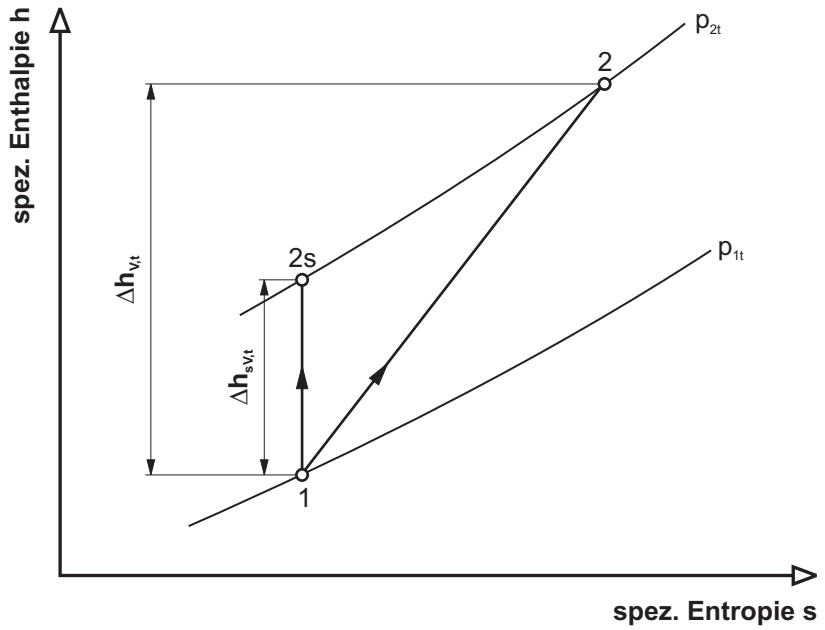

Abb. 3.5 Zustandsänderung im Verdichter

weniger große Strömungsverluste ein, so dass auch bei adiabater Betrachtung der resultierende Zustand auf der Isobaren p_{2t} stets weiter rechts, bei einer größeren Entropie, enden muss ($1 \rightarrow 2$). Die Güte des Verdichtungsprozesses wird durch den isentropen Verdichterwirkungsgrad η_{sV} beschrieben. Dabei werden alle Verluste, unabhängig von deren Art, wie sie zwischen den Messstellen 1 und 2 gegenüber dem

[21] am Verdichter im Allgemeinen Luft

Idealfall entstehen, als Irreversibilitäten im Rahmen einer adiabaten Prozessführung interpretiert.

Turbine

In Analogie zum Vorgehen beim Verdichter wird auch turbinenseitig zunächst der Totaldruck vor Turbine bestimmt ($R = 287$ J/(kg·K)):

$$p_{3t} = p_3 + \frac{\dot{m}_T^2}{2 \cdot A_{T,Ein}^2 \cdot \frac{p_3}{R \cdot T_3}} \tag{3.15}$$

Mit dem Turbinendruckverhältnis (total zu statisch)

$$\pi_T = \frac{p_{3t}}{p_4} \tag{3.16}$$

ergibt sich die isentrope Enthalpiedifferenz ($c_{p,T} = 1160$ J/(kg·K), $\kappa_T = 1{,}33$)[22]:

$$\Delta h_{sT} = c_{p,T} \cdot (T_3 - T_{4s}) = c_{p,T} \cdot T_3 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_{3t}}\right)^{\frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T}}\right] \tag{3.17}$$

Die Bestimmung der verlustbehafteten Turbinen-Enthalpiedifferenz

$$\Delta h_T = c_{p,T} \cdot (T_3 - T_4) \tag{3.18}$$

zur Beschreibung eines isentropen Wirkungsgrads für die Turbine in der Form

$$\eta_{sT} = \frac{\Delta h_T}{\Delta h_{sT}} \tag{3.19}$$

scheitert im Allgemeinen an einer sauberen Bestimmung der Turbinenaustrittstemperatur T_4. Eine Ursache dafür ist die zum Teil stark drallbehaftete Turbinenabströmung, die eine repräsentative Messung der Temperatur am Turbinenaustritt erschwert. Bei kleinen Turboladerdrehzahlen respektive geringen Massenströmen laufen zusätzlich zwischen Turbine und Verdichter Wärmeübertragungsvorgänge ab, die im Verhältnis zur geleisteten Turbomaschinenarbeit nicht unberücksichtigt bleiben können. Nach [75] ergaben sich bei Abgasturboladern unterschiedlicher Bauform bei dieser Art der Auswertung für den Turbinenwirkungsgrad Werte bis über 600% [80].

Dieser Mangel in der Temperaturbestimmung wird durch die Formulierung des Turboladerwirkungsgrads η_{TL} behoben. Unter stationären Bedingungen[23] besteht prinzipbedingt immer ein Leistungsgleichgewicht zwischen Verdichter und Turbine $P_V = P_T$:

$$\dot{m}_V \cdot \frac{\Delta h_{sV,t}}{\eta_{sV}} = \dot{m}_T \cdot \Delta h_{sT} \cdot \eta_{sT} \cdot \eta_{mTL} \tag{3.20}$$

[22] inzwischen wird nicht mit Mittelwerten, sondern mit Stoffwerten nach JUSTI gerechnet

[23] ist als Randbedingung bei der Kennfeldvermessung auf Brennkammer-Prüfständen stets einzuhalten

Die mechanischen Verluste für Verdichter und Turbine sind bereits im mechanischen Wirkungsgrad des Turboladers η_{mTL} zusammengefasst und werden der Turbine zugeschlagen. Das verbliebene Produkt aus isentropem Turbinenwirkungsgrad η_{sT} und mechanischem Wirkungsgrad η_{mTL} geht schließlich in den Turbinenwirkungsgrad η_T über und lässt sich wie folgt beschreiben:

$$\begin{aligned}\eta_T = \eta_{sT} \cdot \eta_{mTL} &= \frac{1}{\eta_{sV}} \cdot \frac{\dot{m}_V \cdot \Delta h_{sV,t}}{\dot{m}_T \cdot \Delta h_{sT}} \\ &= \frac{1}{\eta_{sV}} \cdot \frac{\dot{m}_V \cdot c_{p,V} \cdot T_1 \cdot \left(\pi_{V,t}^{\frac{\kappa_V - 1}{\kappa_V}} - 1 \right)}{\dot{m}_T \cdot c_{p,T} \cdot T_3 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_{3t}} \right)^{\frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T}} \right]}\end{aligned} \tag{3.21}$$

Der Turboladerwirkungsgrad η_{TL} ergibt sich folglich aus dem Produkt von η_{sV} und η_T [41]:

$$\eta_{TL} = \eta_{sV} \cdot \eta_T = \eta_{sV} \cdot \eta_{sT} \cdot \eta_{mTL} = \eta_{sV} \cdot \eta_{sT} \cdot \eta_{mV} \cdot \eta_{mT} \tag{3.22}$$

Abb. 3.6 zeigt analog zur Vorgehensweise beim Verdichter die Zustandsänderung der Turbine im h,s-Diagramm, ausgehend vom Zustandspunkt 3. Der Zustandspunkt 4 entsteht hingegen unter Zuhilfenahme des Turbinenwirkungsgrads η_T, der wie beschrieben aus dem Quotienten von η_{TL} und η_{sV} gebildet wurde. Es ergibt sich

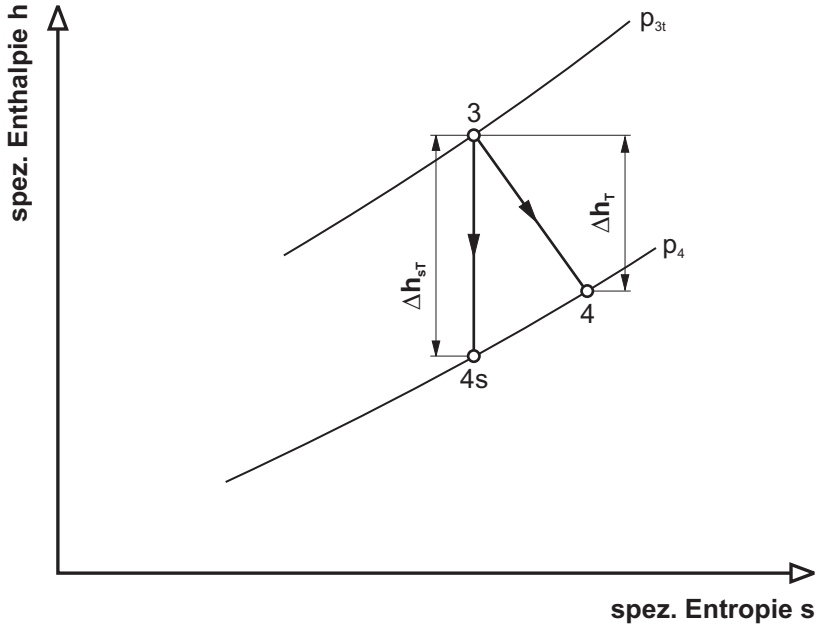

Abb. 3.6 Zustandsänderung in der Turbine

die ebenfalls als adiabat angenommene Zustandsänderung ($3 \rightarrow 4$), der Wirkungsgrad η_T gibt Auskunft über die Güte des Prozesses im Vergleich zur Isentropen ($3 \rightarrow 4s$) [4]. Damit enthält der Turbinenwirkungsgrad neben den gesamten mechanischen Verlusten des Turboladers und den der Turbine zugehörigen Verlusten

auch jenen Fehler, der bei der Verdichterauswertung im vorangegangenen Schritt unberücksichtigt blieb.

Die hier vorgestellten Wirkungsgrade, sowohl verdichter- als auch turbinenseitig, werden oft auch als *gemessene* Wirkungsgrade bezeichnet. Genau genommen sind sie Berechnungsergebnisse auf der Grundlage, dass Verdichter und Turbine des Turboladers als adiabate Turbomaschinen angenommen werden.

3.4.4 Kennfelddarstellung für Verdichter und Turbine

Vor der Darstellung der am Prüfstand aufgenommenen Messwerte bzw. der im Nachgang berechneten Werte wird zum Zweck der besseren Vergleichbarkeit verschiedener Turbolader eine Normierung vorgenommen. Die Wirkungsgraddarstellungen basieren in der Regel immer auf den in **Abschn. 3.4.3** dargestellten Berechnungsvorschriften und den darin enthaltenen Annahmen.

Verdichter

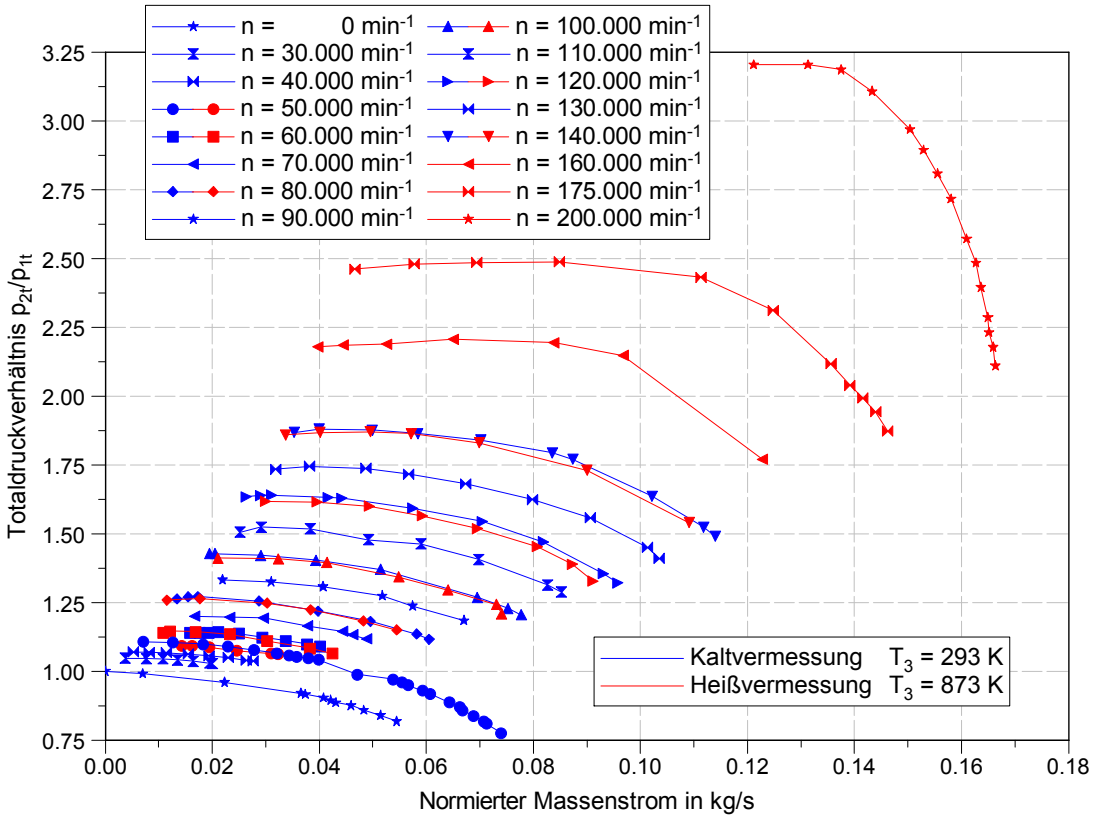

Abb. 3.7 Verdichter-Durchsatzkennfeld bei kalter und heißer Turbinenanströmung

Am Verdichter gelten als Normierungsvorschriften für die Drehzahl $n_{V,Norm}$

$$n_{V,Norm} = n_V \cdot \sqrt{\frac{T_{V,Ref}}{T_1}} \tag{3.23}$$

mit $T_{V,Ref} = 293{,}15$ K Verdichter-Referenztemperatur

und für den Massenstrom $\dot{m}_{V,Norm}$

$$\dot{m}_{V,Norm} = \dot{m}_V \cdot \sqrt{\frac{T_1}{T_{V,Ref}}} \cdot \frac{p_{V,Ref}}{p_{1t}} \tag{3.24}$$

mit $p_{V,Ref} = 0{,}981$ bar Verdichter-Referenzdruck

Abb. 3.7 charakterisiert das Verdichter-Durchsatzverhalten bei einer Kaltvermessung ($T_3 = 293$ K) und bei einer Heißvermessung ($T_3 = 873$ K). Es ist der deutlich eingeschränkte Betriebsbereich hinsichtlich hoher Drehzahlen im Falle der Kaltvermessung gegenüber der Heißvermessung zu erkennen. Demgegenüber erlaubt die Kaltvermessung die Untersuchung des unteren Schwachlastbereichs des Turboladers bis hin zur „Nulldrehzahl“. Dieser Schwachlastbereich wird in **Abb. 3.9** gesondert betrachtet.

Desweiteren lässt sich feststellen, dass die Durchsatzkennlinien und die Lage der Pumpgrenze für beide Turbineneintrittstemperaturen im Rahmen der Messgenauigkeit keine Abweichungen voneinander aufweisen. Dies war so zu erwarten, da ein eventueller Wärmefluss von der Turbine zum Verdichter keinen Einfluss auf die Fähigkeit des Verdichters haben dürfte, Luft zu komprimieren.

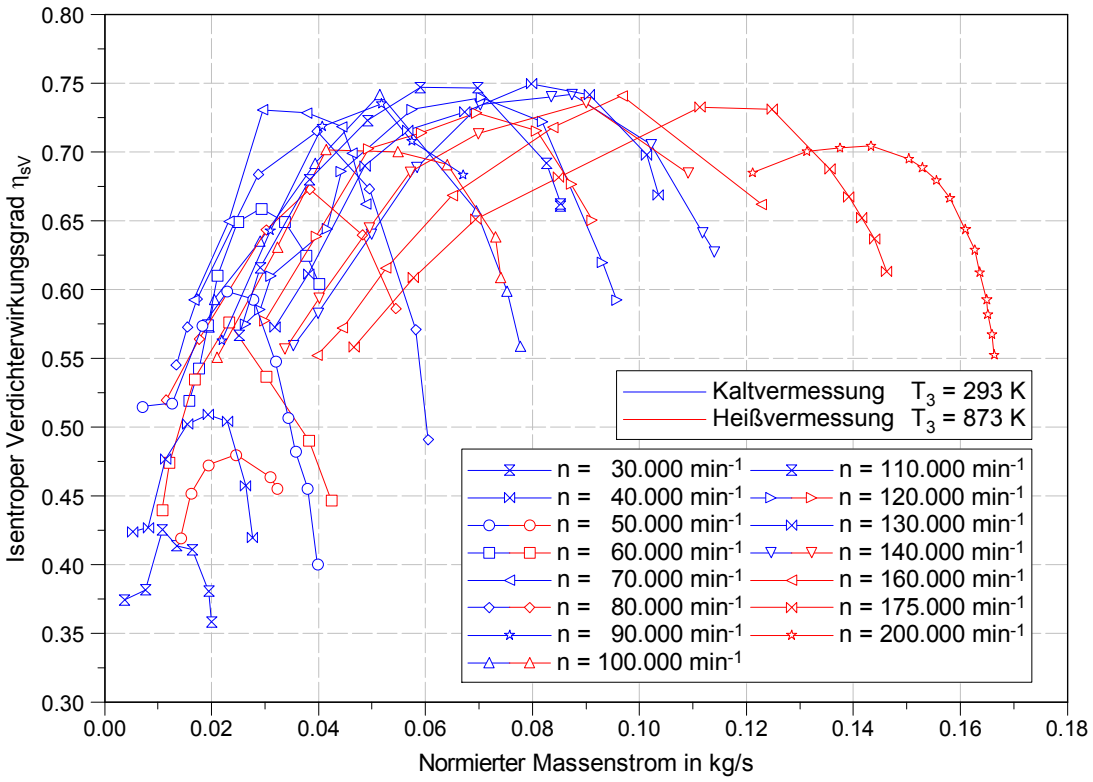

Abb. 3.8 Verdichter-Wirkungsgradkennfeld bei kalter und heißer Turbinenanströmung

Abb. 3.8 zeigt für beide Turbineneintrittstemperaturen die zugehörigen isentropen Verdichterwirkungsgrade. Im Unterschied zum Durchsatzverhalten lässt sich für die

Wirkungsgradwerte eine deutliche Abhängigkeit von der Turbineneintrittstemperatur erkennen. Während bei niedrigen Turboladerdrehzahlen diese Abhängigkeit relativ groß ist, nimmt sie mit steigender Drehzahl kontinuierlich ab. Diese Abnahme ist darauf zurückzuführen, dass der Verdichter aufgrund der kurzen Verweildauer der Luft im Verdichtergehäuse sich zunehmend wärmedichter verhält.

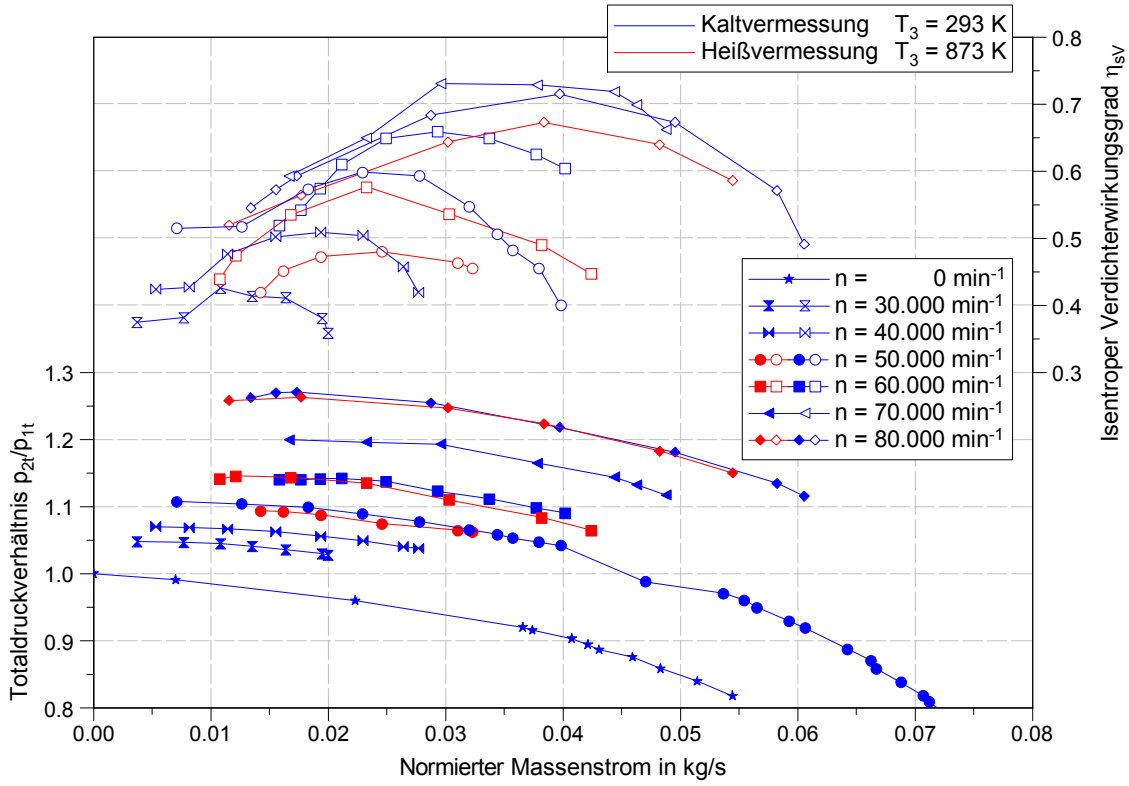

Abb. 3.9 Verdichterkennfeld bis n_{ATL} = 80.000 min^{-1} bei kalter und heißer Turbinenanströmung

Die Zunahme der Abhängigkeit des Verdichterwirkungsgrads von der Temperatur des Turbinengases in Richtung sinkender Drehzahlen (vgl. **Abb. 3.9**) ist primär darauf zurückzuführen, dass der vom Verdichter aufgenommene Wärmestrom die durch den Verdichter strömende Luft zusätzlich aufheizt und somit die Verdichteraustrittstemperatur T_2 erhöht. So wurde im Kaltversuch bei einer Verdichterdrehzahl von $n_{V,Norm}$ = 50.000 min^{-1} ein maximaler isentroper Verdichterwirkungsgrad von η_{sV} = 60% gegenüber 48% beim Warmversuch ermittelt. Nimmt man nun an, dass sich der aerodynamische Wirkungsgrad des Verdichters zwischen Warm- und Kaltversuch nicht wesentlich ändert, stellt die Differenz der isentropen Wirkungsgrade zwischen Warm- und Kaltversuch ein gutes Maß für die übertragene Wärme dar.

Bei Drehzahlen unterhalb von $n_{V,Norm}$ = 80.000 min^{-1} ist der oben beschriebene Einfluss der Wärmeströme auf den isentropen Verdichterwirkungsgrad nicht mehr vernachlässigbar. Da der gemessene (isentrope) Wirkungsgrad in der Motorprozess-Simulation zur Bestimmung der Verdichterleistung sowie der Verdichteraustrittstemperatur verwendet wird, dieser so gemessene Wirkungsgrad aber offensichtlich für die vom Verdichter tatsächlich aufgenommene Leistung nicht repräsentativ ist, sind

erweiterte Wirkungsgraddefinitionen erforderlich, die den Wärmeströmen im Turbolader Rechnung tragen. Diese Definitionen werden in **Kap. 5** vorgestellt.

Desweiteren zeigt **Abb. 3.9** jene Durchsatzkennlinien, die mit Hilfe des zusätzlichen Verdichters 2 aus **Abb. 3.4** bis in den IV. Quadranten hinein vermessen werden konnten. Der Verdichter arbeitet dann entweder als Drossel oder als abnormale Turbine [75]. Solange der Verdichter im IV. Quadranten des Kennfelds ein positives Antriebsmoment aufnimmt, stellt er eine verlustbehaftete Drossel im Srömungsquerschnitt dar. Sobald der Verdichter jedoch dadurch angetrieben wird, dass das Strömungsmedium im Verdichter expandiert, das Antriebsmoment also negativ wird, arbeitet er als abnormale Turbine. Für die in **Abb. 3.9** dargestellten Kennlinien ($n_{V,Norm} = 50.000$ min^{-1} und $n_{V,Norm} = 0$ min^{-1}) lassen sich die Durchsatzverläufe stetig in den IV. Quadranten hinein fortführen. Die zu derartigen Durchsatzkennlinien gehörigen Wirkungsgradverläufe erreichen bei einem Druckverhältnis von 1 den Wert 0. Für inverse Druckverhältnisse wird der isentrope Verdichterwirkungsgrad dann negativ, da in diesem Bereich dessen Definition nicht mehr gültig ist.

Turbine

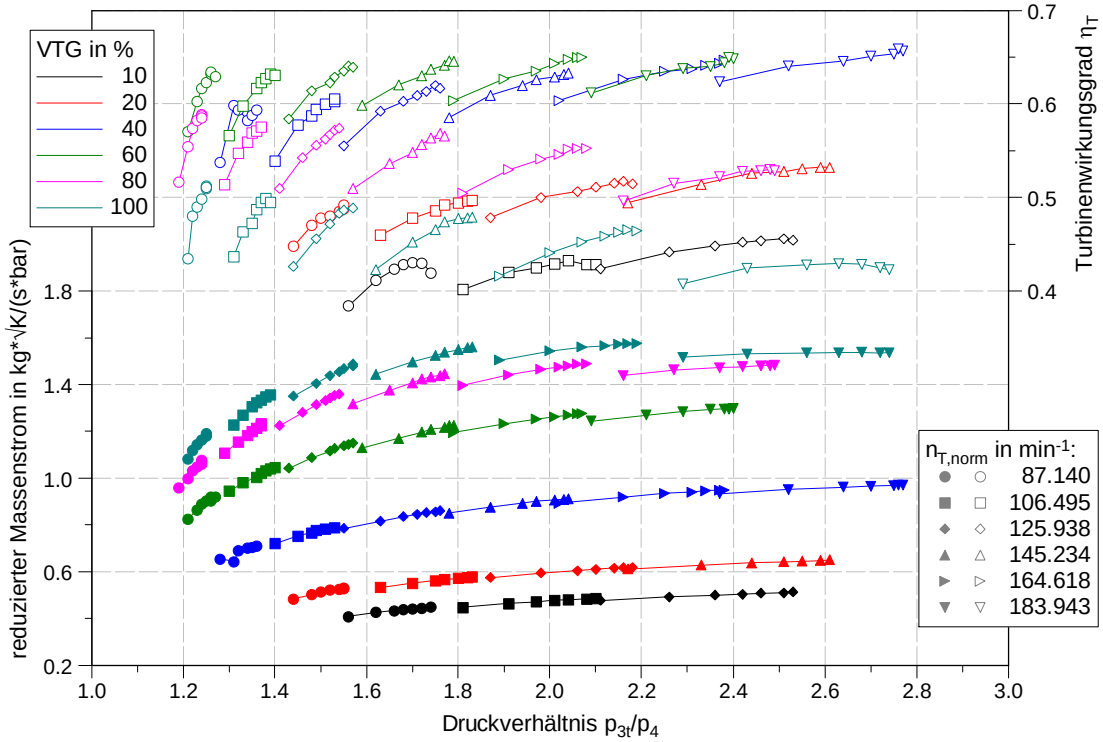

Abb. 3.10 Turbinendurchsatz- und -wirkungsgradkennfeld für 6 verschiedene VTG-Stellungen

Auch für die Turbine sind Normierungsvorschriften für die Drehzahl $n_{T,Norm}$

$$n_{T,Norm} = n_T \cdot \sqrt{\frac{T_{T,Ref}}{T_3}} \tag{3.25}$$

mit $T_{T,Ref}$=873,15 K Turbinen-Referenztemperatur

und den Massenstrom $\dot{m}_{T,red}$ einzuhalten.

$$\dot{m}_{T,red} = \dot{m}_T \cdot \frac{\sqrt{T_3}}{p_{3t}} \tag{3.26}$$

In **Abb. 3.10** ist das auf Herstellerangaben basierende Durchsatz- und Wirkungsgradverhalten der Turbine für sechs verschiedene VTG-Stellungen bei einer Turbineneintrittstemperatur von $T_3 = 873$ K mit der reduzierten Drehzahl als Parameter dargestellt. Es zeigt sich, dass sich die Durchsatzkennlinien der Turbine für konstante reduzierte Drehzahlen - in Übereinstimmung mit der theoretischen Modellierung der Turbine als eine mit dem Turbinendruckverhältnis größer werdende Blende - stetig abbilden lassen.

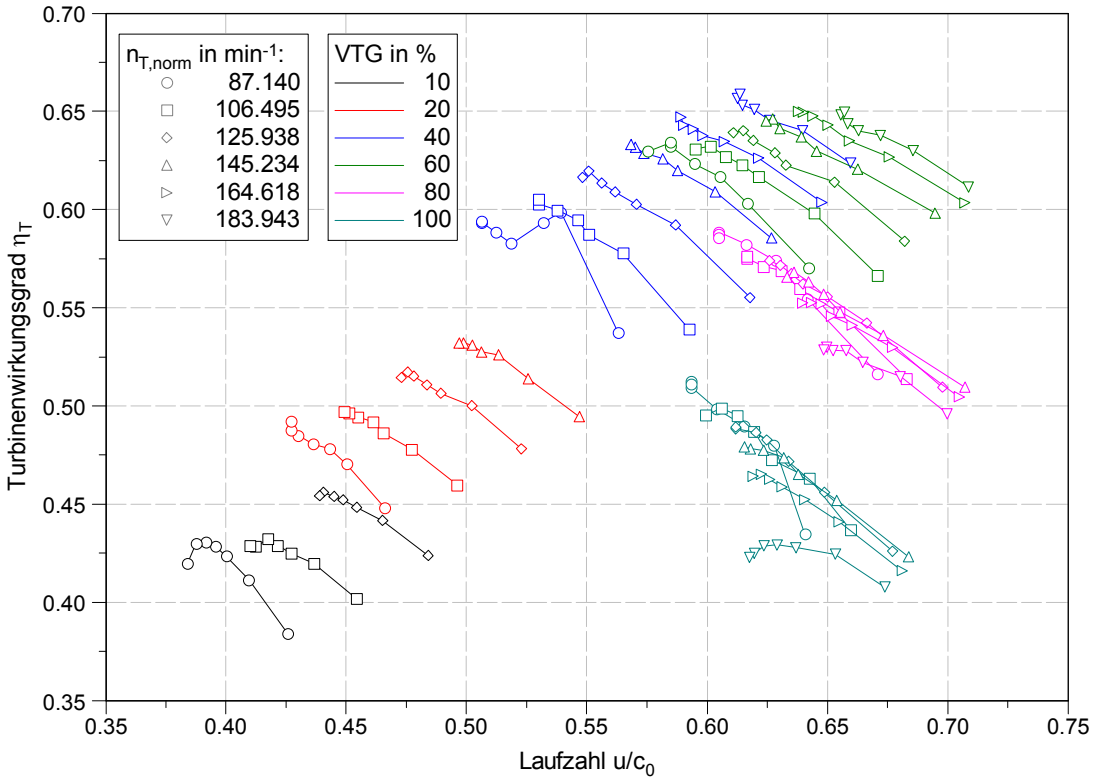

Abb. 3.11 Turbinenwirkungsgradkennfeld

Die Verläufe für den Turbinenwirkungsgrad aus **Abb. 3.10** lassen ansatzweise eine Parabelform erkennen und sind ebenfalls stetig darstellbar. Der eingeschränkte Betriebsbereich einer üblichen Kennfeldvermessung verhindert jedoch eine breite Darstellung über das Turbinendruckverhältnis bei konstanter Drehzahl. In [58] konnte

eine Turboladerprüfstandsanordnung aufgebaut werden, mit deren Hilfe ein erweiterter Leistungsbereich der Turbine abgebildet werden konnte.
Die Wirkungsgraddarstellung lässt weiterhin erkennen, dass eine gedachte Verbindungskurve optimaler Wirkungsgrade bei „geschlossener“ VTG-Stellung (10%) einen ansteigenden Verlauf über dem Druckverhältnis zeigt. Bei vollständig geöffnetem Leitgitter sinkt demgegenüber der optimale Wirkungsgrad mit zunehmendem Druckverhältnis.

Für die u/c_0-Darstellung der Turbinenwirkungsgrade, die für die Modellierung der Turbine in der Motorprozess-Simulation vereinzelt erforderlich wird, ist die Umrechnung nach **Gl. (3.27)** notwendig:

$$\frac{u}{c_0} = \frac{\frac{n}{60} \cdot \pi \cdot d_T}{\sqrt{\frac{2 \cdot \kappa_T}{\kappa_T - 1} \cdot R \cdot T_3 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_{3t}}{p_4}\right)^{\frac{1-\kappa_T}{\kappa_T}}\right]}} \tag{3.27}$$

Diese Umrechnung führt zu den in **Abb. 3.11** dargestellten Wirkungsgradverläufen. Diese relativ kurzen Kurvenstücke dienen in der Motorprozess-Simulation der Abbildung des Turbinenwirkungsgradverhaltens über der Laufzahl (u/c_0) in einem Bereich zwischen 0 und 1. **Abb. 3.11** zeigt auch, dass die Bestwirkungsgrade um den Bereich der mittleren VTG-Stellung erreicht werden. Die Strömung wird in diesem Fall von den Leitschaufeln wirkungsgradgünstig in Richtung Turbinenlaufrad geführt. Wird für jede VTG-Stellung und für jede Drehzahl der optimale Turbinenwirkungsgrad separat aufgetragen, entsteht **Abb. 3.12**.

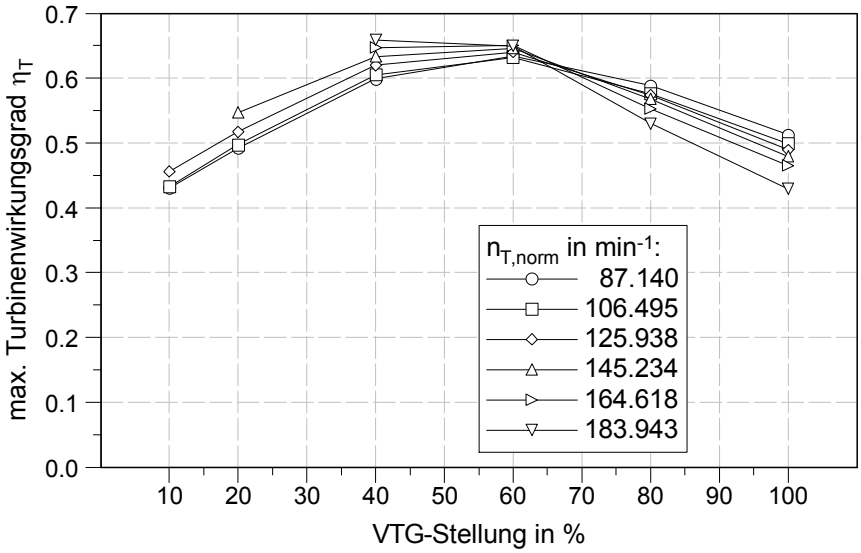

Abb. 3.12 Maximale Turbinenwirkungsgrade bei verschiedenen VTG-Stellungen

3.4.5 Zusammenwirken von Motorprozess-Simulation und Turboladerkennfeld

Die in **Abschn. 3.4.4** dargestellten Kennfelder für einen Abgasturbolader dienen als Eingabe für Programme zur Motorprozess-Simulation. Dazu sind zum einen geeignete Datenstrukturen zur Aufnahme der normierten Kennfelddaten, zum anderen auch entsprechende Algorithmen zur Auswertung dieser Daten bezogen auf den momentan betrachteten Motorbetriebspunkt erforderlich. Beides geschieht für die in der vorliegenden Arbeit betrachteten Programmsysteme THEMOS® und PROMO auf unterschiedliche Art und Weise, so dass auf deren Eigenart nachfolgend genauer eingegangen wird.

Beiden Programmsystemen ist zunächst gemein, dass sowohl der Verdichter als auch die Turbine als (spezielle) Drosselstellen innerhalb des Behälter-Verknüpfungsstellensystems (THEMOS®) bzw. Rohrleitungssystems (PROMO) interpretiert werden.

Eine weitere Gemeinsamkeit betrifft die Turboladerdynamik, die durch die mechanische Kopplung zwischen Verdichter und Turbine einerseits sowie die thermodynamische Verbindung zwischen Turbolader und Verbrennungsmotor andererseits verursacht wird. Das mechanische Leistungsgleichgewicht am Turbolader lässt sich durch

$$P_T = P_V + P_R + P_a \tag{3.28}$$

beschreiben. Demnach steht der Turbinenleistung P_T die Verdichterantriebsleistung P_V, die Reibleistung des Turboladers P_R und eine resultierende Beschleunigungsreserve P_a gegenüber. Die Reibleistung ist im Wesentlichen drehzahlabhängig und wird aus einer vom Turboladerhersteller vorgegebenen Reibleistungskennlinie ermittelt, vgl. **Abb. 3.13**.

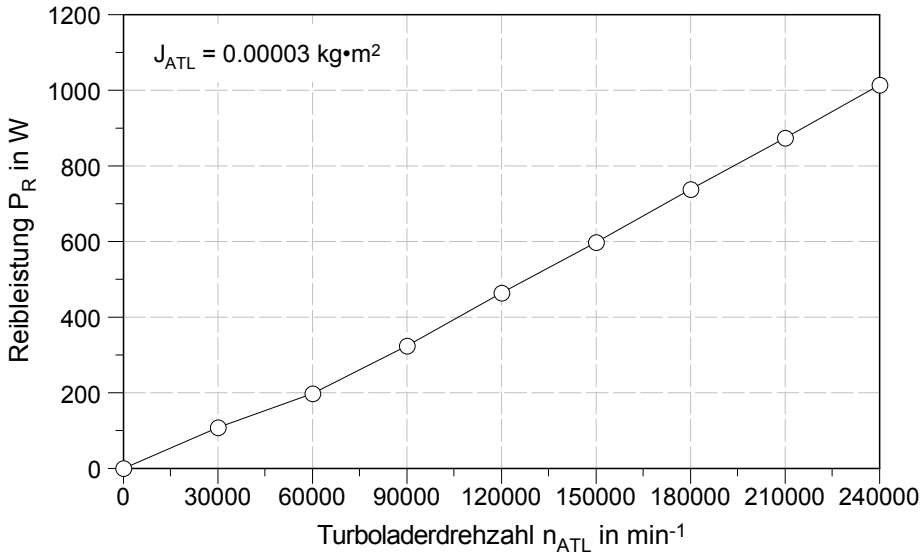

Abb. 3.13 Reibleistungskennlinie des verwendeten Abgasturboladers

Die Verdichter- und Turbinenleistung ergeben sich aus den jeweiligen Kennfelddaten,

so dass als verbliebene Größe die Beschleunigungsleistung berechenbar wird. Die sich daraus ergebende Drehzahländerung des Turboladerläufers erfordert zunächst eine Bestimmungsgleichung für die Beschleunigung. Sie kann unter Zuhilfenahme des polaren Massenträgheitsmoments des Läufers J_{ATL} wie folgt formuliert werden:

$$P_a = J_{ATL} \cdot \omega_{ATL} \cdot \frac{d\omega_{ATL}}{dt} \tag{3.29}$$

Das polare Massenträgheitsmoment wirkt dabei als Speicher für mechanische Energie, so dass die aus der periodischen Turbinenbeaufschlagung herrührenden Leistungsspitzen geglättet werden.
Mit den folgenden Umformungen

$$\begin{aligned} \omega_{ATL} &= 2 \cdot \pi \cdot n_{ATL} \\ \frac{d\omega_{ATL}}{dt} &= 2 \cdot \pi \cdot \frac{dn_{ATL}}{dt} \\ \frac{dn_{ATL}}{dt} &= \frac{dn_{ATL}}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \frac{dn_{ATL}}{d\varphi} \cdot \omega_{Motor} \end{aligned} \tag{3.30}$$

lässt sich die Differentialgleichung zur Berechnung der Turboladerdrehzahländerung je Motorkurbelwinkelinkrement ermitteln:

$$\frac{dn_{ATL}}{d\varphi} = \frac{P_a}{4 \cdot \pi^2 \cdot J_{ATL} \cdot n_{ATL} \cdot \omega_{Motor}} \tag{3.31}$$

Besteht ein Überschuss an Turbinenleistung ($P_a > 0$), erhöht sich die Turboladerdrehzahl. Ist die Turbinenleistung kleiner als die Summe aus Verdichter- und Reibleistung ($P_a < 0$), fällt die Drehzahl ab. Durch die tatsächlich instationären Strömungsvorgänge im Ladeluft- und Abgassystem schwankt sowohl die während eines Motorarbeitsspiels zur Verfügung stehende Turbinenleistung als auch die benötigte Verdichterleistung. In einem stationär eingeschwungenen Motorbetriebspunkt sind die daraus resultierenden Schwankungen der Turboladerdrehzahl vernachlässigbar klein ($P_a \approx 0$). Während THEMOS® dennoch in jedem Rechenschritt die Drehzahl an die aktuelle Leistungsbilanz anpasst, wird in PROMO erst nach einem kompletten Arbeitsspiel eine eventuell vorhandene Beschleunigung ausgewertet.

THEMOS®

Dem Programmsystem THEMOS® werden die Turbolader-Kennfelddaten durch direkte Vorgabe der normierten Messwerte als Stützstellen zugänglich gemacht. Dabei wird nur jene Datenbasis benutzt, die üblicherweise auch der Turboladerhersteller bereitstellt. In den nachfolgenden Kennfelddarstellungen (**Abb. 3.14** bis **Abb. 3.17**) ist diese Datenbasis jeweils durch Stützstellensymbole gekennzeichnet. Ausgehend von diesen Daten berechnet ein interner, mathematisch basierter Inter- und Extrapolationsalgorithmus [28] jeden beliebigen Verdichter- und Turbinenbetriebspunkt.

Zur Darstellung der Leistungsfähigkeit dieser Berechnungsverfahren enthalten die Kennfelddarstellungen auch die Ergebnisse der an dieser Stelle zunächst offline durchgeführten Inter- und Extrapolationsberechnungen (durchgezogene Linien). Da die vorliegenden Kennfeldvermessungen einen größeren Betriebsbereich als die vom Turboladerhersteller gelieferten Kennfelder abdecken, kann auch die Güte der Extrapolation bewertet werden. Ein direkter Vergleich der Berechnungsergebnisse mit den vorgegebenen Stützstellen und den zusätzlich an den Kennfeldrändern erfassten Messwerten erlaubt eine Aussage zur Qualität der Algorithmen. Die Beschränkung auf eine reduzierte Datenbasis als Programmeingabe entsteht aus der Forderung, dass die Berechnungsansätze auch dann die geforderte Qualität bieten müssen, wenn vom Turboladerhersteller nur die Standardkennfelder zu einem Turbolader geliefert werden.

Verdichter

Abb. 3.14 zeigt die berechneten Inter- und Extrapolationsergebnisse zum Verdichterdurchsatzkennfeld. Für den interpolierten Bereich zeigen die Berechnungen (durchgezogene Linien) sehr gute Übereinstimmungen mit den vorgegebenen, auf der Basis *heißer* Messdaten generierten Stützstellen. Die Extrapolation hin zu großen

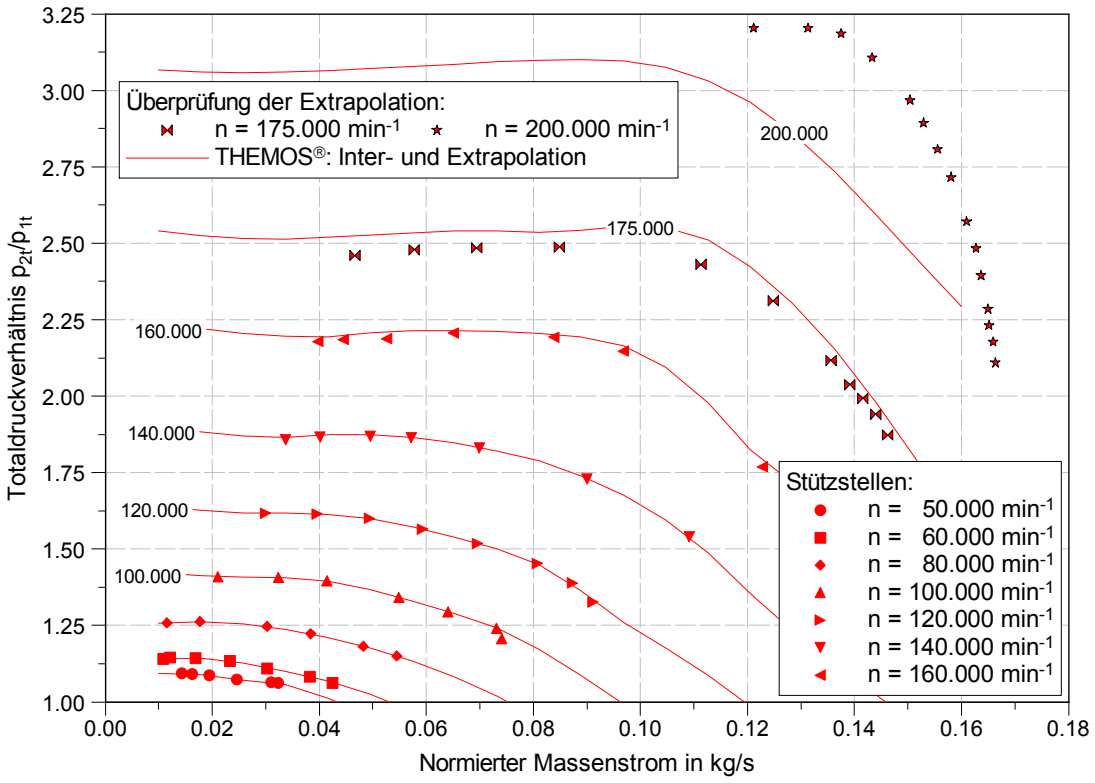

Abb. 3.14 Inter- und Extrapolation des Verdichterdurchsatzkennfelds innerhalb von THEMOS® bei Nutzung *heißer* Messdaten

Turboladerdrehzahlen zeigt jedoch deutliche Unterschiede zwischen Messung und Rechnung. Die rein mathematisch motivierte Berechnung kann hier nur einen Kenn-

linienverlauf vorhersagen. Für die Abbildung physikalischer Effekte, zum Beispiel der Stopfgrenzen bei hohen Drehzahlen, stößt diese Art der Extrapolation an ihre Grenzen. Der Betriebsbereich geringer Druckverhältnisse und Drehzahlen wird anhand von **Abb. 3.16** später genauer betrachtet.

Die zugehörigen, auf *heißen* Messdaten basierenden Verdichterwirkungsgrade sind in **Abb. 3.15** als Isolinien im Durchsatzkennfeld dargestellt. Der Vergleich zeigt, dass auch hier für den interpolierten Betriebsbereich gute Ergebnisse erzielt werden können, während im extrapolierten Bereich hin zu hohen Turboladerdrehzahlen ähnlich deutliche Differenzen entstehen.

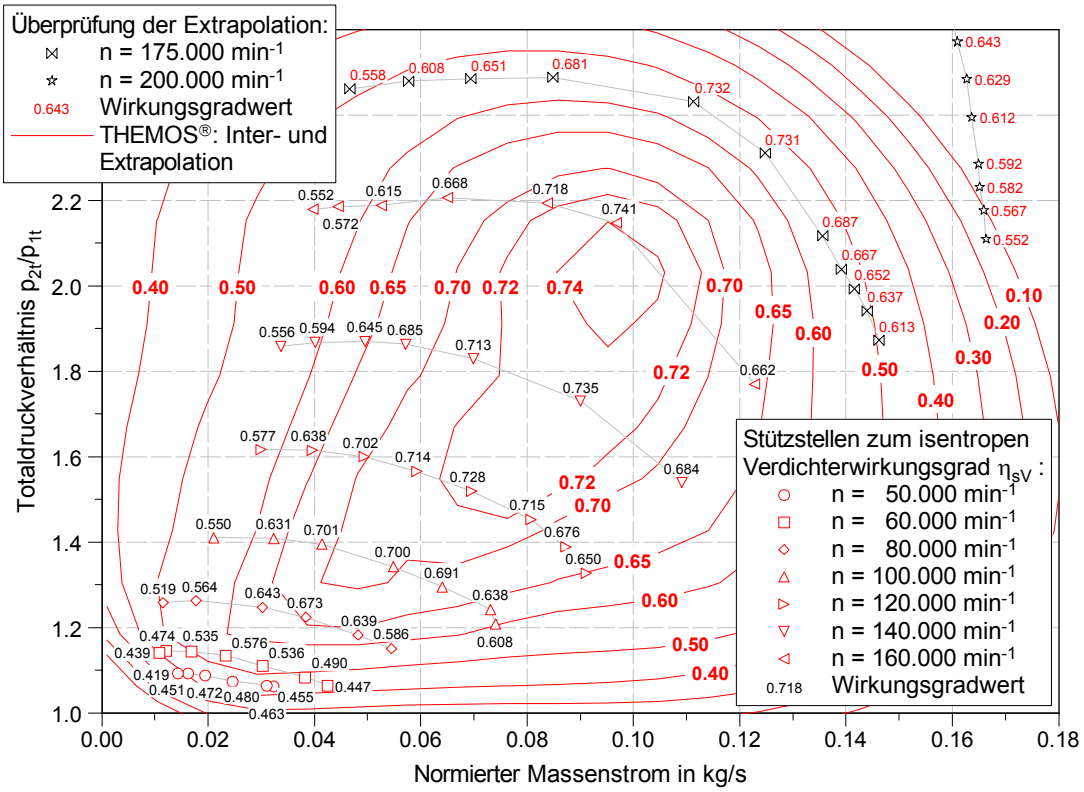

Abb. 3.15 Inter- und Extrapolation des Verdichterwirkungsgradkennfelds innerhalb von THEMOS® bei Nutzung *heißer* Messdaten

Unter Verwendung *kalter* Messdaten zeigt **Abb. 3.16** das Durchsatz- und Wirkungsgradverhalten für den unteren Schwachlastbereich des Verdichters. Die Durchsatzkennlinien weisen im interpolierten Kennfeldgebiet gute Ergebnisse auf. Bei der Extrapolation hin zu geringeren Drehzahlen entstehen jedoch Differenzen, die denen der Extrapolation hoher Drehzahlen entsprechen. Im Bereich des IV. Quadranten lassen sich die Kennlinienverläufe stetig weiterführen.

Die Wirkungsgradverläufe zeigen ein ähnliches Verhalten. Während innerhalb des von Stützstellen vorgegebenen Kennfeldbereichs gute Übereinstimmungen darstellbar sind, weist die Extrapolation mit zunehmender Entfernung vom Stützstellenrand steigende Unterschiede zwischen Messwerten und Rechenergebnissen auf. Im Rahmen der relativ hohen Messunsicherheiten, die bei der Vermessung dieser Kennfeld-

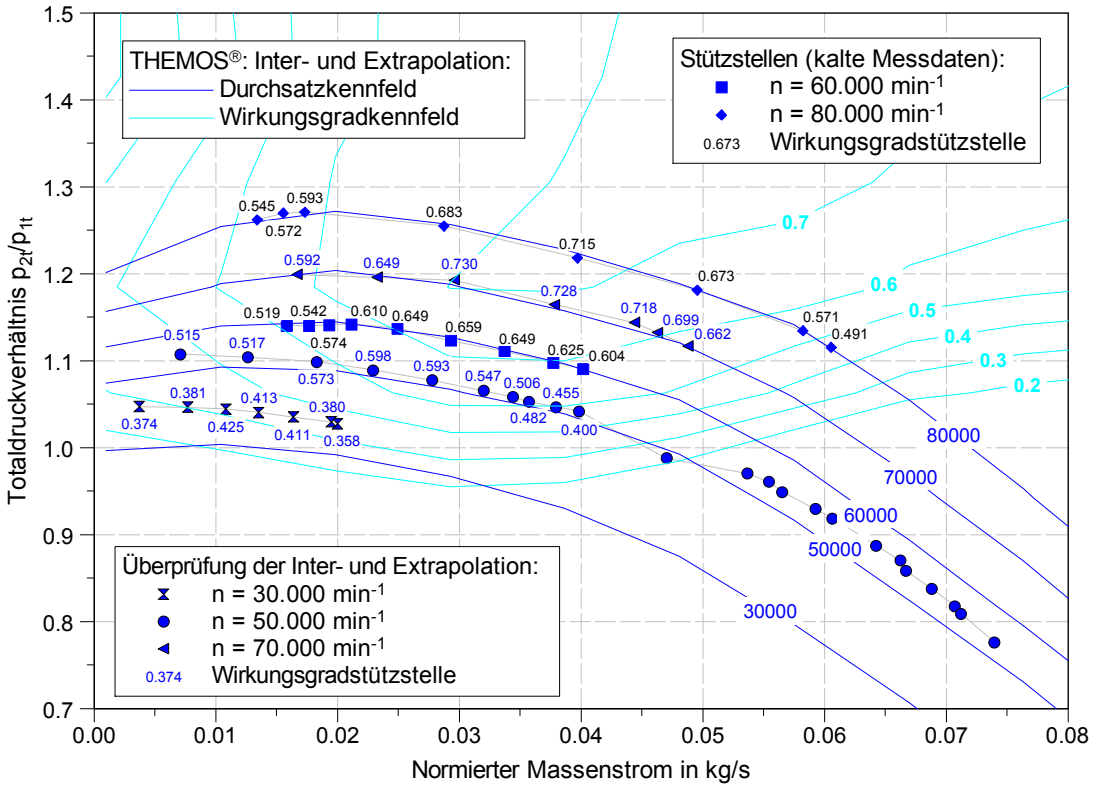

Abb. 3.16 Inter- und Extrapolation des Verdichterkennfelds innerhalb von THEMOS® bei Nutzung *kalter* Messdaten

bereiche auftreten, kann dennoch den vorliegenden Berechnungsansätzen insgesamt eine gute Qualität zugesprochen werden.

Turbine

Abb. 3.17 stellt die Berechnungsergebnisse zum Durchsatz- und Wirkungsgradverhalten der Turbine für die voll geöffnete Leitschaufelstellung im Vergleich zu den vorgegebenen Stützstellen dar. Es lassen sich, sowohl für die Durchsatz- als auch für die Wirkungsgradverläufe, gute rechnerische Nachbildungen feststellen. Bei der Vorgabe der Wirkungsgradstützstellen erwartet THEMOS®, im Gegensatz zum später dargestellten PROMO-Vorgehen, den Turbinengesamtwirkungsgrad $\eta_T = \eta_{sT} \cdot \eta_{mTL}$. Auf der Grundlage der vorgegebenen Reibleistungskurve (vgl. **Abb. 3.13**) wird der mechanische Wirkungsgrad des Turboladers in jedem Rechenschritt aktualisiert.

Da im vorliegenden Fall eine Turbine mit verstellbarem Leitapparat (VTG) betrachtet wird, sind für diskrete Leitschaufelstellungen zwischen den beiden Endstellungen eigene vollständige Kennfelder vorzugeben. Es entsteht eine Kennfeldschar, zwischen denen THEMOS® interpoliert: ausgehend von der bekannten Verstellposition werden zunächst die Kennfeldgrößen (Durchsatz und Wirkungsgrad) für die beiden benachbarten Leitschaufelstellungen inter- bzw. extrapoliert. Anschließend werden die Kennfeldwerte für die momentane Verstellposition durch lineare Interpolation

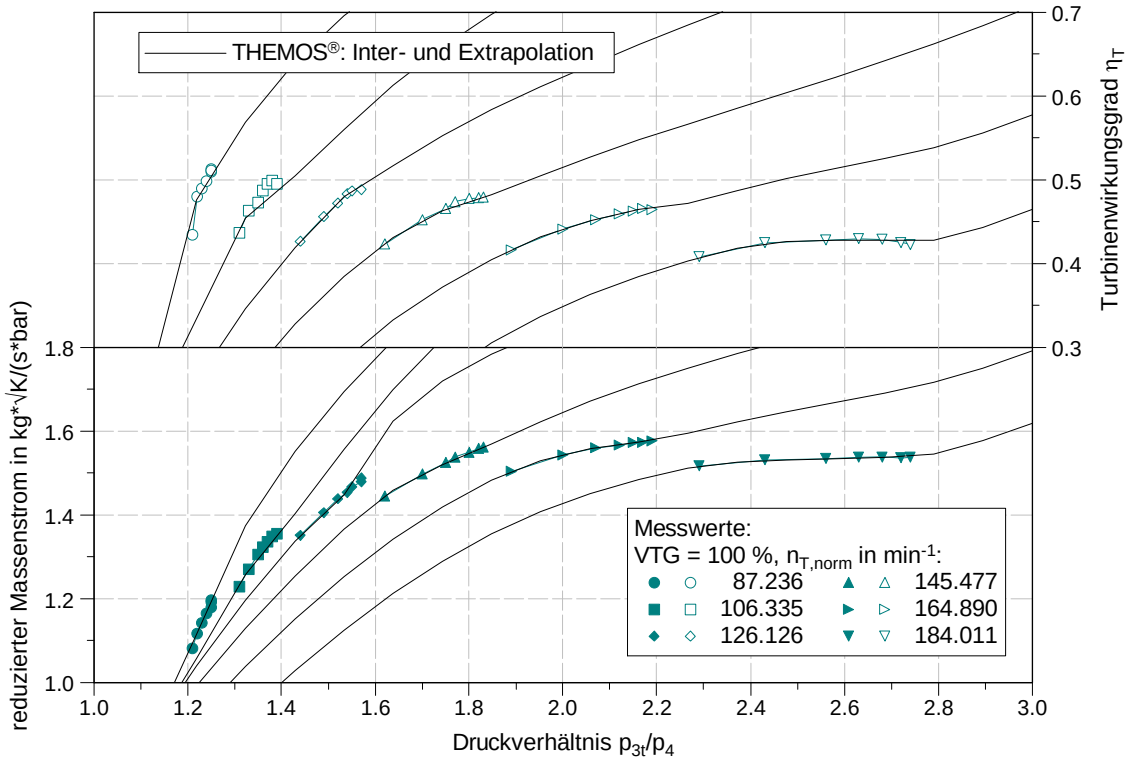

Abb. 3.17 Inter- und Extrapolation des Turbinenkennfelds innerhalb von THEMOS®

ermittelt.

Innerhalb der THEMOS®-Berechnung zu einem stationären Motorbetriebspunkt erfolgt allerdings keine automatische Verstellung der VTG-Position hinsichtlich der Erreichung eines gewünschten Ladedrucks. Der Anwender hat vielmehr die Aufgabe, den Sollladedruck durch Einstellen einer bestimmten VTG-Position zu erreichen.

Abb. 3.18 zeigt den schematischen Ablauf eines Rechenschrittes innerhalb der THEMOS®-Turboladerberechnung. Ausgehend von den momentanen Zuständen in

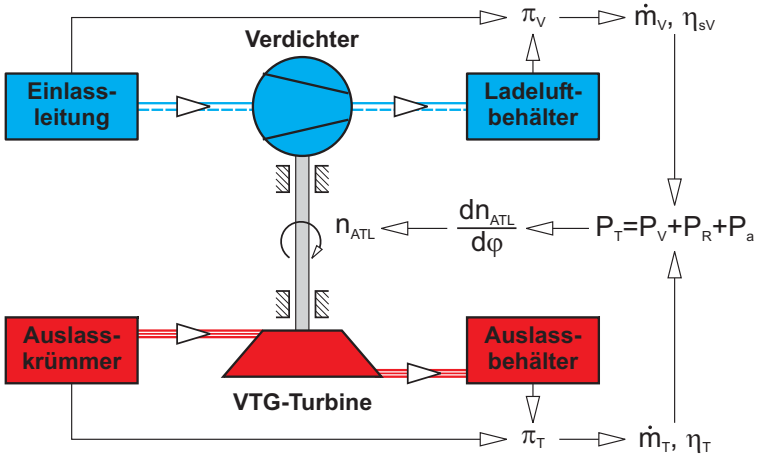

Abb. 3.18 Schematischer Berechnungsablauf zum Abgasturbolader in THEMOS®

den Nachbarbehältern von Verdichter und Turbine[24] werden die zugehörigen Druckverhältnisse ermittelt. Mit der momentanen Turboladerdrehzahl und den Druckverhältnissen können dann aus den Kennfeld-Drehzahlkennlinien die jeweiligen Massenströme $\dot{m}_V$ und $\dot{m}_T$ ermittelt werden. Analog erfolgt die Bestimmung der Wirkungsgrade, die die Aufstellung der Turboladerleistungsbilanz ermöglicht. Diese Bilanz führt zu einer Drehzahländerung, so dass im nächsten Rechenschritt mit einer neuen Turboladerdrehzahl gestartet werden kann. Bei der Übertragung der Kennfeldwerte auf die Zustände innerhalb der Motorprozess-Simulation ist grundsätzlich die *Normierung* bzw. *Entnormierung* der Kennfelddaten zu berücksichtigen.

PROMO

In ähnlicher Weise, wie es bereits für THEMOS® dargestellt wurde, müssen auch in PROMO die gemessenen und normierten Kennfelddaten punktweise vorgegeben werden. Allerdings ist die direkte Verwendung der Messpunkte hier nicht möglich. Vielmehr sind die gemessenen Kennlinien durch geeignet ausgewählte Stützstellen auf Linien konstanter, normierter Drehzahl zu beschreiben.

Für die Stützstellenkennfelder (ausgenommen Verdichterwirkungsgrad) ergibt sich zusätzlich die Forderung, dass die Stützpunkte so zu wählen sind, dass jeweils eine gedachte Verbindungslinie zwischen dem i-ten Stützpunkt auf der Drehzahlkennlinie $n_{1,ATL}$=konst. und dem i-ten Stützpunkt auf der Kennlinie $n_{2,ATL}$=konst. möglichst orthogonal zu den Drehzahlkennlinien verlaufen (vgl. **Abb. 3.22** und **Abb. 3.23**). Dadurch wird gewährleistet, dass die interpolierten Kennlinien einen gleichmäßigen Verlauf erhalten.

Weiterhin sind die Stützpunktgitter für die Durchsatz- und Wirkungsgradkennfelder grundsätzlich so zu extrapolieren, dass der betrachtete Motorbetriebspunkt innerhalb der definierten Stützstellen liegt. Bei Vorhandensein einer nur schmalen Kennfelddatenbasis[25] besteht daher die Gefahr, dass der PROMO-Anwender die Stützpunkte in Kennfeldbereiche erweitern muss, die vollständig unbekannt sind. Hier entscheidet dann die Erfahrung des Anwenders über die Güte der Extrapolation. Innerhalb der PROMO-Berechnung findet schließlich ein rein mathematisch basierter Interpolationsalgorithmus Verwendung, der den zum betrachteten Motorbetriebspunkt gehörigen Turboladerzustand ermittelt.

Auf Grund der beschriebenen Richtlinien bei der Vorgabe der Turboladercharakteristik in Form von Kennfeldern enthalten die nachfolgenden Kennfelddarstellungen (vgl. **Abb. 3.19** bis **Abb. 3.24**) sowohl die verwendeten Messwerte als auch die manuell aufbereiteten Stützpunktgitter. Bezüglich der verwendeten Messwerte sind all jene Daten zur Anwendung gekommen, die im Rahmen der vorliegenden Arbeit aufgenommen worden sind, so dass eine Beurteilung der PROMO-eigenen Inter- und Extrapolationsalgorithmen nicht möglich ist.

Die Verbindung zwischen der eindimensionalen instationären Rohrströmung und der stationären Turbolader-Drosselströmung (vgl. **Abschn. 3.3.3**) wird in PRO-

[24] im ersten Rechenschritt werden die vorgegebenen Startwerte der Behälter benutzt
[25] entsteht meist dann, wenn nur die Herstellerkennfelder zum Turbolader vorliegen

MO durch einen quasistationären Ansatz hergestellt, d.h. die Zustände an den Rohrrändern sind jeweils nur für einen kleinen Zeitraum Δt konstant. Diese quasistationäre Annäherung des Verdichter- und Turbinenverhaltens an die instationäre Strömung wird dadurch erreicht, dass zu jedem Rechenschritt die (stationären) Kennfelder ausgewertet werden.

Innerhalb des PROMO-Berechnungsalgorithmus werden die Turbomaschinen, wie bereits erwähnt, als Drosselstellen aufgefasst. Da die Durchströmzeit der Teilchen durch den Verdichter bzw. die Turbine der mittleren Rechenschrittweite entspricht, werden diese Drosselstellen im Algorithmus ohne Speicherwirkung modelliert. Um dennoch die Wellenlaufzeiten in der Verdichter- und Turbinenspirale berücksichtigen zu können, werden die jeweiligen halben Spiralenlängen in der Rechnung als Rohrstücke behandelt [48], [69], [34].

Verdichter

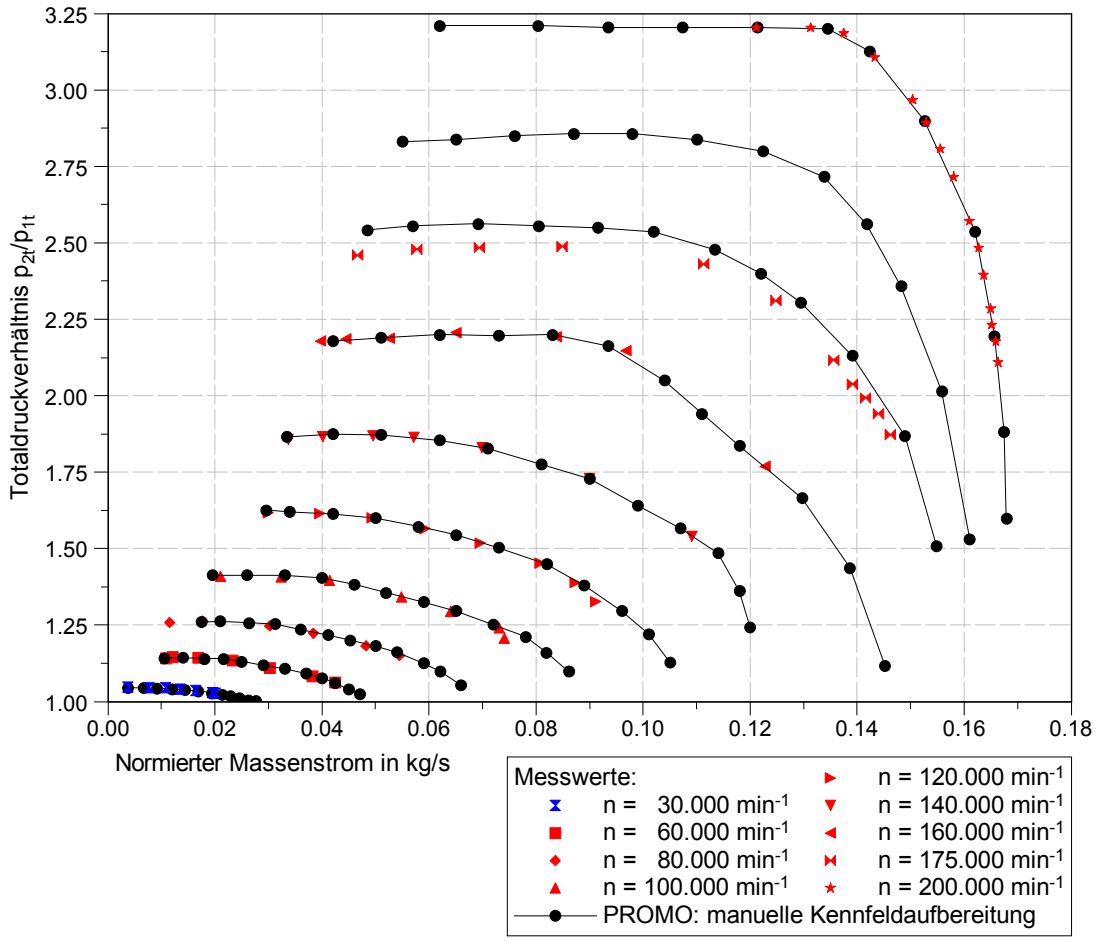

Abb. 3.19 Aufbereitung und Extrapolation des Verdichterdurchsatzkennfelds für PROMO, *heiße* Messdaten

Abb. 3.19 zeigt das für PROMO manuell aufbereitete Verdichterdurchsatzkennfeld. Ausgehend von den (meist *heißen*) Messwerten sind eigene Kennlinien zu ge-

nerieren, die unter Umständen auch in Bereiche zu extrapolieren sind, für die keine Messdaten vorliegen. Das Durchströmverhalten des Verdichters wird dann mit Hilfe der allgemeinen Durchflussgleichung nach **Gl. (3.4)** ermittelt. Mit den aus dem Durchsatzkennfeld interpolierten Massenstromwerten ist die Formulierung der α-Zahl für den Verdichter (vgl. **Gl. (3.32)**) möglich, so dass schließlich der allgemeine Lösungsalgorithmus für Drosselstellen benutzt werden kann.

$$\alpha_V = \frac{\dot{m}_2}{A_1 \cdot \sqrt{p_{01} \cdot \varrho_{01}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \left[\left(\frac{p_2}{p_{01}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} \cdot \left(1 + \frac{\kappa - 1}{\kappa \cdot R} \cdot \frac{P_V}{\dot{m}_{2th} \cdot T_{01}} \right) - \left(\frac{p_2}{p_{01}} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}} \tag{3.32}$$

mit
$\dot{m}_2$	Massenstrom nach Verdichter in kg/s
$\dot{m}_{2th}$	theoretischer Massenstrom nach Verdichter in kg/s
A_1	Rohrquerschnitt vor Verdichter in m^2
P_V	Verdichterleistung in W
p_{01}	Gesamtdruck vor Verdichter in bar
T_{01}	Gesamttemperatur vor Verdichter in K
ϱ_{01}	Dichte vor Verdichter in kg/m^3
p_2	statischer Druck nach Verdichter in bar

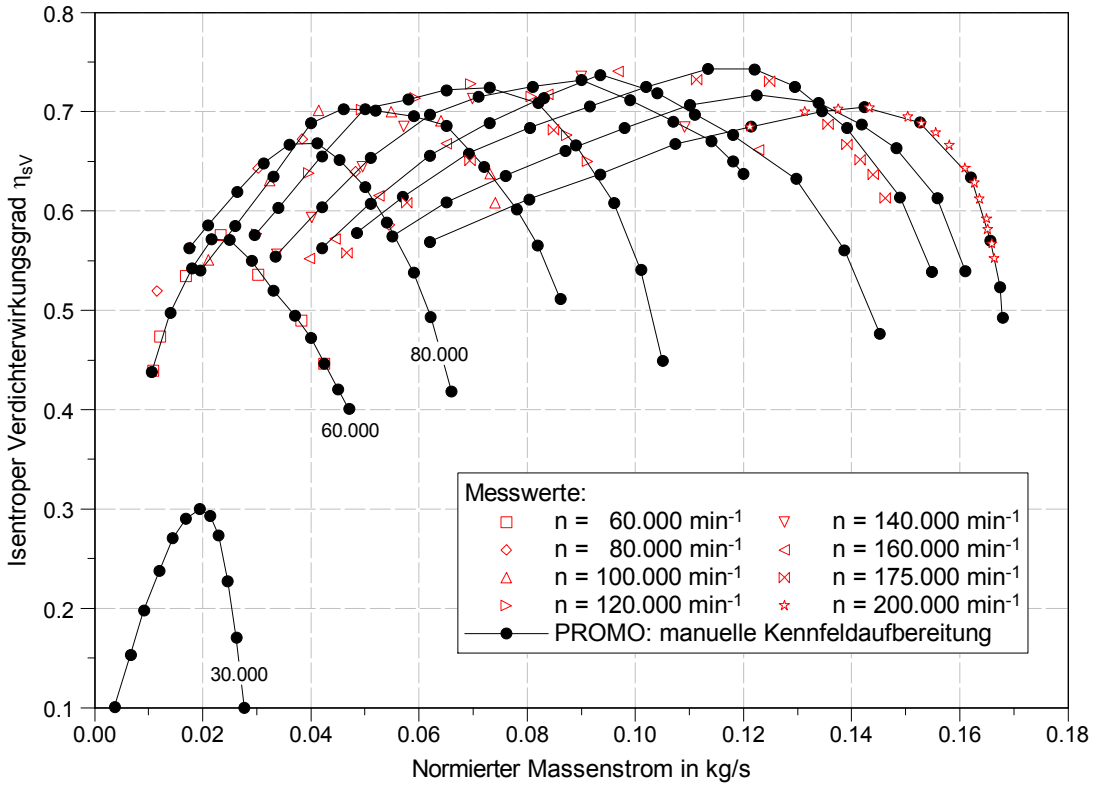

Abb. 3.20 Aufbereitung und Extrapolation der Verdichterwirkungsgrade für PROMO, *heiße* Messdaten

Die Kennfeldinterpolation erfolgt im Bereich der Schluckgrenze (steile Drehzahllinien) über dem Druckverhältnis, während an der Pumpgrenze (flache Drehzahllinien)

über dem Massenstrom interpoliert wird. Damit kann für das Lösungsverfahren eine gleichbleibend gute Konvergenz erreicht werden.

Da, wie schon dargelegt, die Drehzahl des Turboladers in einem stationären Motorbetriebspunkt nur um kleine Beträge schwankt, läuft der Verdichterbetriebspunkt infolge des intermittierenden Motorschluckverhaltens auf einer Drehzahllinie hin und her.

Abb. 3.20 stellt die auf *heißen* Messdaten basierenden isentropen Verdichterwirkungsgrade und die zugehörige manuelle Kennfeldaufbereitung für PROMO dar. Die Drehzahllinie für $n_{ATL} = 30.000\ min^{-1}$ musste im vorliegenden Fall mangels zugehöriger Messwerte extrapoliert werden.

Abb. 3.21 zeigt im Vergleich dazu die auf *kalten* Messdaten basierenden Verdichterwirkungsgrade. Für die Kennlinie $n_{ATL} = 30.000\ min^{-1}$ sind nun, wenn auch *kalte*, Messdaten verfügbar, so dass eine gesicherte Abbildung der entsprechenden Drehzahllinie möglich ist. Im direkten Vergleich zur *heißen* Kennlinie (vgl. **Abb. 3.20**) kann der Wirkungsgradvorteil für die Kaltvermessung quantifiziert werden.

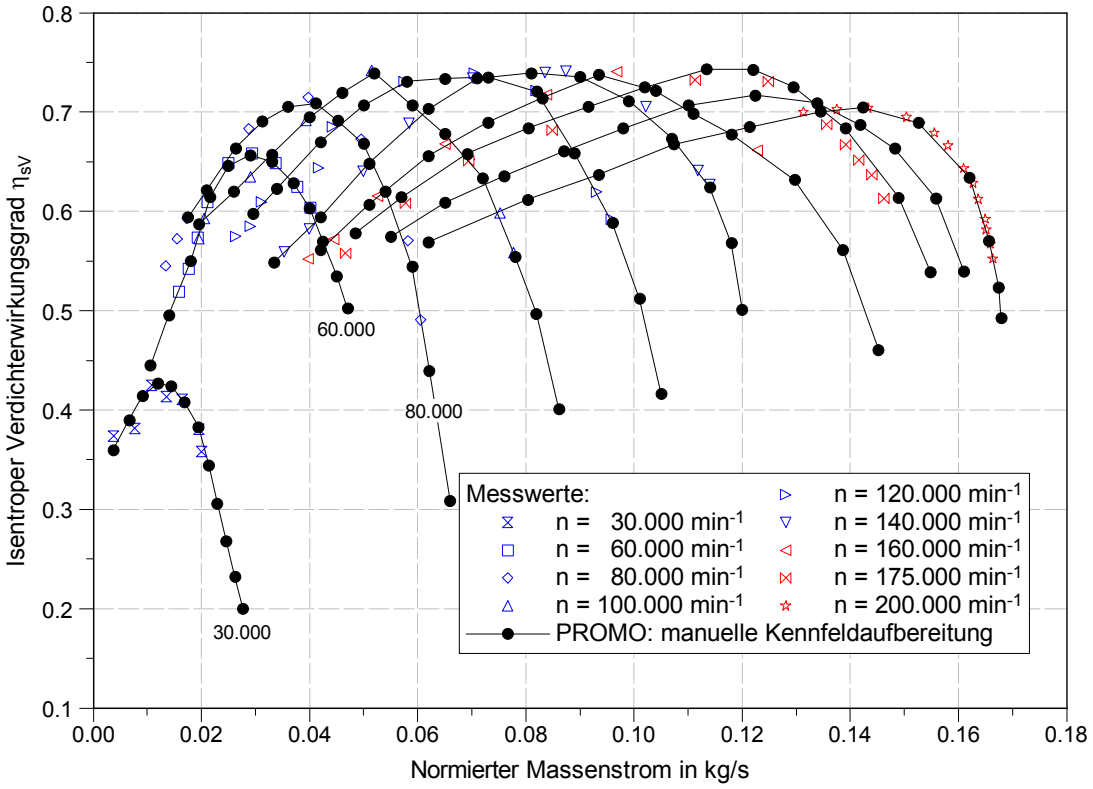

Abb. 3.21 Aufbereitung und Extrapolation des Verdichterwirkungsgrade für PROMO, *kalte* Messdaten

Die mit roten Symbolen markierten Messwerte in **Abb. 3.21** kennzeichnen die Verwendung *heißer* Messdaten. Das ist insofern zulässig, als dass bereits gezeigt werden konnte, dass die Wirkungsgradverläufe bei hohen Turboladerdrehzahlen praktisch unabhängig von der Turbineneintrittstemperatur sind (vgl. **Abb. 3.8**). Entsprechendes gilt für die blauen Symbole in **Abb. 3.19**.

Turbine

Abb. 3.22 stellt das aufbereitete Turbinendurchsatzkennfeld bei voll geöffneter Leitschaufelstellung dar. Ausgehend von den vorliegenden Messwerten ist sowohl der Durchsatz- als auch der Drehzahlbereich jeweils nach unten und oben extrapoliert worden. Die Forderung nach der Orthogonalität zwischen einer gedachten Verbindungslinie und den einzelnen Durchsatzkennlinien veranschaulicht die dargestellte Hilfslinie. Ähnlich dem THEMOS®-Vorgehen sind auch hier eigenständige Datensätze für verschiedene VTG-Stellungen vorzuhalten, zwischen denen dann interpoliert wird.

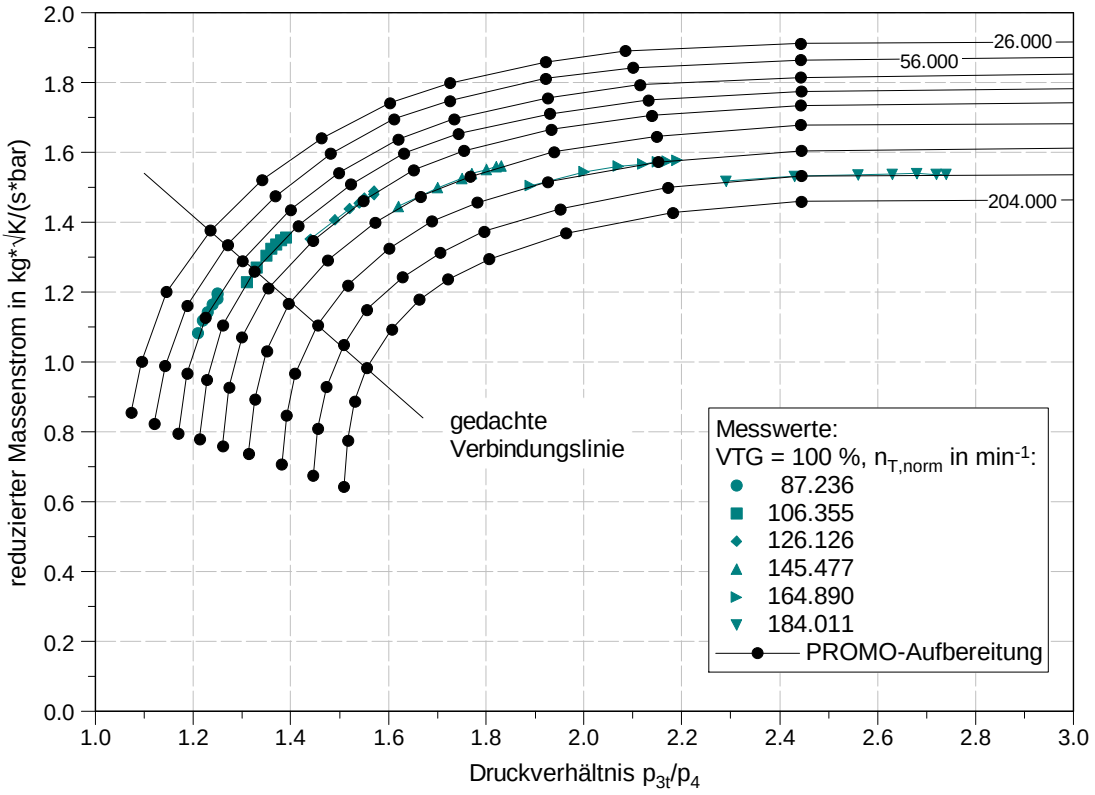

Abb. 3.22 Aufbereitung und Extrapolation des Turbinendurchsatzkennfelds für PROMO

Die Berechnung des Durchströmverhaltens der Turbine läuft analog zu den Berechnungen am Verdichter ab. Unter Verwendung der speziell für die Turbine formulierten Durchflussgleichung (vgl. **Gl. (3.33)**) und den aus den Kennfeldern ermittelten Massenströmen wird eine momentan gültige α-Zahl für die Turbine berechnet, so dass abschließend der Standardalgorithmus zur Lösung der stationären Drosselströmung angesetzt werden kann.

$$\alpha_T = \frac{\dot{m}_4}{A_3 \cdot \sqrt{p_{03} \cdot \varrho_{03}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \left[\left(\frac{p_4}{p_{03}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} \cdot \left(1 + \frac{\kappa - 1}{\kappa \cdot R} \cdot \frac{P_T}{\dot{m}_{4th} \cdot T_{03}} \right) - \left(\frac{p_4}{p_{03}} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}} \tag{3.33}$$

mit

$\dot{m}_4$	Massenstrom nach Turbine in kg/s
$\dot{m}_{4th}$	theoretischer Massenstrom nach Turbine in kg/s
A_3	Rohrquerschnitt vor Turbine in m^2
P_T	Turbinenleistung in W
p_{03}	Gesamtdruck vor Turbine in bar
T_{03}	Gesamttemperatur vor Turbine in K
ϱ_{03}	Dichte vor Turbine in kg/m^3
p_4	statischer Druck nach Turbine in bar

Abb. 3.23 zeigt die manuelle Aufbereitung der isentropen Turbinenwirkungsgrade über der Laufzahl u/c_0 für die 100%-VTG-Stellung. Im Gegensatz zu THEMOS® verlangt PROMO im Wirkungsgradkennfeld der Turbine den isentropen Wert η_{sT}. Da aus der Kennfeldvermessung am Turboladerprüfstand nur der Turbi-

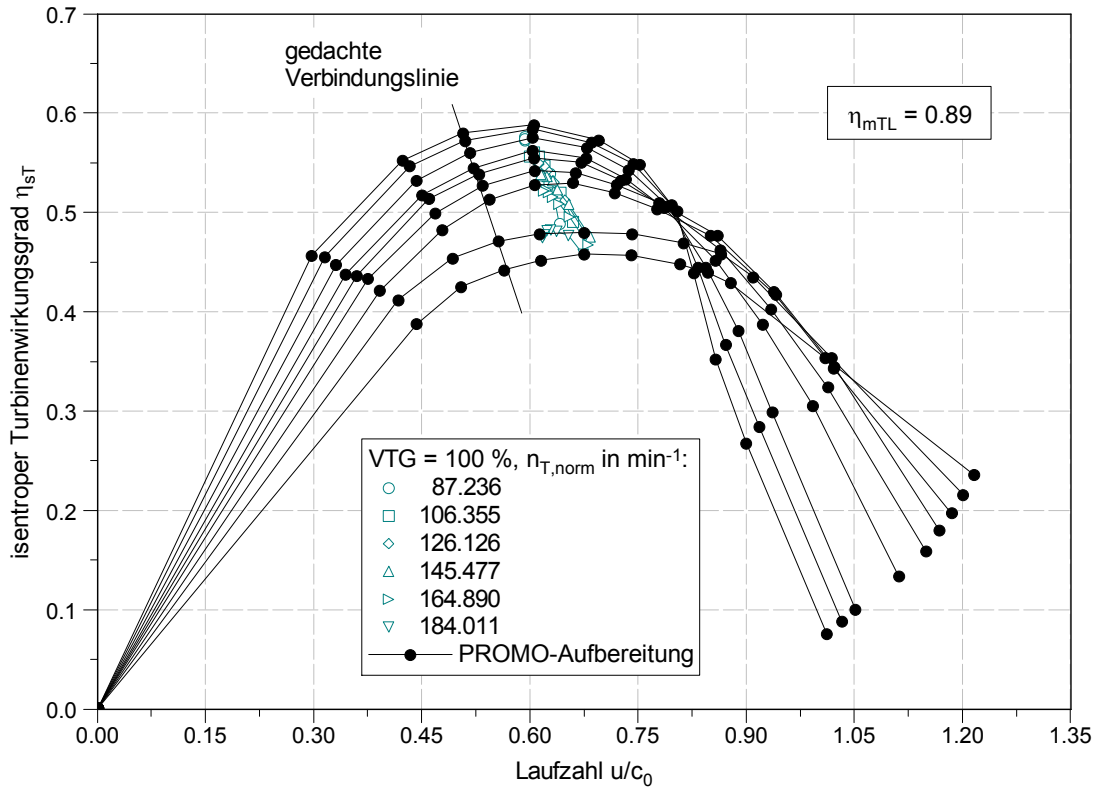

Abb. 3.23 Aufbereitung und Extrapolation der isentropen Turbinenwirkungsgrade für PROMO

nengesamtwirkungsgrad $\eta_T = \eta_{sT} \cdot \eta_{mTL}$ ermittelt werden kann, ist der mechanische Turboladerwirkungsgrad η_{mTL} vorab abzuschätzen. Erst danach können die so korrigierten Messwerte als Basis für die Kennfeldaufbereitung herangezogen werden. Im

vorliegenden Fall wurde der mechanische Turboladerwirkungsgrad mit $\eta_{mTL} = 0.89$ abgeschätzt.

Die Schwierigkeit der Extrapolation wird am Beispiel der Turbinenwirkungsgrade besonders deutlich. Obwohl die Messwerte nur einen sehr schmalen Betriebsbereich abdecken, muss ein deutlich erweiterter Bereich der Berechnung innerhalb von PROMO zugänglich gemacht werden. Diese Notwendigkeit entsteht vor allem dann, wenn zum Beispiel ungünstige Startwerte gewählt werden oder dynamische Motorbetriebsphasen dargestellt werden sollen. Die Darstellung der Wirkungsgrade über u/c_0 bietet insofern zumindest den Vorteil, dass ein einfacher parabelförmiger Verlauf abzubilden ist, der leicht in die Extrembereiche extrapoliert werden kann. Die Messwerte sollten dabei im Bereich des Scheitelpunktes liegen. Je nach Erfahrung des PROMO-Anwenders können die Parabelansätze aber auch andere Ausprägungen annehmen (vgl. **Abb. 3.24**).

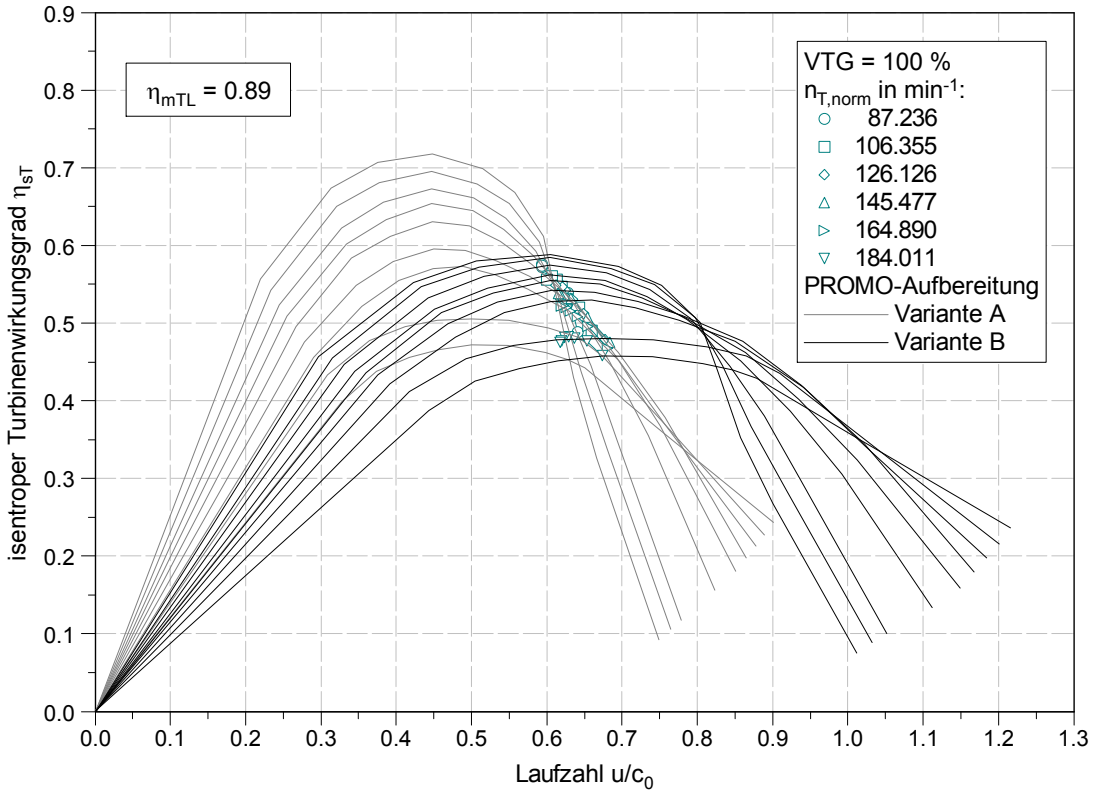

Abb. 3.24 Freiheitsgrad bei der Aufbereitung der isentropen Turbinenwirkungsgrade für PROMO

Im Gegensatz zu THEMOS® besitzt PROMO einen Programmbaustein zur Ladedruckregelung. Ausgehend von einem Startwert für die Turboladerdrehzahl n und die VTG-Leitschaufelstellung LSS sowie einem Sollwert für den Ladedruck p_S, wird der Ladedruck p für einen stationären Motorbetriebspunkt durch Verstellen von Turboladerdrehzahl und Leitschaufelstellung automatisch auf diesen Sollwert p_S eingeregelt. Die Verstellvorschrift wird in Abhängigkeit der Momentanwerte für Ladedruck und Turboladerleistungsbilanz einer Entscheidungsmatrix (vgl. **Tab. 3.4**) entnom-

men.

Tab. 3.4 Entscheidungsmatrix im PROMO-Baustein Ladedruckregelung

	LSS = min			**min < LSS < max**			**LSS = max**		
	$p < p_S$	$p = p_S$	$p > p_S$	$p < p_S$	$p = p_S$	$p > p_S$	$p < p_S$	$p = p_S$	$p > p_S$
$\Delta w < 0$	- $n \uparrow$	$LSS \uparrow$ -	$LSS \uparrow$ $n \downarrow$	- $n \uparrow$	$LSS \uparrow$ -	$LSS \uparrow$ $n \downarrow$	- $n \uparrow$	- $n \uparrow$	- $n \uparrow$
$\Delta w = 0$	- -	✓ ✓	- $n \downarrow$	- $n \uparrow$	✓ ✓	- $n \downarrow$	- $n \uparrow$	✓ ✓	- -
$\Delta w > 0$	- $n \downarrow$	- $n \downarrow$	- $n \downarrow$	$LSS \downarrow$ $n \uparrow$	$LSS \downarrow$ -	- $n \downarrow$	$LSS \downarrow$ $n \uparrow$	$LSS \downarrow$ -	- $n \downarrow$

Legende:

Δw	Arbeitsbilanz am Turbolader
p	Ist-Ladedruck
p_S	Soll-Ladedruck
$n \uparrow$	Erhöhung der Turboladerdrehzahl
$n \downarrow$	Reduzierung der Turboladerdrehzahl
$LSS \uparrow$	Öffnen der Leitschaufelstellung
$LSS \downarrow$	Schließen der Leitschaufelstellung
✓	Zielwerte erreicht, keine weitere Verstellung notwendig

Eine ausgeglichene Leistungsbilanz zwischen Verdichter und Turbine entsteht durch Anpassung der Leitschaufelstellung, so dass die Turbinenarbeit der Summe aus Reib- und Verdichterarbeit entspricht. Dafür gelten die egoistischen Vorzeichenregeln: wenn die Turbinenarbeit nicht zum Verdichterantrieb und zur Überwindung der Reibung ausreicht, entsteht eine positive Bilanzarbeit $\Delta w > 0$. Analog dazu bewirkt eine Erhöhung der Turboladerdrehzahl eine Steigerung des Ladedrucks und umgekehrt. Beide Verstellmechanismen beeinflussen sich gegenseitig, so dass in der Regel jeweils nur ein Parameter verstellt wird. In bestimmten Fällen ist auch eine gleichzeitige Stellgrößenänderung sinnvoll. Die Verstellschrittweiten und Eingriffstoleranzen sind in mehreren Stufen vom PROMO-Anwender applizierbar [20].

Dieser Regelalgorithmus wird für einen stationären Motorbetriebspunkt im Allgemeinen erst nach Durchlaufen einer definierbaren Anfangsphase eingesetzt. Die Ungleichgewichtszustände bei Rechnungsbeginn, die durch die vorgegebenen Startwerte entstehen können, würden sonst ein unrealistisches Abdriften des mittleren Betriebspunktes verursachen.

Kapitel 4

Anwendung der Motorprozess-Simulation mit einem adiabaten Turboladermodell

4.1 Experimentelle Motoruntersuchungen

4.1.1 Versuchsumgebung und Messtechnik

Für die experimentellen Motoruntersuchungen der vorliegenden Arbeit stand ein hochdynamischer Motorprüfstand der Forschungsstelle mit Fahrer-/Fahrzeugsimulation[1] zur Verfügung.

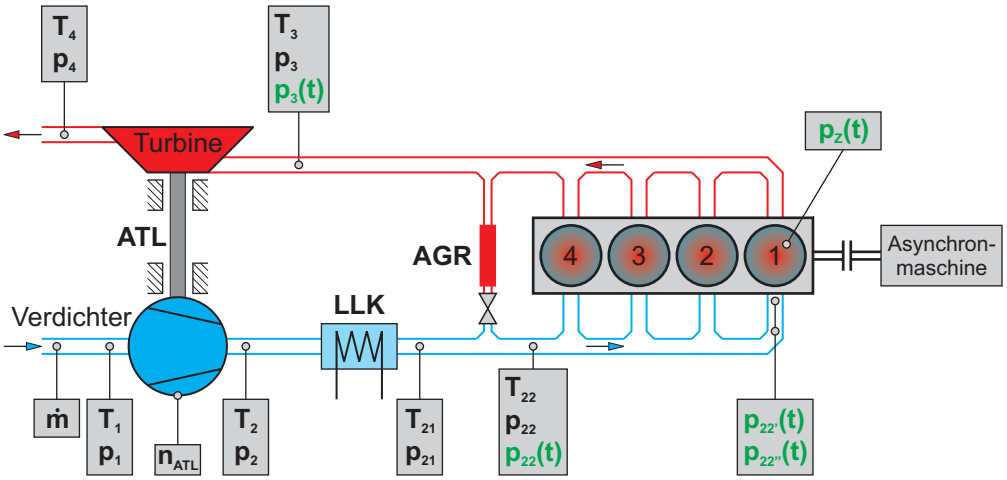

Abb. 4.1 Messstellenplan am Versuchsträger

Um exakte Aussagen zum Verhalten des Verdichters und der Turbine im Motorbetrieb treffen zu können, wurde der verwendete Versuchsträger zusätzlich zur üblichen Standardmesstechnik mit Druck- und Temperaturmessstellen sowie zeit-

[1] **D**ezentrales **S**imulations **S**ystem - **DSS**

lich hochauflösender Druckindizierung in den gasführenden Leitungen vor und nach jeder der beiden Turbomaschinen ausgestattet. **Tab. 4.1** enthält die wesentlichen Messgrößen und deren Spezifikationen für den Versuchsträger innerhalb der Prüfstandsumgebung. Die Lage der Messstellen ist in **Abb. 4.1** dargestellt.

Tab. 4.1 Messstellen und Sensorik am Motorprüfstand

Messgröße		**Sensortyp**		**Messbereich**	**Genauigkeit**
T_1	Temperatur vor Verdichter	Widerstands-thermometer	Pt100	0-200 °C	±0,5 °C
p_1	statischer Druck vor Verdichter	piezoresistiver Aufnehmer	absolut	0-2 bar	0,2% v.E.
T_2	Temperatur nach Verdichter	Widerstands-thermometer	Pt100	0-200 °C	±0,5 °C
p_2	statischer Druck nach Verdichter	piezoresistiver Aufnehmer	absolut	0-5 bar	0,2% v.E.
T_{21}	Temperatur nach Ladeluftkühler	Widerstands-thermometer	Pt100	0-200 °C	±0,5 °C
p_{21}	statischer Druck nach Ladeluftkühler	piezoresistiver Aufnehmer	absolut	0-5 bar	0,2% v.E.
T_{22}	Temperatur vor Einlasssammler	Thermoelement	NiCr-Ni	0-1200 °C	1,0 °C
p_{22}	statischer Druck vor Einlasssammler	piezoresistiver Aufnehmer	absolut	0-5 bar	0,2% v.E.
$p_{22}(t)$	Druckverlauf vor Einlasssammler	piezoresistiver Absolutaufnehmer	Kistler 4045A5	0-5 bar	0,2% v.E.
$p_{22'}(t)$	Druckverlauf im Drallkanal				
$p_{22''}(t)$	Druckverlauf im Füllkanal				
$p_Z(t)$	Druckverlauf im Zylinder	piezoelektrischer Relativaufnehmer	AVL GM12D	0-200 bar	1,0% v.E.
T_3	Temperatur vor Turbine	Thermoelement	NiCr-Ni	0-1200 °C	1,0 °C
p_3	statischer Druck vor Turbine	piezoelektrischer Aufnehmer	absolut	0-10 bar	0,2% v.E.
$p_3(t)$	Druckverlauf vor Turbine	piezoelektrischer Relativaufnehmer	Kistler 6061B	0-250 bar	1,0% v.E.
T_4	Temperatur nach Turbine	Thermoelement	NiCr-Ni	0-1200 °C	1,0 °C
p_4	statischer Druck nach Turbine	piezoresistiver Aufnehmer	absolut	0-2 bar	0,2% v.E.
$\dot{m}$	Luftmassenstrom	Heißfilm-Anemometer	Sensyflow P (DN 80)	20-720 kg/h	±2,0%
n_{ATL}	Turboladerdrehzahl	induktiver Aufnehmer	MICRO-EPSILON	500 - 400.000 min^{-1}	

4.1.2 Versuchsträger

Als Versuchsträger kam ein in **Tab. 4.2** weiter spezifizierter seriennaher DI-Dieselmotor mit Common-Rail-Einspritzung zum Einsatz. Der Vierventil-Zylinderkopf verfügt über zwei Einlasskanäle, Füll- und Drallkanal, die bis zum Einlassventil getrennt bleiben. In beiden Kanälen erfolgt eine gesonderte Druckindizierung. Die beiden Auslasskanäle werden noch im Zylinderkopf in einem so genannten Zwillingskanal zusammengeführt.

Tab. 4.2 Technische Daten des verwendeten Versuchsträgers

Motorhersteller	BMW
Typ	Diesel / M47R
Zylinderanordnung	R4
Hub / Bohrung	88 mm / 84 mm
Hubvolumen	1951 cm^3
Verdichtungsverhältnis	17
Ventile/Zylinder	4
Einspritzsystem	Common-Rail-System 1. Generation (BOSCH), $p_{Rail}^{max} = 1350$ bar
Abgasrückführung (AGR)	externe Hochdruck-AGR, ungekühlt
max. Leistung	85 kW bei 4000 min^{-1}
max. Drehmoment	250 Nm bei 1750 min^{-1}
max. effektiver Mitteldruck	17 bar
Turboladerhersteller	Honeywell Turbo Technologies
Typ	VN GT 1749V / VTG

4.1.3 Versuchsprogramm

Zur Untersuchung der Auswirkungen verschiedener Turboladermodellierungen auf die Motorprozess-Simulation wurden vier stationäre Motorbetriebspunkte herangezogen. **Abb. 4.2** stellt diese Betriebspunkte (mit blauem Kreuz markiert) im Leistungskennfeld des Versuchsträgers dar. Dass die beiden Volllast-Betriebspunkte außerhalb der Volllastkurve des in **Abb. 4.2** hinterlegten Motorkennfelds liegen, entsteht durch unterschiedliche Datensatzeinstellungen im Steuergerät, die während der vorausgegangenen Motor-Kennfeldvermessung bzw. der hier besprochenen Betriebspunktvermessung verwendet wurden.

Betrachtet im Verdichterdurchsatzkennfeld des zugehörigen Turboladers (vgl. **Abb. 4.3**), können den vier Betriebspunkten unterschiedliche Eigenschaften zugeordnet werden: Der Betriebspunkt n = 4000 min^{-1}/ Volllast liegt im Extrapolationsbereich hin zu großen Turboladerdrehzahlen; n = 4000 min^{-1}/

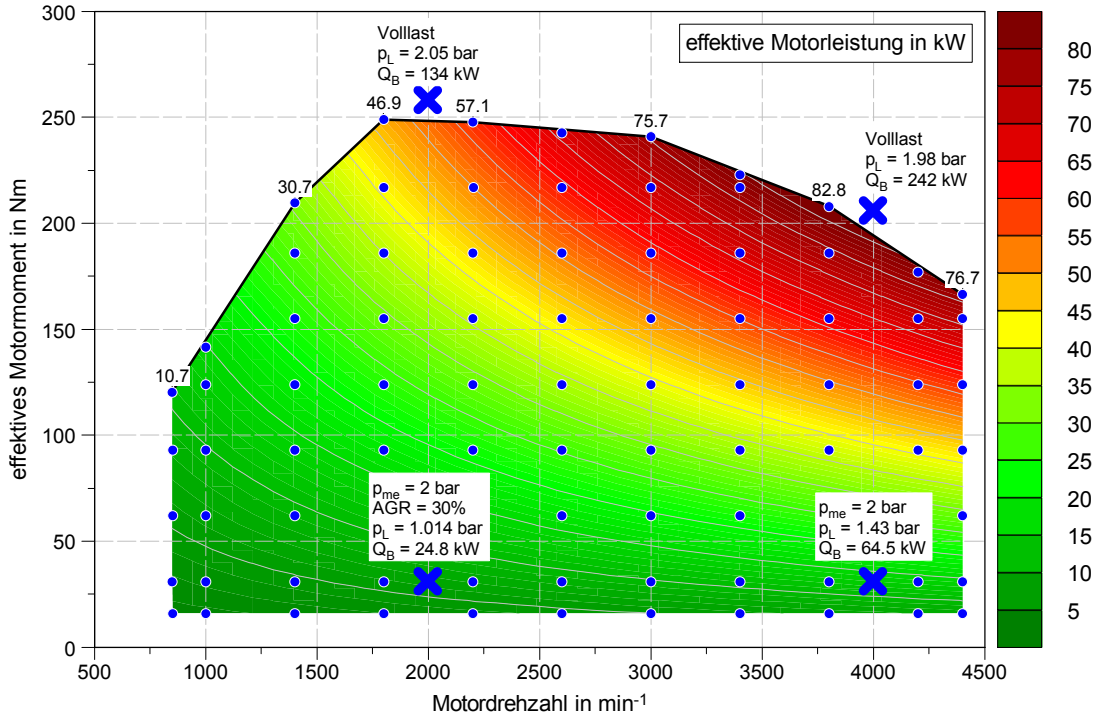

Abb. 4.2 Leistungskennfeld des Versuchsträgers mit den vier betrachteten stationären Betriebspunkten

p_{me} = 2 bar und n = 2000 min^{-1}/ Volllast liegen innerhalb des vermessenen Verdichter-Kennfeldbereichs, wobei sich zweiterer nahe der Pumpgrenze befindet; n = 2000 min^{-1}/ p_{me} = 2 bar liegt schließlich im Extrapolationsbereich hin zu kleinen Drehzahlen.

Die in **Abb. 4.3** mit dargestellten Verdichterwirkungsgrade entstehen, wie auch schon die vorher diskutierten Durchsatzkennpunkte, aus den aufgenommenen Messwerten während der Motorprüfstandsversuche unter den in **Abschn. 3.4.3** dargestellten Annahmen. Der Wirkungsgradwert für den Teillastpunkt bei n = 2000 min^{-1} muss dabei aufgrund seines geringen Wertes als auffällig eingestuft werden. Als mögliche Ursache sind hier die thermischen Einflüsse des Motorbetriebs auf die nahe gelegenen Temperaturmessungen am Verdichter zu nennen. Obwohl die (mittlere) Turbineneintrittstemperatur im Motorbetrieb unterhalb derjenigen liegt, die bei der (heißen) Kennfeldvermessung am Turboladerprüfstand eingestellt war, ergibt sich ein deutlich geringerer Verdichter-Wirkungsgradwert, als die dargestellten (*heißen*) Kennlinienverläufe ergeben müssten. Neben der erhöhten Messunsicherheit in diesem Kennfeldbereich ist demnach auch der Wärmeeintrag in den Verdichter aufgrund der Einbausituation des Turboladers am Motor zu berücksichtigen[2]. So würde eine um 3 K verringerte Verdichteraustrittstemperatur einen um fast 30% höheren Verdichterwirkungsgrad ergeben.

[2]Die Betrachtung dieser thermischen Wechselwirkungen sind nicht Gegenstand der vorliegenden Arbeit. Sie werden in kürzlich abgeschlossenen und auch aktuellen Untersuchungen diskutiert [42], [70], [71], [47]. Das betrifft ebenfalls geometrisch bedingte Einflüsse auf die Verdichteranströmung [30].

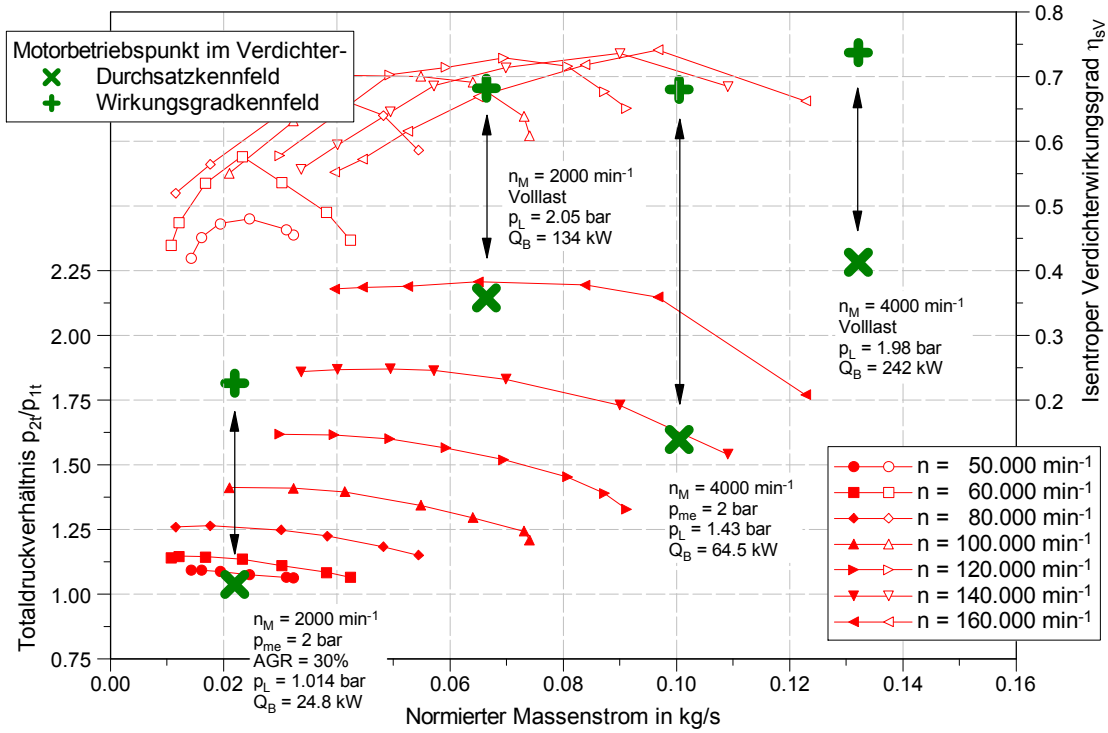

Abb. 4.3 Motorbetriebspunkte im Verdichter-Durchsatz- und Wirkungsgradkennfeld

4.2 Modellierung des Versuchsträgers

4.2.1 THEMOS®-Umgebung

Abb. 4.4 stellt das Behälter-Verknüpfungsstellen-Modell des Versuchsträgers für das nulldimensionale Programmsystem THEMOS® dar. Demnach wird die gesamte Ansaugstrecke zwischen Lufteinlass, Luftfilterkasten und Verdichtereintritt als Behälter *Einlassleitung* dargestellt, die Ladeluftstrecke zwischen Verdichteraustritt und Ladeluftkühleraustritt als *Ladeluftbehälter* sowie das Saugrohr als Behälter *Einlass-Sammler*. Analog erfolgt die Aufteilung abgasseitig. Verdichter, Ein- und Auslassventile, AGR-Ventil und Turbine verbinden als Verknüpfungsstellen diese Behälter.

Die den einzelnen Teilsystemen zugrunde liegenden Modellvorstellungen wurden bereits in **Kap. 3** beschrieben, so dass sie hier nur noch einmal kurz zusammengefasst werden:

- Berechnung der Behälter auf Grundlage der Füll- und Entleermethode (vgl. **Abschn. 3.2.1**)
- Erfassung der Verknüpfungsstellen mit Hilfe der Durchflussgleichung nach de Saint-Venant (vgl. **Abschn. 3.2.3**)
- Abbildung von Verdichter und Turbine über ihre stationären Kennfelder (vgl. **Abschn. 3.4.3**), programminterne Kennfeldinter- und -extrapolation

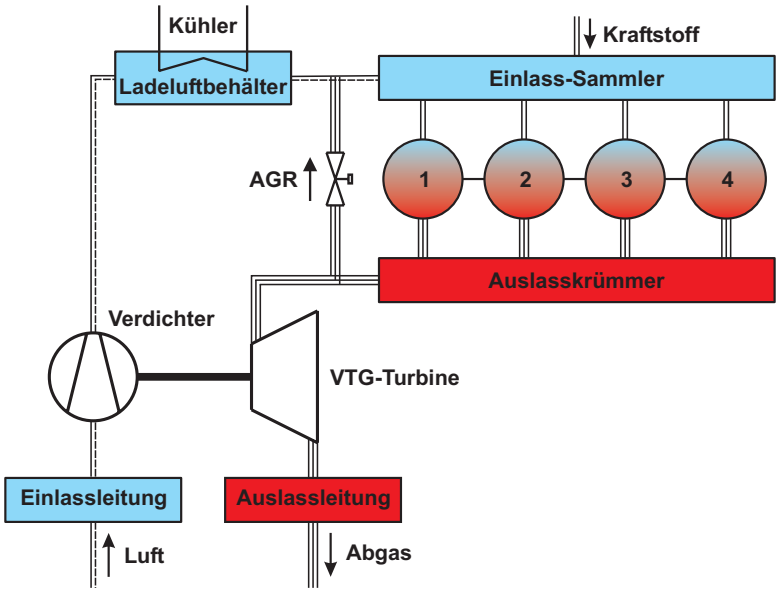

Abb. 4.4 Modellansatz zum PKW-Versuchsträger in THEMOS®

- Modellierung der Reibleistung des Motors über einen empirischen Reibansatz (vgl. **Abschn. 3.2.4**)

- Verwendung realer Brennverläufe bei der Berechnung stationärer Motorbetriebspunkte (vgl. **Abschn. 3.2.2**)

4.2.2 PROMO-Umgebung

Im Gegensatz zur THEMOS®-Motormodellierung ermöglicht PROMO eine zumindest eindimensionale Abbildung des Versuchsträgers entlang der Strömungsrichtung des Arbeitsmediums. Die gasführenden Leitungen werden als Rohrstücke mit konstantem oder auch veränderlichem Durchmesser in ihrer Länge dargestellt. Motorelemente, die nicht dem Rohrstückmodell entsprechen, werden als Behälter aufgefasst (zum Beispiel Luftfilterkasten, Ladeluftkühler, Ein- und Auslasskrümmer, Zylinder oder Schalldämpfer im Abgasstrang). Die Verbindungen zwischen Rohrleitungen und Behältern übernehmen Übergangsbedingungen, wie zum Beispiel Ventile, Verdichter oder Turbinen. **Abb. 4.5** zeigt das PROMO-Motormodell für den verwendeten Versuchsträger.

Diese im Vergleich zum THEMOS®-Vorgehen geometrisch ähnlichere Modellierung erlaubt eine genauere Abstimmung der Messstellenposition. Die am Versuchsträger angebrachten Messstellen können im Motormodell eindeutig zugeordnet werden, so dass kein örtlicher Versatz hingenommen werden muss.

Die rechnerische Behandlung der Teilsysteme Rohrstück bzw. Behälter und Rand- bzw. Übergangsbedingung erfolgt in Analogie zu dem in **Abschn. 3.3** und **Abschn. 3.4.5** beschriebenen Vorgehen.

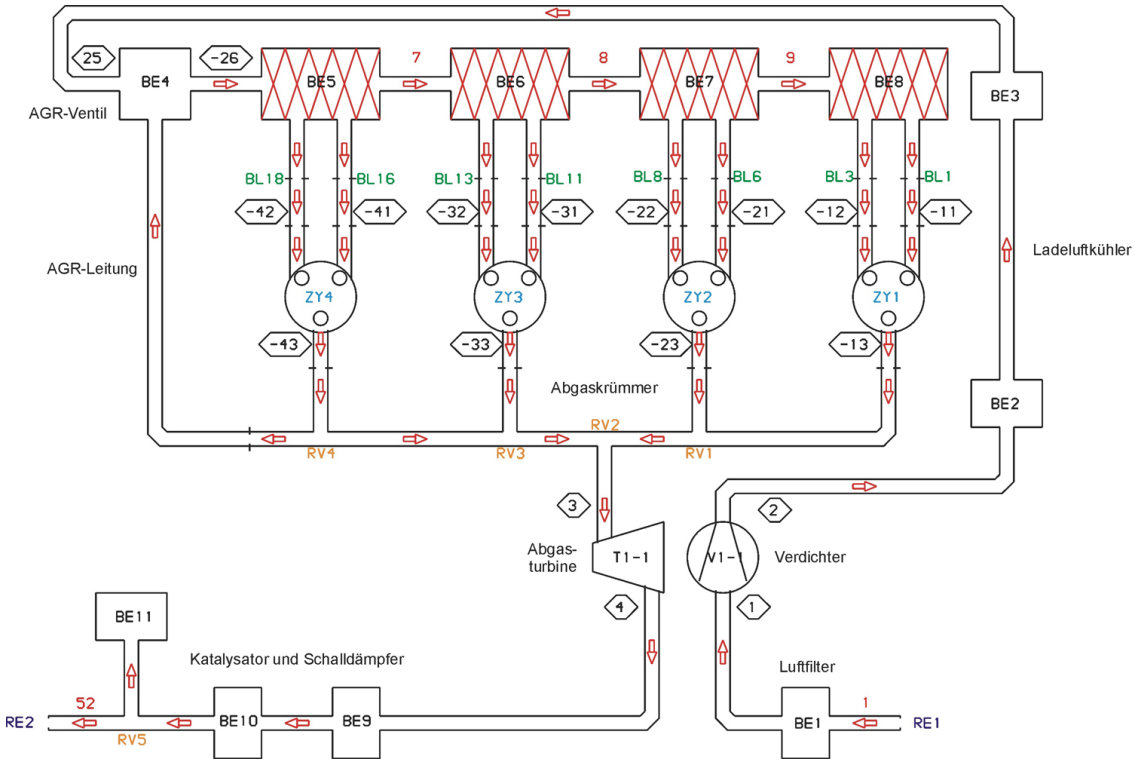

Abb. 4.5 Modellansatz zum PKW-Versuchsträger in PROMO

4.3 Rechnungs-/Messungsvergleiche

4.3.1 Allgemeines

Die Verifikation der für beide Simulationsprogramme vorgestellten Motormodelle erfolgt an den vier stationär aufgenommenen Motorbetriebspunkten. Dabei wird jeweils der in diesen Programmpaketen gegebene Rechenansatz zur Modellierung des (adiabaten) Abgasturboladers entsprechend **Abschn. 3.4.5** unter Verwendung *heißer* und auch *kalter* Turboladermessdaten angewendet. Dadurch können gleichzeitig die Qualität der üblicherweise verwendeten (adiabaten) Turboladermodellierung absolut bewertet werden, als auch die damit von den beiden Simulationsprogrammen erzielten Ergebnisse relativ verglichen werden.

Bei den Berechnungen werden für beide Simulationsprogramme folgende Randbedingungen gleich gewählt:

- Verwendung identischer Turboladermessdaten, sowohl für den heißen als auch für den kalten Fall
- Regelung des Ladedrucks auf den Sollwert durch Anpassung der Turboladerdrehzahl und der VTG-Stellung, mit einer maximalen Abweichung von ±0,1%
- Anpassung der Turboladerleistungsbilanz nach jedem Rechenschritt
- Regelung der AGR-Rate auf den Sollwert mit einer maximalen Abweichung von ±0,5% (nur für n = 2000 min^{-1}/ p_{me} = 2 bar)

- Verwendung identischer Brennverläufe, die vorab im Rahmen einer Thermodynamischen Analyse aus dem gemessenen Zylinderdruckverlauf ermittelt wurden

Die Vergleiche sind zum einen an arbeitsspielaufgelösten Nieder- und Hochdruckverläufen, zum anderen auch an integralen Motorbetriebswerten, insbesondere denen vor und nach jeder der beiden Turbomaschinen, angestellt worden. Beim Vergleich der Integralwerte wurde eine prozentuale Darstellung gewählt, so dass die Messwerte der 0%-Linie entsprechen. Abweichungen davon, in Prozent angegeben, entstehen als Balken in Richtung der y-Achse. Der Vorteil dieser Darstellungsart besteht darin, dass damit unterschiedliche Größen, wie zum Beispiel Druck und Temperatur, in einem einzigen Diagramm miteinander verglichen werden können. Zu beachten ist dabei allerdings, dass die Temperaturvergleiche in Kelvin betrachtet werden. Diese Diagramme enthalten weiterhin einen Toleranzbalken bei ±3%, der den Bereich einer guten Übereinstimmung zwischen Mess- und Rechenwert angibt.

4.3.2 Verwendung *heißer* Turbolader-Kennfelddaten

n = 2000 min^{-1} / p$_{me}$ = 2 bar

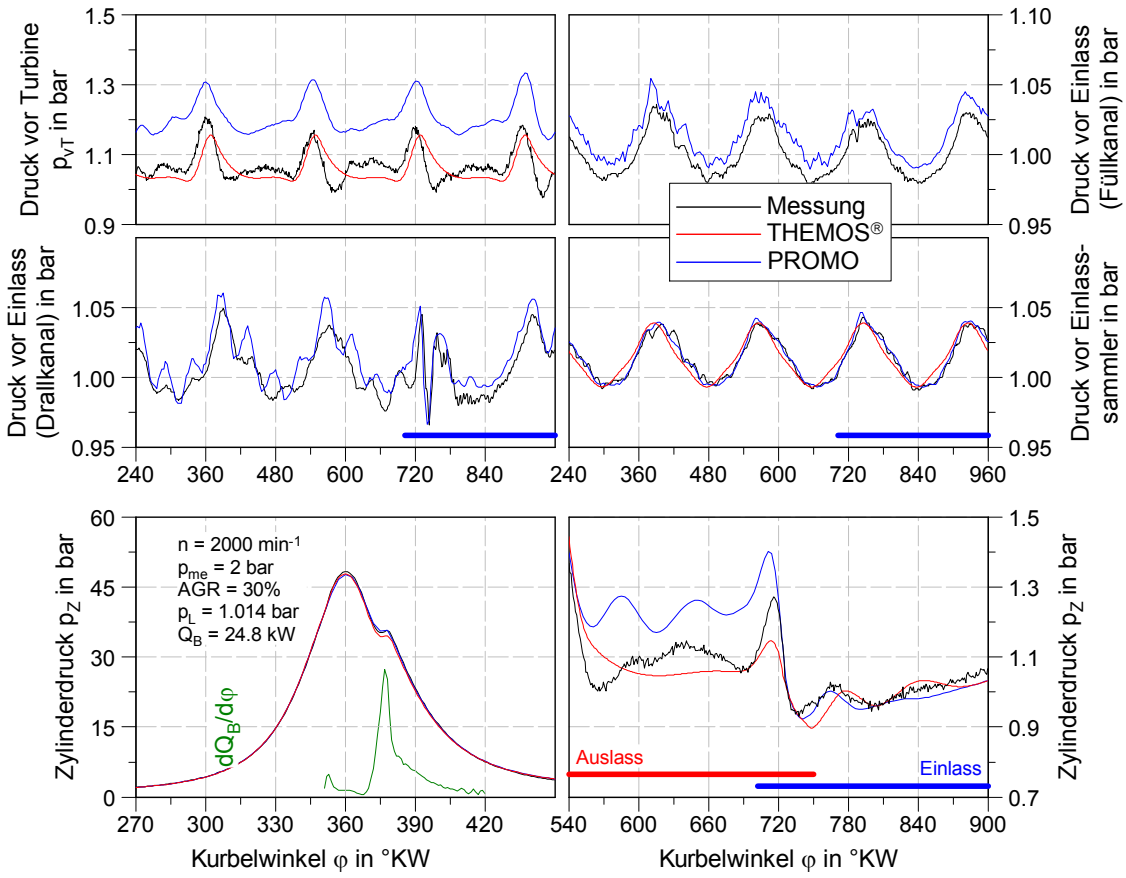

Abb. 4.6 Rechnungs-/Messungsvergleich der Druckverläufe bei n = 2000 min^{-1}/ p$_{me}$ = 2 bar, *heiße* Turbolader-Kennfelddaten

Abb. 4.6 zeigt die Rechnungs-/Messungsvergleiche der Druckverläufe zum Teillastbetriebspunkt bei n = 2000 min^{-1} für THEMOS® und PROMO. Der Hochdruckprozess im Zylinder (vgl. **Abb. 4.6**, links unten) wird, bei physikalisch gleichen Berechnungsansätzen, von beiden Programmen gleichermaßen sehr gut wiedergegeben.

Beim Zylinderdruckverlauf während der Ladungswechselphase (vgl. **Abb. 4.6**, rechts unten) sind jedoch Unterschiede zwischen den beiden Programmen zu erkennen. Ursache ist die Tatsache, dass PROMO die instationäre Rohrströmung auch als solche modelliert, während THEMOS® die Zustandsänderungen in den Gaswechselleitungen quasistationär behandelt. Dadurch sind die Rückkopplungen aus den angeschlossenen Rohrleitungen und den Ventilbewegungen für die PROMO-Rechnung deutlicher im Zylinderdruckverlauf zu erkennen, wenngleich in beiden Programmen der Zylinder nulldimensional abgebildet wird. Im Bereich des geöffneten Auslassventils weist jedoch der PROMO-Druckverlauf stärkere Abweichungen von der Messung auf als der THEMOS®-Druckverlauf. Der Grund hierfür liegt in unterschiedlichen VTG-Stellungen, die zur Erreichung des Soll-Ladedrucks notwendig waren.

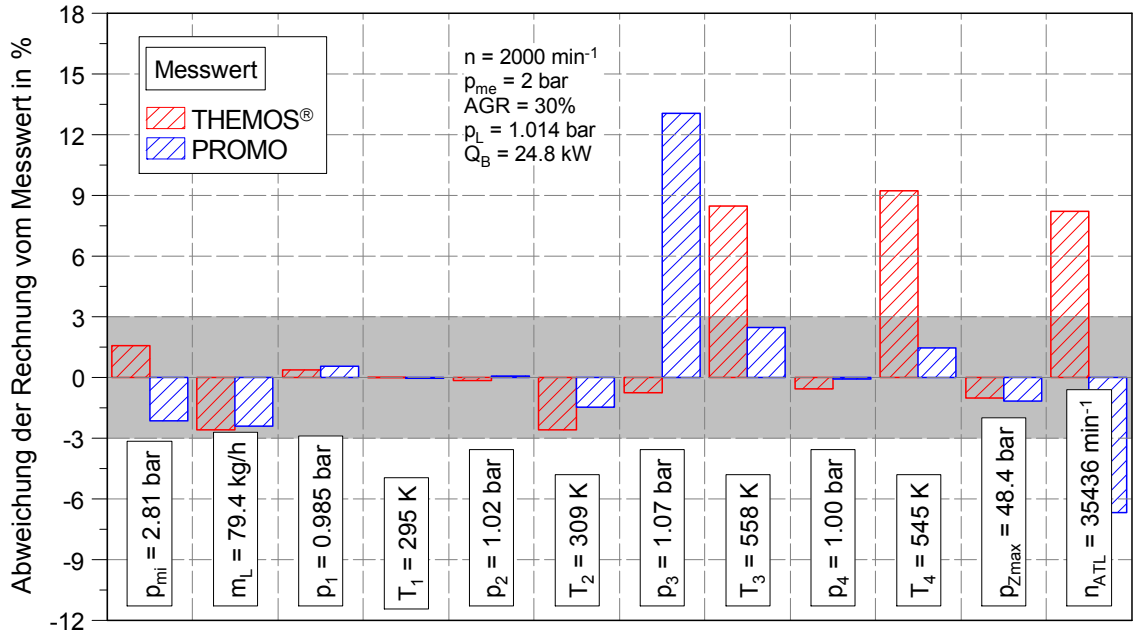

Abb. 4.7 Rechnungs-/Messungsvergleich der integralen Motorbetriebswerte bei n = 2000 min^{-1}/ p_{me} = 2 bar, *heiße* Turbolader-Kennfelddaten

Die PROMO-Druckverläufe in den Einlasskanälen zeigen hervorragende Übereinstimmungen mit den entsprechenden Messungen. Auch wird die Einlassventilbewegung anhand des Druckverlaufs im Drallkanal sehr gut erfasst. Aufgrund der Behältermodellierung sind entsprechende THEMOS®-Druckverläufe nicht verfügbar. Der Einlasskrümmer besteht hier insgesamt lediglich aus einem einzigen Behälter - dem *Einlass-Sammler*. Dessen Druckverläufe liegen für beide Rechnungen nahezu deckungsgleich auf der zugehörigen Messung. Dies war insofern zu erwarten, als dass für die Berechnungen jeweils der geforderte Soll-Ladedruck eingere-

gelt war. Der PROMO-Druckverlauf vor Turbine zeigt die bereits beschriebene Unzulänglichkeit hinsichtlich eines erhöhten Druckniveaus.

Abb. 4.7 stellt zu diesem Teillastbetriebspunkt für beide Simulationsrechnungen den Vergleich der integralen Motorbetriebswerte mit den jeweiligen Messergebnissen dar. Während THEMOS® im Vergleich zur Messung das Turbinen-Temperaturniveau und auch die Turboladerdrehzahl überschätzt, bleibt es für PROMO bei der angesprochenen Abweichung im Druck vor der Turbine und einer geringen Unterbewertung der Turboladerdrehzahl. Ursache der THEMOS®-Abweichungen sind Ungenauigkeiten bei der Abbildung des Verdichterdurchsatzkennfelds, das, ausgehend von der vorgegebenen Datenbasis, für den betrachteten Betriebspunkt hin zu kleinen Turboladerdrehzahlen extrapoliert werden musste. Die Ergebnisse hierzu sind in **Abschn. 3.4.5** diskutiert worden. Andererseits sind aber auch die relativ hohen Messunsicherheiten für diesen Schwachlastbetriebspunkt zu berücksichtigen.

$\mathbf{n = 2000\ min^{-1}}$ / Volllast

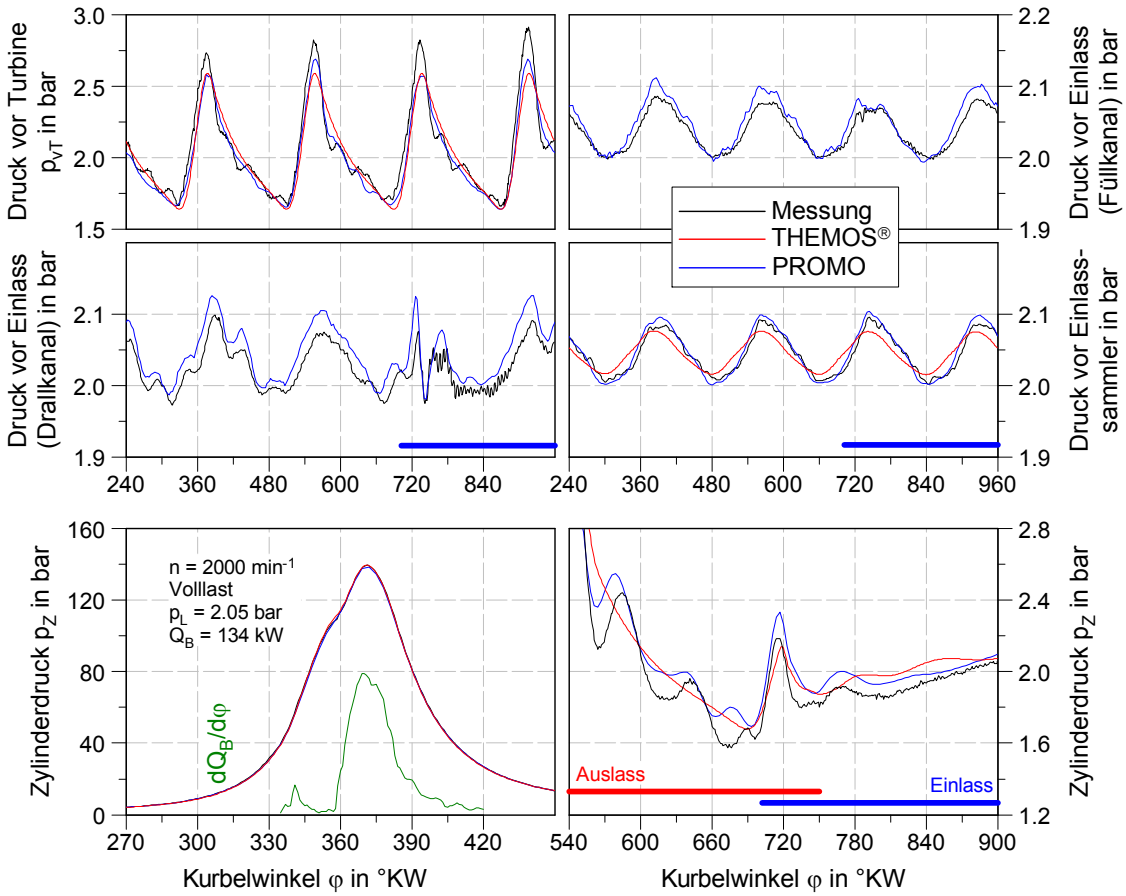

Abb. 4.8 Rechnungs-/Messungsvergleich der Druckverläufe bei n = 2000 min^{-1}/ Volllast, *heiße* Turbolader-Kennfelddaten

Die Rechnungs-/Messungsvergleiche der Druckverläufe zum Volllastbetriebspunkt bei n = 2000 min^{-1} für THEMOS® und PROMO zeigt **Abb. 4.8**. Insgesamt lässt sich eine gute Übereinstimmung für alle Druckverläufe feststellen. Der Vergleich zum Zylinderdruckverlauf während der Ladungswechselphase verdeutlicht nochmals den Vorteil der PROMO-Rechnung, die den gemessenen Druckverlauf deutlich besser nachbilden kann als das nulldimensionale THEMOS®-Vorgehen. Da die korrekte Erfassung der instationären Drücke auf der Einlassseite eine wesentliche Voraussetzung bei der Abbildung des Motorschluckverhaltens darstellt, nutzt THEMOS® für die Einlasskanäle zusätzlich die akustische Theorie[3] [60]. Damit gelingt der THEMOS®-Rechnung für alle Betriebspunkte eine vergleichbare Abbildung des Luftdurchsatzes.

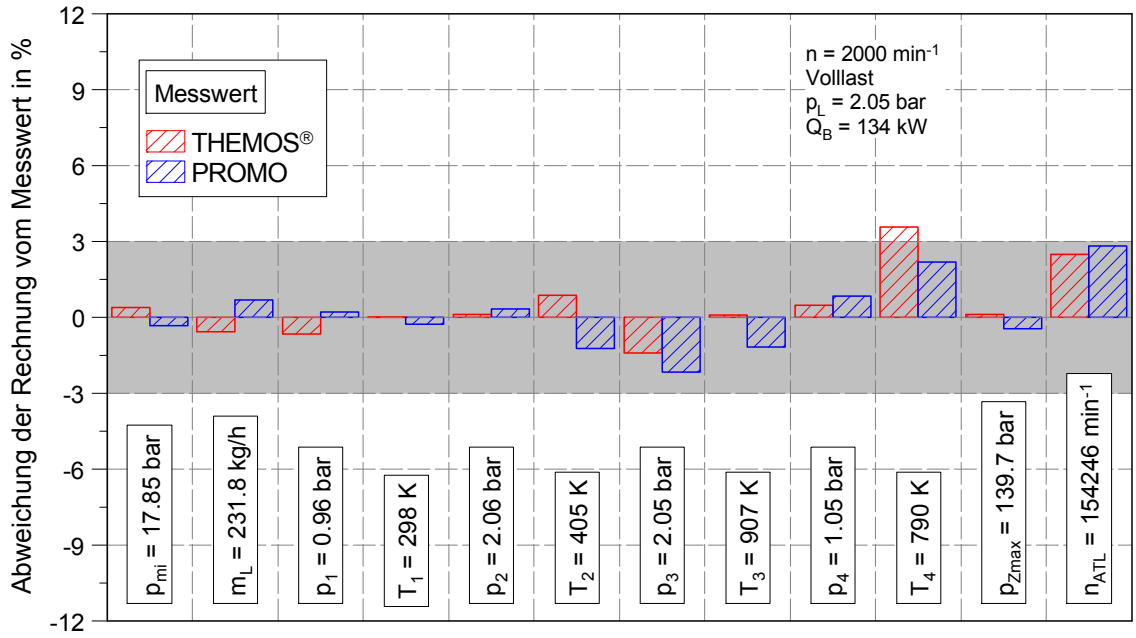

Abb. 4.9 Rechnungs-/Messungsvergleich der integralen Motorbetriebswerte bei n = 2000 min^{-1}/ Volllast, *heiße* Turbolader-Kennfelddaten

Abb. 4.9 zeigt die integralen Motorbetriebswerte beider Simulationsrechnungen im Vergleich zu den Messwerten zum gleichen Volllastbetriebspunkt. Die thermodynamischen Zustände (Drücke und Temperaturen) vor und nach Verdichter und Turbine werden von beiden Programmen gut wiedergegeben.

n = 4000 min^{-1} / p_{me} = 2 bar

Der Vergleich zum Teillastbetriebspunkt bei n = 4000 min^{-1} zeigt für beide Simulationsprogramme ähnlich gute Übereinstimmungen mit den Messergebnissen, wie sie bereits bei n = 2000 min^{-1} / Volllast erreicht werden konnten. Unter Verwendung *heißer* Turboladerkennfelddaten können sowohl die Druckverläufe (vgl. **Abb. 4.10**) als auch die mittleren Motorbetriebswerte (vgl. **Abb. 4.11**) innerhalb des engen Toleranzbereichs mit hoher Genauigkeit wiedergegeben werden.

[3] strenggenommen entsteht dadurch für THEMOS® ein quasidimensionaler Modellansatz

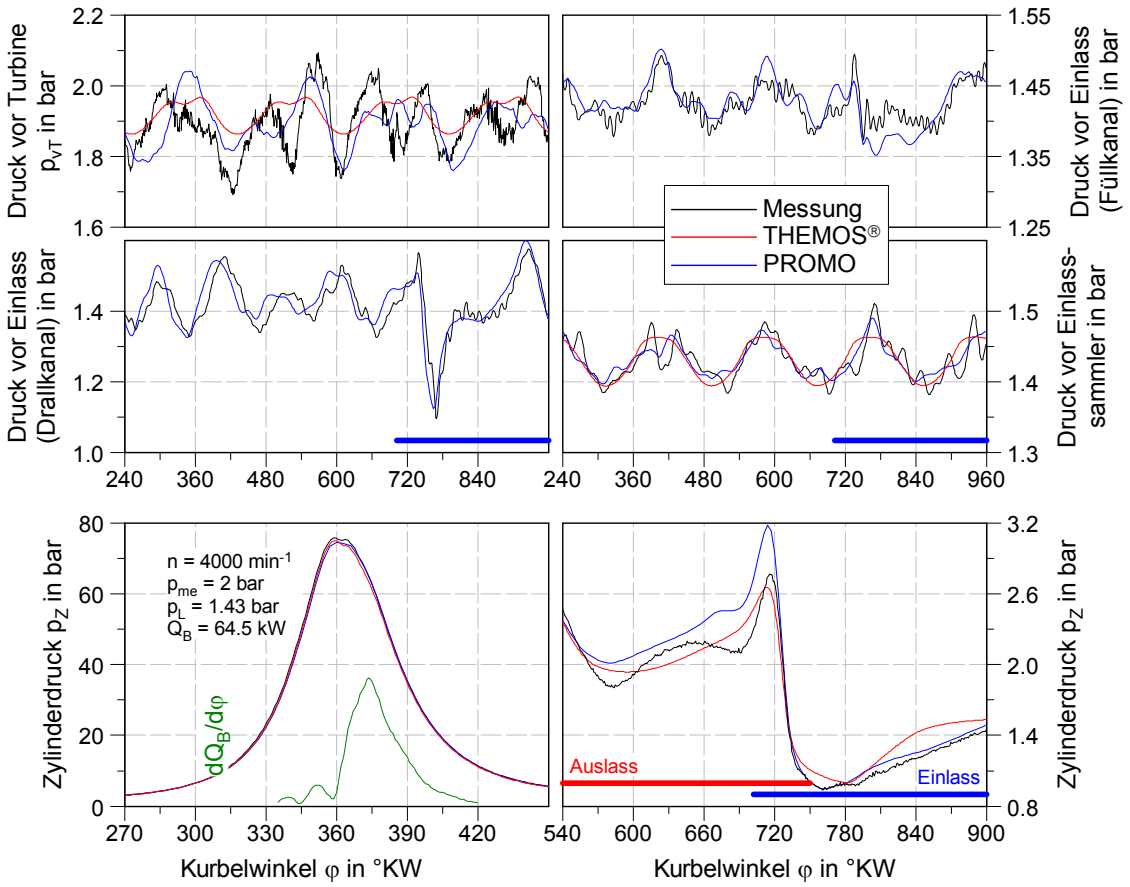

Abb. 4.10 Rechnungs-/Messungsvergleich der Druckverläufe bei n = 4000 min^{-1}/ p_{me} = 2 bar, *heiße* Turbolader-Kennfelddaten

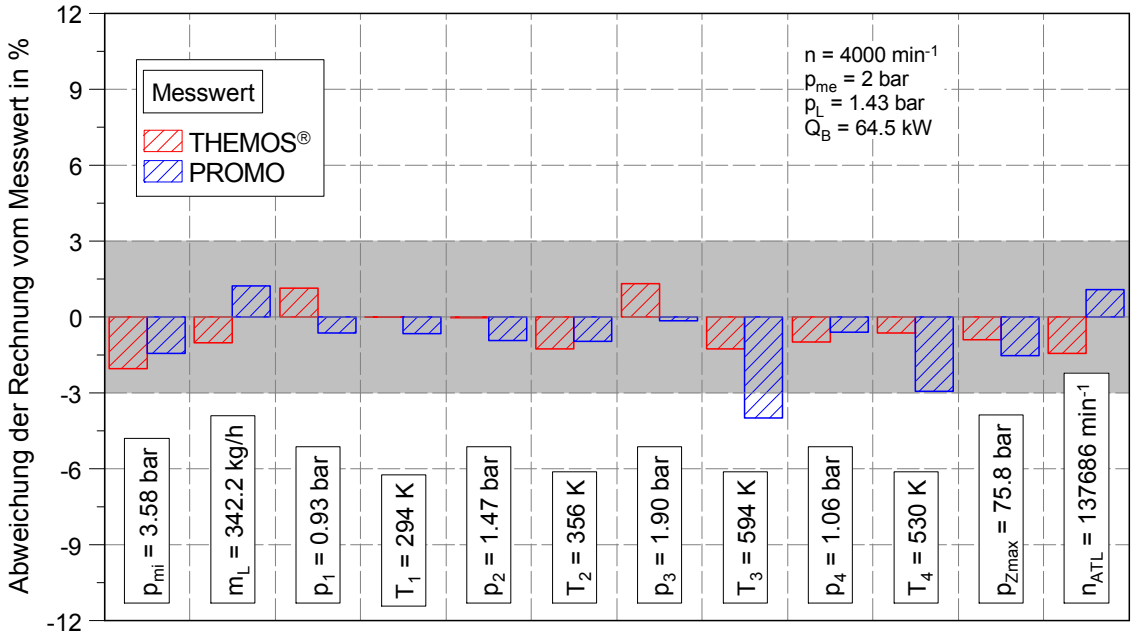

Abb. 4.11 Rechnungs-/Messungsvergleich der integralen Motorbetriebswerte bei n = 4000 min^{-1}/ p_{me} = 2 bar, *heiße* Turbolader-Kennfelddaten

Solange der Motorbetriebspunkt innerhalb der vorgegebenen Turboladerdatenbasis liegt, stellt es für Motorprozess-Simulationsprogramme im Allgemeinen kein Problem dar, entsprechende Zwischenwerte zu interpolieren[4], um dann wiederum den berechneten Betriebspunkt mit entsprechend hoher Qualität abbilden zu können. Eine derartige Simulationsqualität wird von heutigen Programmsystemen erwartet und unterstreicht damit das Potenzial der hier eingesetzten Simulationsprogramme.

n = 4000 min^{-1} / Volllast

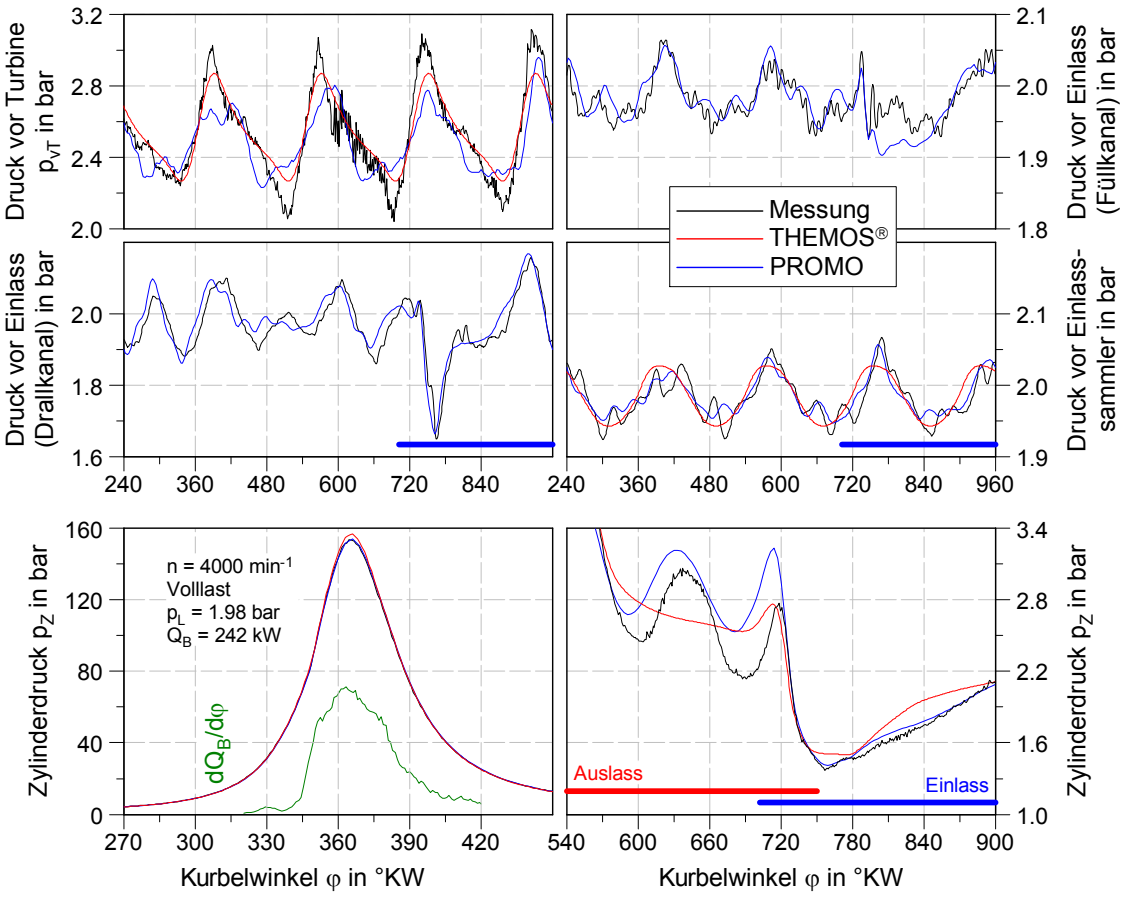

Abb. 4.12 Rechnungs-/Messungsvergleich der Druckverläufe bei n = 4000 min^{-1}/ Volllast, *heiße* Turbolader-Kennfelddaten

Auch bei der Betrachtung des Volllastbetriebspunktes bei n = 4000 min^{-1} ergibt sich insgesamt ein ähnlich positives Bild. Die Druckverläufe (vgl. **Abb. 4.12**) werden von beiden Programmsystemen im Rahmen ihrer Möglichkeiten in guter Qualität nachgebildet. Einmal mehr wird hier der unterschiedliche Modellansatz der Füll- und Entleermethode gegenüber der eindimensionalen Strömungsberechnung am Beispiel des Zylinderdruckverlaufes während der Ladungswechselphase deutlich. Gleichwohl ergeben auch hier die integralen Motorbetriebswerte, dargestellt in **Abb. 4.13**,

[4] wobei es keine Rolle spielt, ob dies mathematisch oder physikalisch basiert erfolgt

brauchbare Ergebnisse, obwohl dieser Motorbetriebspunkt sogar außerhalb der vorgegebenen Turboladerdatenbasis liegt.

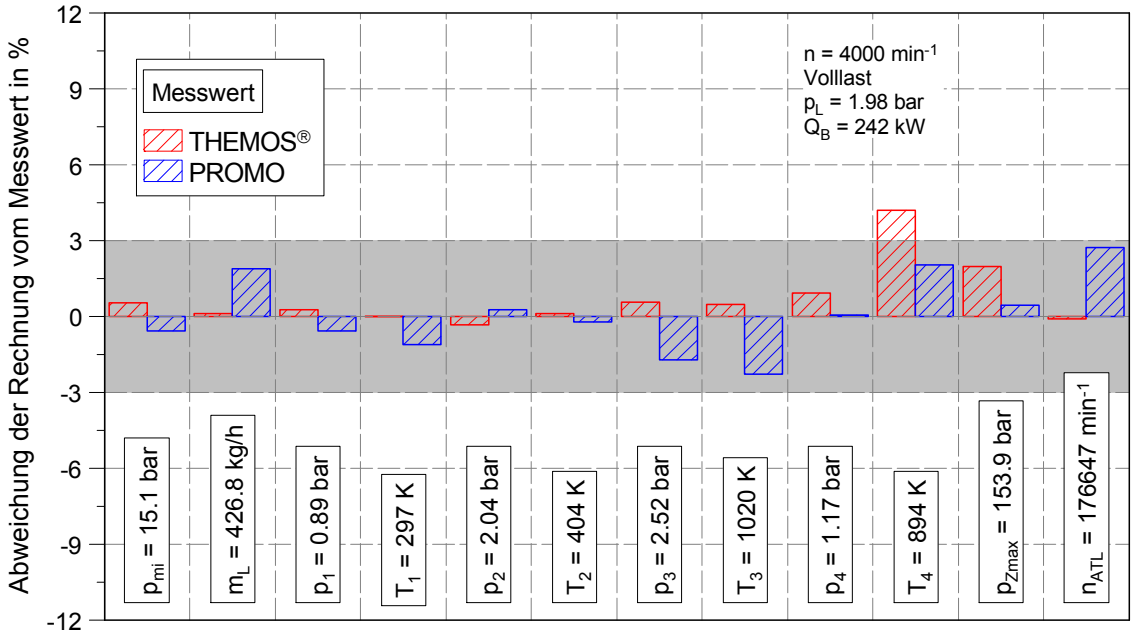

Abb. 4.13 Rechnungs-/Messungsvergleich der integralen Motorbetriebswerte bei n = 4000 min^{-1}/ Volllast, *heiße* Turbolader-Kennfelddaten

4.3.3 Verwendung *kalter* Turbolader-Kennfelddaten

Die in **Abschn. 3.4.4** dargestellte Abhängigkeit der Turboladerwirkungsgrade von der Turbineneintrittstemperatur[5] wird nachfolgend hinsichtlich der Auswirkungen auf die Ergebnisse der Motorprozess-Simulation untersucht. Daher wird je Motorbetriebspunkt und Programmsystem eine zweite Simulationsrechnung herangezogen, bei der lediglich die vorgegebene Verdichterdatenbasis[6] gegen *kalte* Werte ausgetauscht wird.

Da die resultierenden Ergebnisveränderungen im Bereich des Abgasturboladers zu erwarten sind, erfolgen die Rechnungs-/Messungsvergleiche anhand der bereits verwendeten Diagramme zu den mittleren Motorbetriebswerten, ergänzt um die *kalte* Rechenvariante. Weiterhin werden die Unterschiede unter Zuhilfenahme der Verdichterkennfelder, in denen das zeitlich aufgelöste Durchsatz- und Wirkungsgradverhalten über das letzte Arbeitsspiel[7] dargestellt ist, diskutiert.

Neben den jeweils letzten Arbeitsspielen enthalten diese Kennfelddarstellungen des weiteren die Kennlinien aus der zugehörigen heißen bzw. kalten Kennfeldvermessung

[5] Das Turboladerdurchsatzverhalten konnte bereits als unabhängig von der Turbineneintrittstemperatur herausgearbeitet werden.

[6] Turbinenseits bleibt es bei der bisherigen Datenbasis.

[7] Grundsätzlich sind mehrere Arbeitsspiele zu einem stationären Motorbetriebspunkt zu berechnen, bevor ein eingeschwungener Zustand erreicht ist und alle Konvergenzkriterien erfüllt sind.

mit der bekannten Kennzeichnung, inwieweit eine Kennlinie der Vorgabedatenbasis entspricht. Zusätzlich sind die Ergebnisse der programminternen Inter- und Extrapolation, soweit darstellbar, für beide Simulationssysteme angedeutet.

$\mathbf{n = 2000\ min^{-1}\ /\ p_{me} = 2\ bar}$

Der bereits bekannte Rechnungs-/Messungsvergleich zu den Motorbetriebswerten für den Teillastbetriebspunkt bei n = 2000 min^{-1} bei der Verwendung *heißer* Turboladermessdaten ist in **Abb. 4.14** um die Ergebnisse der Berechnung mit *kalten* Messdaten für beide Programmpakete ergänzt (nicht schraffierte Balken). Es ergeben sich deutliche Abweichungen beim von PROMO berechneten Druck vor Turbine p_3 und bei der von THEMOS® berechneten Turboladerdrehzahl n_{ATL}.

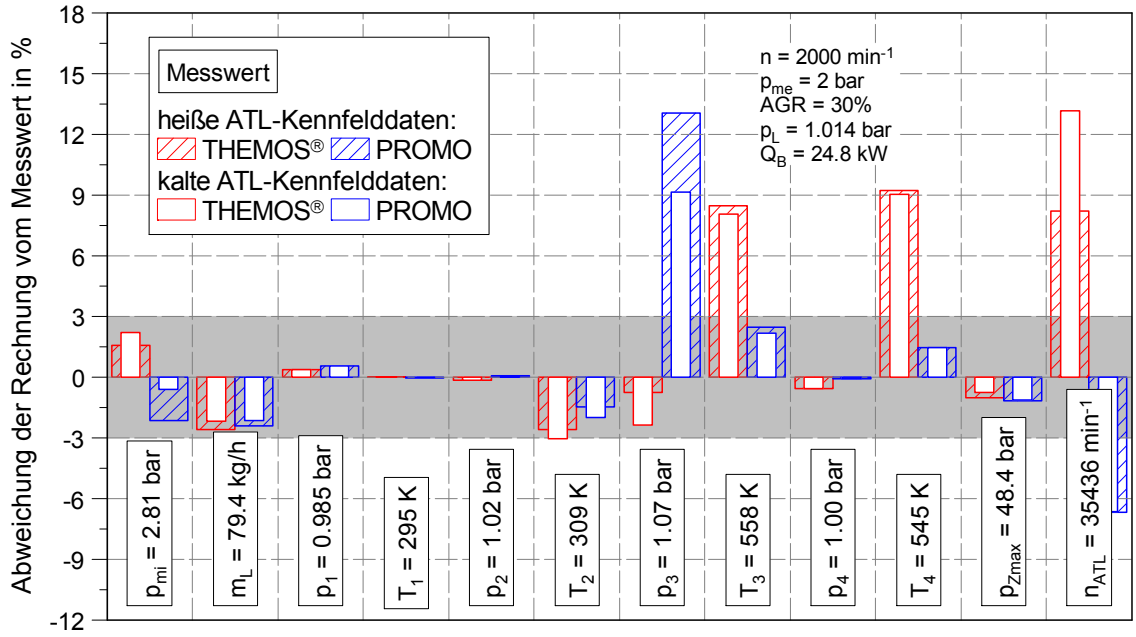

Abb. 4.14 Rechnungs-/Messungsvergleich der integralen Motorbetriebswerte bei n = 2000 min^{-1}/ p_{me} = 2 bar, *heiße* und *kalte* Turbolader-Kennfelddaten

Die Ursache für die Verringerung des Drucks vor Turbine ist im veränderten Verdichterwirkungsgradkennfeld (vgl. **Abb. 4.15**) zu suchen. Die *kalten* Wirkungsgradkennlinien sind im Vergleich zu den entsprechenden *heißen* zu deutlich höheren Werten verschoben. Diese Charakteristik wird auch von beiden Programmsystemen während der Simulationsrechnung mit guter Qualität wiedergegeben, wobei die Verläufe den vorgegebenen Kennlinien entsprechen. Für eine ausgeglichene Turboladerleistungsbilanz führt diese Wirkungsgradsteigerung zu einer reduzierten Leistungsanforderung an der Turbine, so dass der Turbinenquerschnitt erweitert wird. Infolgedessen sinkt der Abgasgegendruck bei gleichem Ladedruck. Während dies für THEMOS® innerhalb des Toleranzbereichs geschieht, kann bei PROMO eine verbesserte Annäherung an den Messwert erzielt werden.

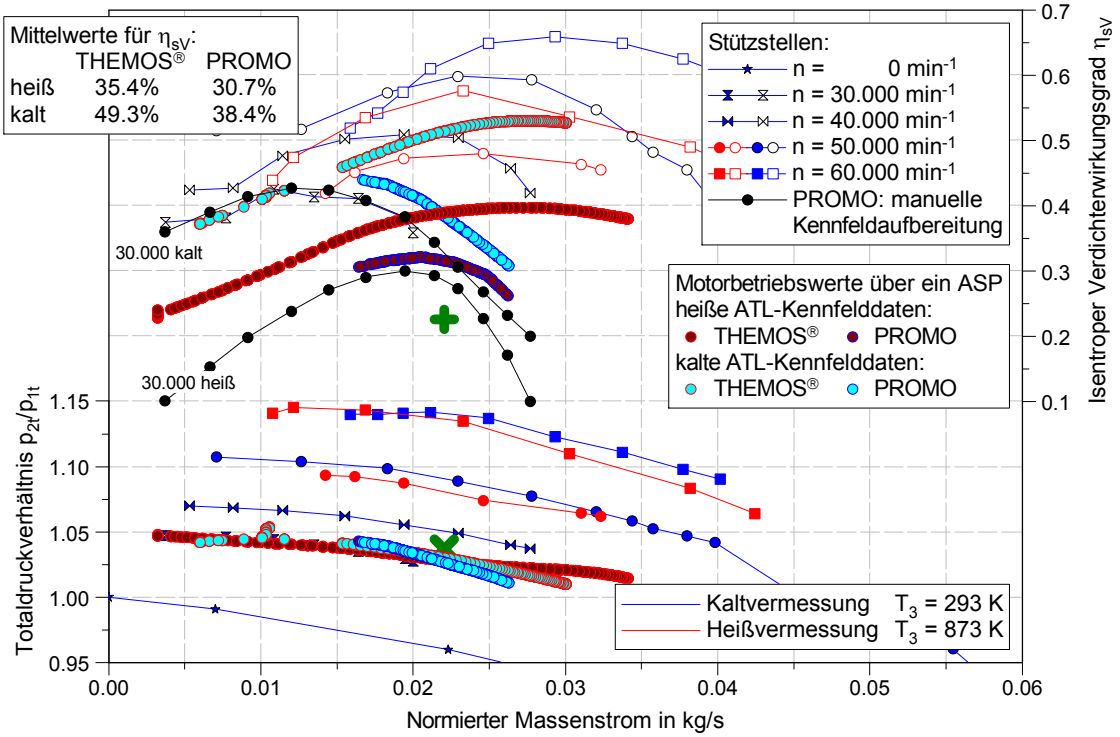

Abb. 4.15 Vergleich des Motorbetriebsverhaltens im Verdichterkennfeld während eines Arbeitsspiels für THEMOS® und PROMO bei n = 2000 min^{-1}/ p_{me} = 2 bar, *heiße* und *kalte* Turbolader-Kennfelddaten

Die mit dem Übergang auf *kalte* Turboladermessdaten zunehmende Abweichung bei der von THEMOS® ermittelten Turboladerdrehzahl ist auf den programminternen Extrapolationsalgorithmus zurückzuführen. Während im *heißen* Fall der vorgegebene Kennfeldrand durch die Kennlinie bei n_{ATL} = 50.000 min^{-1} gegeben ist, endet das *kalte* Kennfeld bereits bei einer Drehzahl von n_{ATL} = 60.000 min^{-1}. Die Güte der dann notwendigen Extrapolation nimmt mit zunehmendem Abstand zum Kennfeldrand ab, so dass für die Turboladerdrehzahl eine erhöhte Abweichung vom Messwert entsteht.

n = 2000 min^{-1} / Volllast und n = 4000 min^{-1} / p_{me} = 2 bar

Die beiden innerhalb der vermessenen Turboladerdatenbasis liegenden Motorbetriebspunkte zeigen beim Übergang von der mit *heißen* Messdaten durchgeführten Simulationsrechnung zur Berechnung mit *kalten* Daten für beide Simulationssysteme vergleichbare Ergebnisse, so dass hier eine zusammenfassende Behandlung genügt.

Sowohl die mittleren Motorbetriebswerte (vgl. **Abb. 4.16** und **Abb. 4.18**) als auch die Zustände im Verdichterkennfeld (vgl. **Abb. 4.17** und **Abb. 4.19**) weisen so gut wie keine Beeinflussung durch die Temperatur vor Turbine (heiß oder kalt) auf, mit der die vorgegebenen Turboladermessdaten aufgenommen worden sind. Hintergrund ist der bereits dargestellte Zusammenhang, dass sich die Verdichterwirkungsgrade ab einem gewissen Grenzdrehzahlbereich unabhängig von den Turbineneintrittsbe-

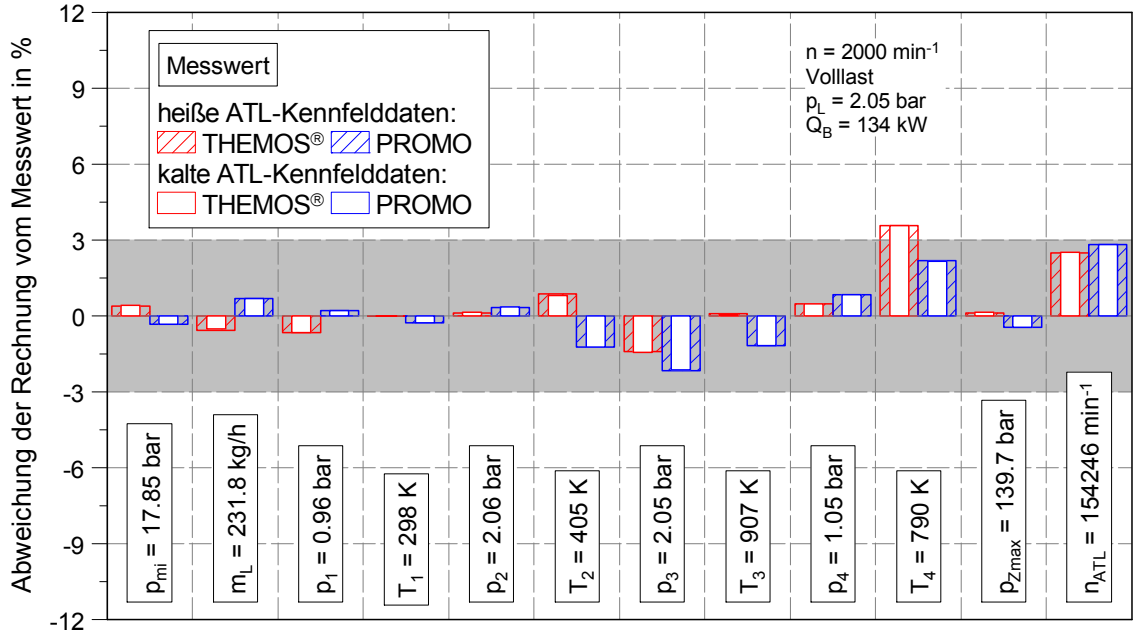

Abb. 4.16 Rechnungs-/Messungsvergleich der integralen Motorbetriebswerte bei n = 2000 min^{-1}/ Volllast, *heiße* und *kalte* Turbolader-Kennfelddaten

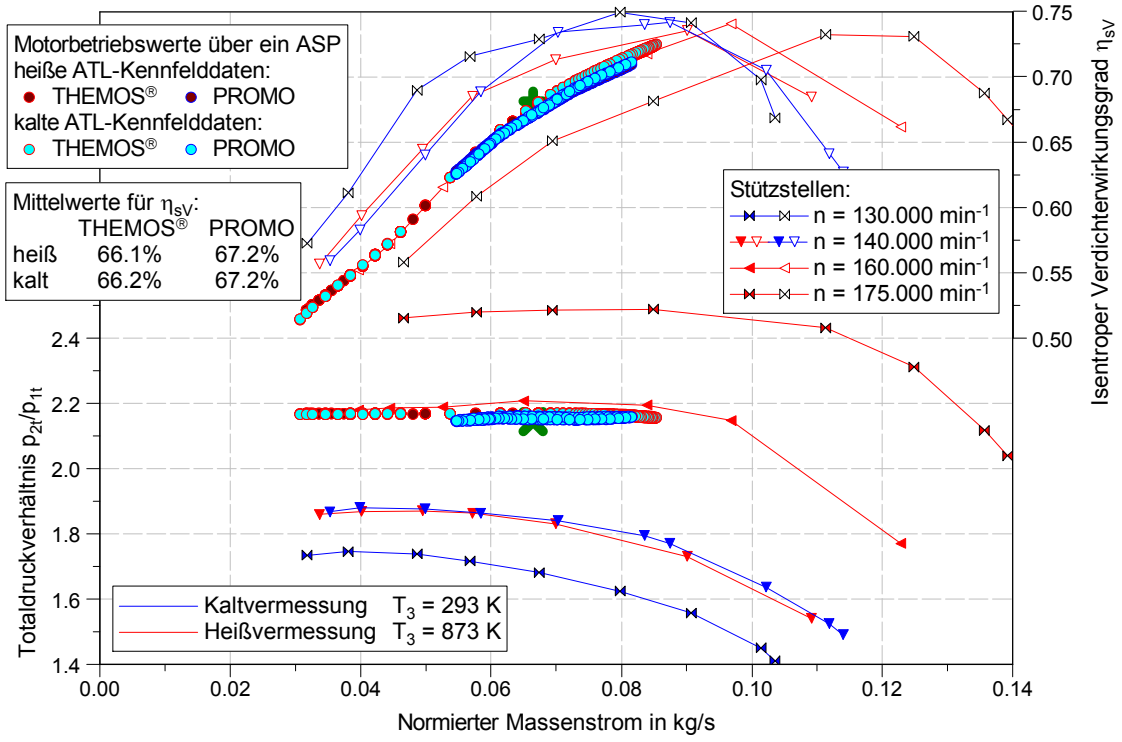

Abb. 4.17 Vergleich des Motorbetriebsverhaltens im Verdichterkennfeld während eines Arbeitsspiels für THEMOS® und PROMO bei n = 2000 min^{-1}/ Volllast, *heiße* und *kalte* Turbolader-Kennfelddaten

dingungen verhalten[8]. Damit spielt es für die Berechnung der betrachteten Motorbetriebspunkte keine Rolle, welche Turboladerdatenbasis herangezogen wird.

Die Tatsache, dass beide Betriebspunkte innerhalb der vermessenen Turboladerbetriebsbereiche liegen, führt auch zu nahezu identischen Simulationsergebnissen für beide Programmsysteme. Die Interpolation zwischen benachbarten Kennlinien, in beiden Fällen mathematisch motiviert, stellt im Allgemeinen keine Schwierigkeit dar.

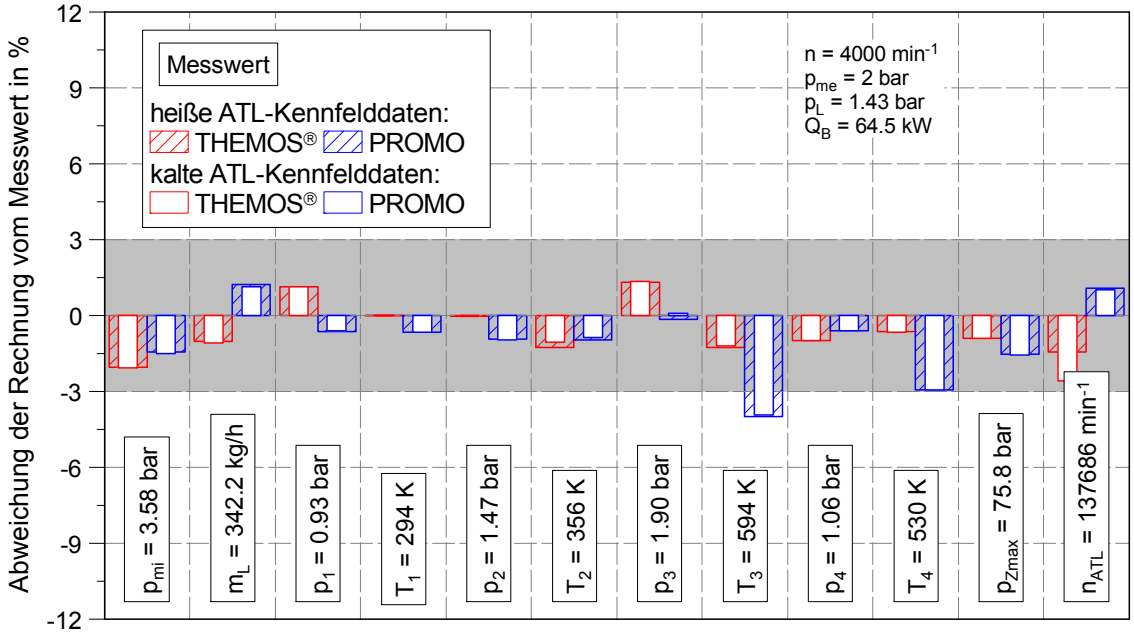

Abb. 4.18 Rechnungs-/Messungsvergleich der integralen Motorbetriebswerte bei $n = 4000\ min^{-1}$/ $p_{me} = 2$ bar, *heiße* und *kalte* Turbolader-Kennfelddaten

[8]Die Unabhängigkeit des Durchsatzverhaltens konnte in **Abschn. 3.4.4** ebenfalls gezeigt werden.

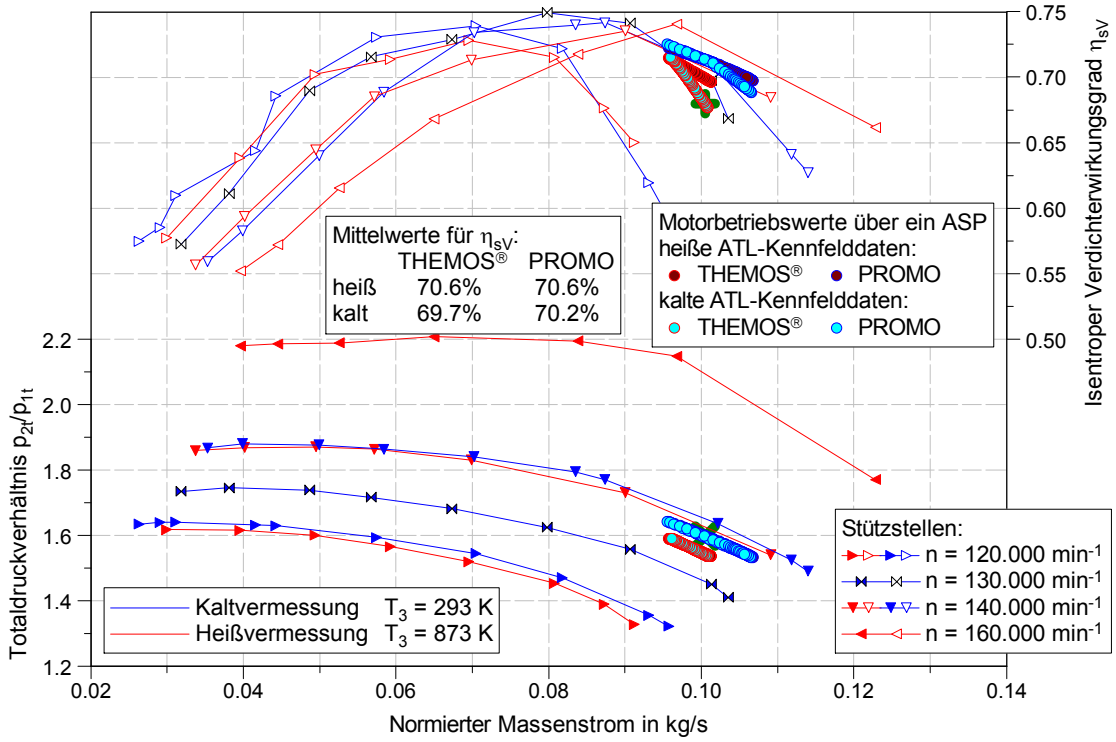

Abb. 4.19 Vergleich des Motorbetriebsverhaltens im Verdichterkennfeld während eines Arbeitsspiels für THEMOS® und PROMO bei n = 4000 min^{-1}/ p_{me} = 2 bar, *heiße* und *kalte* Turbolader-Kennfelddaten

n = 4000 min^{-1} / Volllast

Auch der noch zu diskutierende Volllastbetriebspunkt, bei n = 4000 min^{-1}, weist aus gleichem Grund keine Unterschiede zwischen den Berechnungen mit *heißen* und *kalten* Turboladermesswerten auf. Sofern jeweils nur eines der beiden Simulationsprogramme betrachtet wird, zeigen die mittleren Motorbetriebswerte (vgl. **Abb. 4.20**) und die Zustände im Verdichterdurchsatz- und Wirkungsgradkennfeld (vgl. **Abb. 4.21**) identische Berechnungsergebnisse.

Die Unterschiede zwischen beiden Programmpaketen ergeben sich aufgrund der erforderlichen und jeweils anders erfolgenden Extrapolation in den Turboladerkennfeldern. So entsteht im Falle von THEMOS® die Verdichterdurchsatzkennlinie für n_{ATL} = 180.000 min^{-1} oberhalb derjenigen, die während der PROMO-Berechnung herangezogen wird. Diese Kennlinienverschiebung bewirkt schließlich unterschiedliche Ergebnisse hinsichtlich der berechneten Turboladerdrehzahl. Die Verdichterwirkungsgrade werden von beiden Programmen auf vergleichbarem Niveau ermittelt.

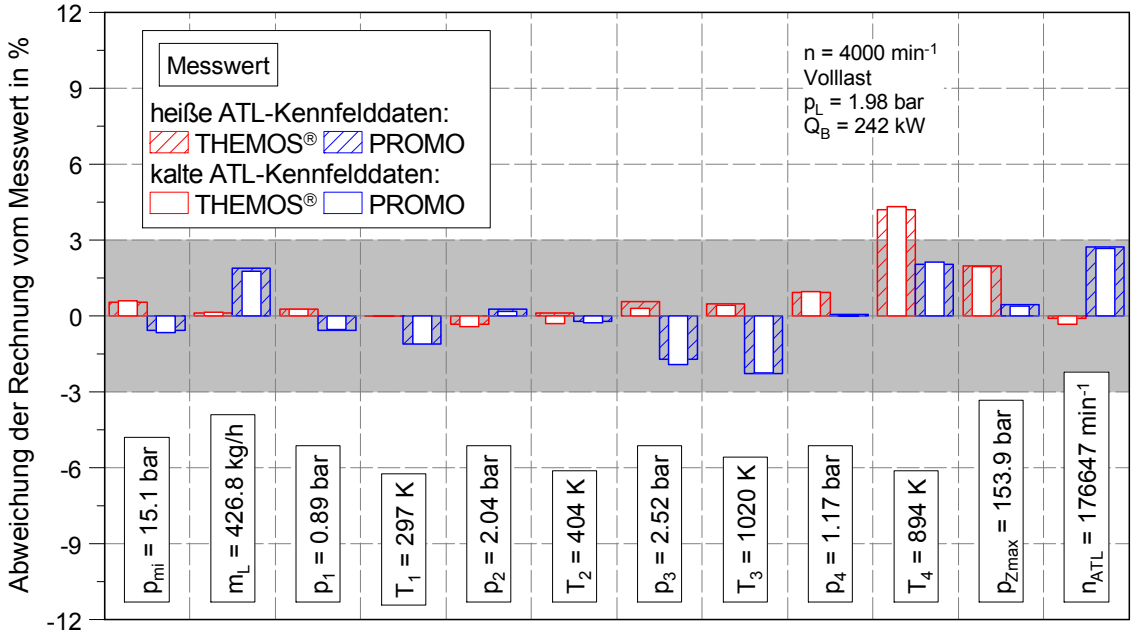

Abb. 4.20 Rechnungs-/Messungsvergleich der integralen Motorbetriebswerte bei n = 4000 min^{-1}/ Volllast, *heiße* und *kalte* Turbolader-Kennfelddaten

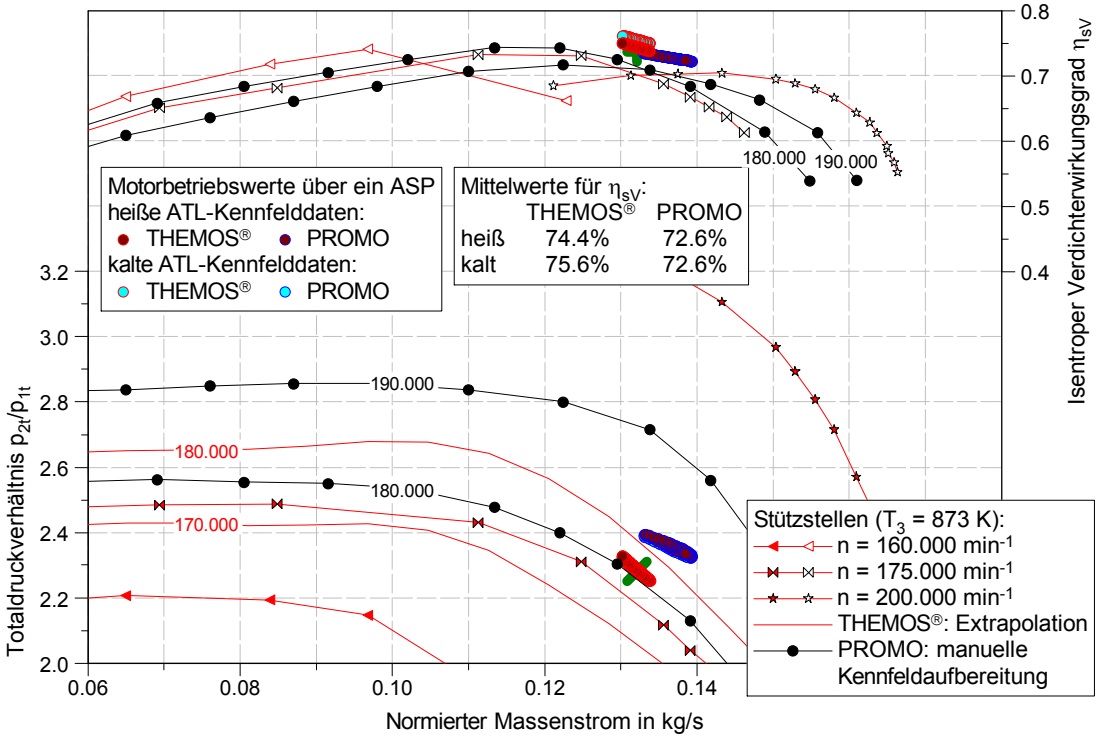

Abb. 4.21 Vergleich des Motorbetriebsverhaltens im Verdichterkennfeld während eines Arbeitsspiels für THEMOS® und PROMO bei n = 4000 min^{-1}/ Volllast, *heiße* und *kalte* Turbolader-Kennfelddaten

Kapitel 5

Diabates Turboladermodell

5.1 Theoretischer Modellansatz

5.1.1 Einleitung

Der in **Abschn. 3.4** dargestellte Berechnungsgang zur Erstellung der Turboladerkennfelder gilt unter der Annahme, dass die jeweiligen Zustandsänderungen zwischen den verwendeten Druck- und Temperaturmessstellen am Ein- und Austrittsstutzen adiabate Prozesse sind. Dies stellt insofern eine Vereinfachung dar, als dass neben den aerodynamischen Arbeiten von Verdichter und Turbine auch Wärmeübertragungsvorgänge ablaufen, was nur in ihrer Gesamtwirkung an den Messstellen erfasst werden kann. Ursache dieser Vorgänge ist die Tatsache, dass die Turbine bei einer üblichen Kennfeldvermessung mit einer (konstanten) Abgastemperatur, von meist $T_3 = 873$ K, beaufschlagt wird. Dadurch entstehen große Temperaturgradienten zwischen der heißen Turbine und der Umgebung sowie dem relativ kalten Verdichter.

Diese als *Heißvermessung* bezeichnete Untersuchung stellt das übliche Vorgehen der Turboladerhersteller zur Erfassung der Turboladerkennfelder dar. Im Rahmen einer *Kaltvermessung*, bei der die Turbine mit kalter ($T_3 = 293$ K) Druckluft betrieben wird, lassen sich hingegen die genannten Temperaturgradienten vermeiden. Für die auf diese Weise generierten Kennfelder von Verdichter und Turbine trifft dann tatsächlich die Annahme eines weitgehend adiabaten Prozessverlaufs zu. Ein anschließender Vergleich der Ergebnisse aus jeweils *heißer* und *kalter* Vermessung ermöglicht, die am Turbolader auftretenden aerodynamischen Arbeiten und Wärmeübertragungsvorgänge zu trennen, so dass eine diabate Betrachtung möglich wird.

Diese Trennung erfordert eine Erweiterung der in **Abschn. 3.4** definierten Enthalpiedifferenzen und (isentropen) Wirkungsgrade und eine eindeutige Festlegung hinsichtlich der Begriffe *adiabat* und *diabat*. Auf Grundlage der messtechnisch erfassten Zustände am Ein- und am Austritt von Verdichter und Turbine[1] gilt für die vorliegende Arbeit folgende Vereinbarung:

[1] also der nach wie vor selben realen Vorgänge innerhalb von Verdichter und Turbine

adiabate Betrachtung: Die gemessene Zustandsänderung des Strömungsmediums zwischen Ein- und Austritt der Strömungsmaschine wird jeweils als alleinige Folge der umgesetzten aerodynamischen Turbomaschinenarbeit interpretiert. Effekte von Wärmeübertragungsvorgängen werden vernachlässigt. Dies entspricht der Annahme aus **Abschn. 3.4**.

diabate Betrachtung: Die gemessene Zustandsänderung des Strömungsmediums zwischen Ein- und Austritt der Strömungsmaschine wird zu einem Anteil der übertragenen Turbomaschinenarbeit und zum anderen Anteil Wärmeübertragungsvorgängen zugeschrieben.

Unter adiabater Betrachtungsweise ist also nicht der Versuch zu verstehen, die aerodynamischen Arbeiten und übertragenen Wärmen zunächst zu trennen, um dann Turboladerwirkungsgrade zu berechnen, die um den Anteil der ermittelten Wärmeflüsse bereinigt sind. Damit wäre lediglich ein Vergleich mit einer Kaltvermessung möglich, was jedoch nicht das primäre Ziel des diabaten Turboladermodells darstellt.

In der vorliegenden Arbeit wird ein diabater Ansatz verwendet, der im Rahmen eines FVV-Forschungsvorhabens [58], [59], [10] sowie dessen Vorarbeiten [1] und Erweiterungen [75], [73], [74], [72] entstanden ist. Auf der Basis von Kalt- und Heißvermessungen eines Turboladers werden hierbei zunächst jene Einflussfaktoren analysiert, die das Durchsatz-, Wirkungsgrad- und auch Wärmeübertragungsverhalten des Turboladers bestimmen. Diese Analyse führt anschließend zur Aufstellung physikalisch basierter Regressionsgleichungen. Dazu wird jeweils eine charakteristische Kennfeldgröße (zum Beispiel die aerodynamische Turbinenleistung in dimensionsloser Form) als Funktion von mehreren unabhängigen Variablen dargestellt. Diese mehrparametrige Regression ermöglicht die Bestimmung der zunächst unbekannten Regressionskoeffizienten nach der Methode der kleinsten Fehlerquadrate. Eine Eigenschaft dieser „best fit“ - Methode ist, dass die Ergebnisfunktion nicht exakt durch die Messpunkte verläuft, sondern dass eine Approximation durchgeführt wird. Dies erscheint grundsätzlich sinnvoll, wenn man bedenkt, dass die zugrunde liegenden Daten stets mit zufälligen und systematischen Messunsicherheiten behaftet sind. Der Grad der Abweichung der approximierten Punkte von den Messpunkten hängt von der Güte der Messwerte und von der Qualität der gewählten Regressionsfunktion ab. Die aufgestellten Gleichungen erfordern nur einige wesentliche Geometriegrößen des Turboladers, so dass eine einfache Parametrierung des Regressionsansatzes auch dann sichergestellt ist, wenn nur die herkömmliche Datenbasis zu einem Turbolader zur Verfügung steht.

Ein Vorteil der Regressionsmethode besteht auch in deren Schnelligkeit. Die eigentliche Regression muss für ein Kennfeld nur einmal durchgeführt werden. Die Regressionskoeffizienten sind dann bekannt, und die Bestimmung der Kennfeldpunkte entspricht lediglich der Auswertung einer bekannten Funktion an verschiedenen Stützstellen. Dabei kann zwischen adiabatem Ansatz und diabatem Ansatz gewählt werden. Die Möglichkeit einer adiabaten Berechnung innerhalb des sonst diabaten Ansatzes dient dem Abgleich des Modells mit gemessenen Kennfelddaten, insbesondere auch im Vergleich zu bisherigen mathematisch basierten Ansätzen. Der

beschriebenen Regression ist zusätzlich eine Gewichtung überlagert, die abhängig vom betrachteten Betriebsbereich des Turboladers die Regressionskoeffizienten so anpasst, dass die in unmittelbarer Nähe gelegenen Messwerte das regressierte Ergebnis stärker beeinflussen als entferntere. Im unteren Turboladerteillastbereich werden über diese Gewichtung qualitativ höherwertige Ergebnisse erzielt als beim Vorgehen ohne Gewichtung.

Diese gewichteten Regressionsgleichungen wurden abschließend programmtechnisch so umgesetzt, dass sie sowohl als ein eigenständiges (stand-alone) Programm als auch als Unterprogramme zur Implementierung in Motorprozess-Simulationssysteme zur Verfügung stehen[2].

In den folgenden Abschnitten wird zum besseren Verständnis der vorliegenden Arbeit der oben zitierte diabate Ansatz näher dargestellt, allerdings nur in seinen wesentlichen Grundzügen. Für eingehendere Studien sei auf die angegebenen Quellen verwiesen.

5.1.2 Wärmeübertragung am Turbolader

Einteilung der Wärmeübertragung

In der Thermodynamik bezeichnet man Energie, welche die Grenze eines Systems überschreitet, dann als Wärme, wenn der Energietransport allein durch einen Temperaturunterschied zwischen dem System und seiner Umgebung hervorgerufen wird („treibende Temperaturdifferenz“). Nach dem 2. Hauptsatz der Thermodynamik fließt dabei Wärme stets in Richtung fallender thermodynamischer Temperatur über die Systemgrenze.
Die Thermodynamik trifft allerdings keine Aussage darüber, in welcher Weise der übertragene Wärmestrom vom treibenden Temperaturgefälle abhängt und wie schnell oder intensiv der irreversible Prozess der Wärmeübertragung abläuft. Diese Gesetzmäßigkeiten zu klären, ist Gegenstand der Lehre von der Wärmeübertragung. Dabei unterscheidet man drei Arten der Wärmeübertragung: Wärmeleitung, konvektiver Wärmeübergang und Wärmestrahlung [2], [76].

Wärmeleitung ist ein Energietransport in festen oder in unbewegten flüssigen und gasförmigen Körpern durch Impulsaustausch zwischen schwingenden benachbarten Atomen und Molekülen bei einem vorhandenen Temperaturgradienten, ohne dass die Teilchen selber transportiert werden. In Metallen übertragen auch die freien Elektronen Energie. In Festkörpern wird Energie allein durch Wärmeleitung transportiert, in bewegten Gasen und Flüssigkeiten überlagert sich dem Wärmeleitvorgang ein Energietransport durch die strömende Bewegung (Konvektion) und durch Wärmestrahlung.

Beim **konvektiven Wärmeübergang** wird Energie durch die gerichtete Bewegung eines Fluids transportiert. Es kommt zu einem Transport kleinerer und größerer Molekülverbände, die die in ihnen gespeicherte Energie mitführen. Ursache der trans-

[2] in der vorliegenden Arbeit wird dieses (Unter-)Programm jeweils mit TC-Software abgekürzt

portierenden Strömung sind meist Kräfte. Man unterscheidet zwischen freiem[3] und erzwungenem[4] konvektiven Wärmeübergang.

Wärmestrahlung ist eine elektromagnetische Strahlung, die jeder Körper an seine Umgebung aufgrund seiner positiven thermodynamischen Temperatur abgibt. Das Aussenden dieser Strahlung bedeutet dabei die Umwandlung eines Teils der inneren Energie des Körpers in Energie, die durch elektromagnetische Wellen forttransportiert wird. Treffen diese elektromagnetischen Wellen auf Materie, so absorbiert diese einen Teil der mit ihnen transportierten Energie, während der Rest reflektiert oder durchgelassen wird.

Modell der Wärmeübertragung am Turbolader

Der komplexe Aufbau eines Turboladers führt zu einer Vielzahl verschiedener Wärmeübertragungsvorgänge, sowohl innerhalb des Turboladers als auch zwischen Turbolader und Umgebung. Nach [75] und [11], in denen diese Vorgänge separiert und quantifiziert werden, und auch nach [33] lassen sich die wesentlichen Wärmetransportvorgänge am Turbolader wie folgt aufschlüsseln:

- Wärmeübertragung vom Turbinenheißgas an das Turbinengehäuse und weiter
  - in das Lagergehäuse als Wärmeleitung
  - an die Umgebung als konvektiver Wärmeübergang und als Wärmestrahlung
- Wärmeübertragung vom Lager- zum Verdichtergehäuse als Wärmeleitung und weiter zur Verdichterluft
- Wärmeübertragung innerhalb des Turboladers
  - vom Lagergehäuse zum Schmieröl als konvektiver Wärmeübergang
  - vom Lagergehäuse an die Umgebung als konvektiver Wärmeübergang

Abb. 5.1 stellt die im Rahmen der vorliegenden diabaten Turboladermodellierung berücksichtigten Wärmeübertragungsvorgänge schematisch dar.

Die vorgenannten Wärmeflüsse, insbesondere diejenigen zum Verdichter, verursachen einen erhöhten Temperaturmesswert am Verdichteraustritt T_2. Das bedeutet im Umkehrschluss, dass der isentrope Verdichterwirkungsgrad nach **Gl. (3.13)** unterbewertet ist[5]. Diese Unterbewertung führt schließlich zu einer Überbewertung des Turbinenwirkungsgrads nach **Gl. (3.21)**[6]. Beide Effekte werden in **Abschn. 5.1.3** und **Abschn. 5.1.4** näher betrachtet.

[3] der Teilchentransport entsteht von selbst, zum Beispiel bei Temperaturunterschieden

[4] der Teilchentransport entsteht durch äußere Einwirkung, zum Beispiel ein Gebläse oder eine Pumpe

[5] Dies gilt solange, wie der isentrope Verdichterwirkungsgrad als jener Wert verstanden wird, der lediglich aufgrund der aerodynamischen Verluste im Verdichter < 1 ist.

[6] es gilt das entsprechende wie beim isentropen Verdichterwirkungsgrad

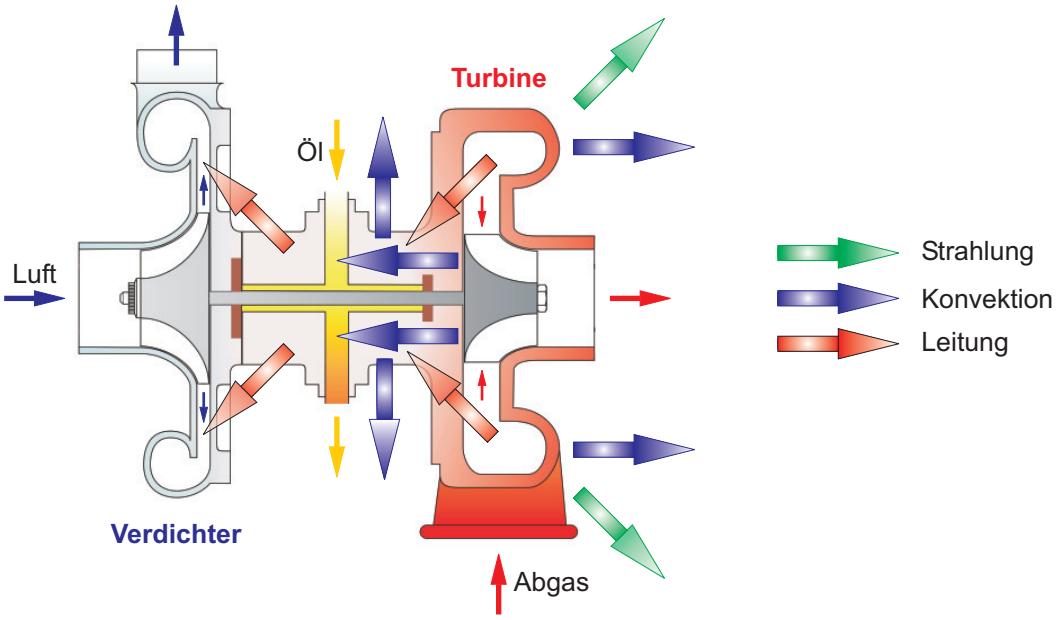

Abb. 5.1 Wärmeübertragung am Abgasturbolader

5.1.3 Diabates Verdichtermodell

Diabate Zustandsänderung

Zur Veranschaulichung der Auswirkungen der Wärmeströme auf den Verdichtungsprozess seien die zugehörigen Vorgänge in Erweiterung des aus **Abschn. 3.4.3**, **Abb. 3.5** bekannten h,s-Diagramms betrachtet (vgl. **Abb. 5.2**).

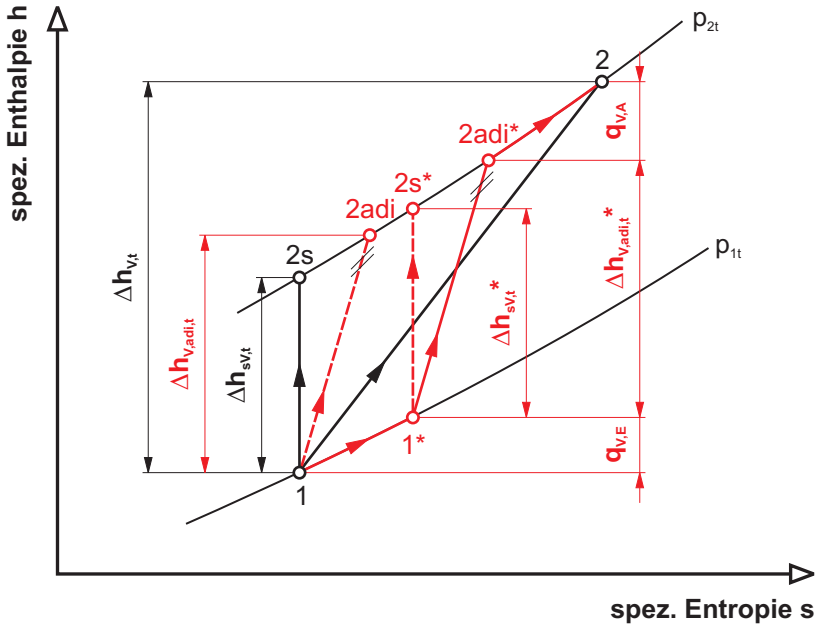

Abb. 5.2 Zustandsänderung im Verdichter

Im realen Prozess wird der Luft beim Durchströmen des Verdichters mehr oder weniger gleichmäßig Wärme zugeführt. Die genaue Verteilung der Wärmeübertragung im Verdichter ist unbekannt, aber für die globale Zustandsänderung auch unbedeutend. Die Betrachtung der Wärmeflüsse im Verdichtungsprozess kann wesentlich vereinfacht werden, wenn man die Wärme in die zwei Anteile

$$\begin{aligned} q_{V,E} &= c_{p,V} \cdot (T_{1^*} - T_1) \\ q_{V,A} &= c_{p,V} \cdot (T_2 - T_{2adi^*}) \end{aligned} \tag{5.1}$$

aufteilt. Unter der Wärme $q_{V,E}$ soll derjenige Wärmeanteil verstanden werden, der dem Arbeitsmedium (Luft) am Eintritt - also vor dem eigentlichen Verdichtungsprozess - zugeführt wird. Die Temperatur steigt damit von der (gemessenen) Eintrittstemperatur T_1 auf T_{1^*}. Die Verdichtung selbst sei als adiabat betrachtet [23], die Temperatur steigt dabei auf T_{2adi^*}. Nach der Verdichtung wird dem Arbeitsmedium die Wärme $q_{V,A}$ zugeführt, die Temperatur erhöht sich weiter, von T_{2adi^*} auf die (gemessene) Austrittstemperatur T_2. Die Betrachtung des eigentlichen Verdichtungsprozesses als adiabat bedeutet keine Verletzung der Allgemeingültigkeit dieses Ansatzes, wenn man die während der realen Verdichtung (von 1→2) zugeführte Wärme so auf die Anteile $q_{V,E}$ und $q_{V,A}$ verteilt, dass sich global die gleiche Zustandsänderung ergibt wie beim realen Prozess.

Die Unterteilung in eine anteilige Wärmezufuhr vor und eine nach der Verdichtung ist sinnvoll, da $q_{V,E}$ und $q_{V,A}$ ganz unterschiedliche Auswirkungen auf den Prozess haben. Wie auch aus der Divergenz der Isobaren im h,s-Diagramm deutlich wird, nimmt für einen bestimmten Massendurchsatz und ein bestimmtes Druckverhältnis bei gleicher strömungsmechanischer Güte der Turbomaschine die aufgenommene Leistung mit zunehmender Eintrittstemperatur zu. Für den gleichen Ladedruck ist also bei erhöhter Verdichtereintrittstemperatur eine größere Turbinenleistung aufzubringen. Dagegen bewirkt eine Erhöhung der am Austritt zugeführten Wärme $q_{V,A}$ lediglich eine Erhöhung der Verdichteraustrittstemperatur. Diese ist zwar ebenfalls unerwünscht, hat aber keine Auswirkungen mehr auf die aufgenommene Verdichterleistung.

Für die adiabate Betrachtung, also ohne Berücksichtigung der Tatsache von Wärmeflüssen, wurde die Zustandsänderung der Verdichtung bereits in **Abschn. 3.4.3** diskutiert. Werden jedoch Wärmeflüsse in die Betrachtung einbezogen, so wird eine erweiterte Darstellung der bisherigen Definitionen des isentropen Verdichterwirkungsgrads erforderlich. Im h,s-Diagramm nach **Abb. 5.2** ist die Zustandsänderung aufgeteilt in eine isobare Wärmezufuhr am Eintritt $q_{V,E}$, eine adiabate Verdichtung und eine wiederum isobare Wärmezufuhr am Austritt $q_{V,A}$. Die gesamte Enthalpieerhöhung von 1→2 ergibt sich als Summe aus der adiabaten Verdichtungsarbeit $\Delta h_{V,adi,t}{}^*$ und den vor und nach Verdichter zugeführten spezifischen Wärmen $q_{V,E}$ und $q_{V,A}$. Bei der herkömmlichen Bestimmung des „isentropen Wirkungsgrads“ am

Turboladerprüfstand wird demzufolge der (isentrope) DIABATE WIRKUNGSGRAD

$$\begin{aligned}\eta_{sV,dia} &= \frac{\Delta h_{sV,t}}{\Delta h_{V,t}} = \frac{c_{p,V} \cdot T_1 \cdot \left(\pi_{V,t}^{\frac{\kappa_V - 1}{\kappa_V}} - 1 \right)}{c_{p,V} \cdot (T_2 - T_1)} \\ &= \frac{\Delta h_{sV,t}}{q_{V,E} + \Delta {h_{V,adi,t}}^* + q_{V,A}} = \frac{c_{p,V} \cdot T_1 \cdot \left(\pi_{V,t}^{\frac{\kappa_V - 1}{\kappa_V}} - 1 \right)}{q_{V,E} + c_{p,V} \cdot (T_{2adi^*} - T_{1^*}) + q_{V,A}}\end{aligned} \tag{5.2}$$

ermittelt. Es ist offensichtlich, dass diese Wirkungsgraddefinition keinerlei Auskunft über die aerodynamische Güte des Verdichters liefern kann, da neben der Verdichterarbeit auch ins Arbeitsmedium übertragene Wärmen zur Temperaturerhöhung von 1→2 beitragen. Über die aerodynamische Güte des Verdichters gibt allerdings der (isentrope) ADIABATE WIRKUNGSGRAD

$$\begin{aligned}\eta_{sV,adi} &= \frac{\Delta h_{sV,t}}{\Delta h_{V,adi,t}} = \frac{c_{p,V} \cdot T_1 \cdot \left(\pi_{V,t}^{\frac{\kappa_V - 1}{\kappa_V}} - 1 \right)}{c_{p,V} \cdot (T_{2adi} - T_1)} \\ &= \frac{{\Delta h_{sV,t}}^*}{{\Delta h_{V,adi,t}}^*} = \frac{c_{p,V} \cdot T_{1^*} \cdot \left(\pi_{V,t}^{\frac{\kappa_V - 1}{\kappa_V}} - 1 \right)}{c_{p,V} \cdot (T_{2adi^*} - T_{1^*})}\end{aligned} \tag{5.3}$$

Auskunft.

Beide Wirkungsgraddefinitionen sind für die Bestimmung der aufgenommenen Verdichterleistung jedoch ungeeignet. Der diabate Wirkungsgrad $\eta_{sV,dia}$ bezieht die isentrope Enthalpieänderung auf die gesamte Enthalpieänderung (einschließlich Wärmeströme). Beim adiabaten Wirkungsgrad $\eta_{sV,adi}$ dagegen wird die isentrope Enthalpiedifferenz ${\Delta h_{sV,t}}^*$ nach der Übertragung von $q_{V,E}$ und nicht die mit der Eintrittstemperatur gebildete isentrope Enthalpiedifferenz $\Delta h_{sV,t}$ ins Verhältnis zu ${\Delta h_{V,adi,t}}^*$ gesetzt.

Trotz dieser Unzulänglichkeit wird der aus den am Turboladerprüfstand aufgenommenen Messwerten ermittelte diabate Wirkungsgrad, allgemein als „isentroper Wirkungsgrad“ bekannt, bisher in der Regel zur Berechnung der aufgenommenen mechanischen Verdichterleistung verwendet. Um die korrekte Verdichterleistung bestimmen zu können, wird der (isentrope) LEISTUNGSWIRKUNGSGRAD

$$\eta_{sV,heat} = \frac{\Delta h_{sV,t}}{{\Delta h_{V,adi,t}}^*} = \frac{c_{p,V} \cdot T_1 \cdot \left(\pi_{V,t}^{\frac{\kappa_V - 1}{\kappa_V}} - 1 \right)}{c_{p,V} \cdot (T_{2adi^*} - T_{1^*})} \tag{5.4}$$

eingeführt. Er bezieht die mit dem Eintrittszustand gebildete isentrope Enthalpiedifferenz auf die aerodynamische Verdichterarbeit. Die aufgenommene Verdichterleistung ergibt sich damit zu

$$P_V = \dot{m}_V \cdot {\Delta h_{V,adi,t}}^* = \dot{m}_V \cdot \frac{\Delta h_{sV,t}}{\eta_{sV,heat}} = \dot{m}_V \cdot \frac{c_{p,V} \cdot T_1 \cdot \left(\pi_{V,t}^{\frac{\kappa_V - 1}{\kappa_V}} - 1 \right)}{\eta_{sV,heat}} \tag{5.5}$$

Um aus den gemessenen Verdichterdaten den Leistungswirkungsgrad $\eta_{sV,heat}$ bestimmen zu können, bedarf es eines Verfahrens, das zumindest näherungsweise die Energiezufuhr zum Arbeitsmedium in die zugeführte Wärme und die aerodynamische Verdichterarbeit aufteilt. Desweiteren ist ein Ansatz zur Darstellung des Durchsatzverhaltens des Verdichters notwendig. Beides wird nachfolgend vorgestellt.

Trennung von Wärme und aerodynamischer Verdichterarbeit

Die dem Verdichter zugeführte Wärme wird über folgende Wärmeleitungsgleichung dargestellt:

$$\dot{Q}_V = \varepsilon_{\ddot{O}l} \cdot \frac{\lambda_{Lager} \cdot A_{Lager}}{L_{Lager}} \cdot (T_3 - T_2) \tag{5.6}$$

mit
- $\dot{Q}_V$ Wärmestrom zum Verdichter in W
- $\varepsilon_{\ddot{O}l}$ Korrekturfaktor zur Berücksichtigung der Wärmeverluste an das Öl
- λ_{Lager} Wärmeleitfähigkeitskoeffizient des Lagergehäuses in W/(m· K)
- A_{Lager} Querschnittsfläche des Lagergehäuses in m^2
- L_{Lager} Länge des Lagergehäuses in m
- T_3 Turbineneintrittstemperatur in K
- T_2 Verdichteraustrittstemperatur in K

Mit dem Ansatz der Turbomaschinenhauptgleichung nach Euler, einer zunächst einfachen Abschätzung für den Minderleistungsfaktor μ[7] und der oben spezifizierte Wärme kann ein Regressionszusammenhang für den Korrekturfaktor $\varepsilon_{\ddot{O}l}$ als Funktion der Verdichterbetriebsparameter aufgestellt werden. Die Koeffizienten dieser Regression entstehen aus dem Vergleich mit den Messdaten. Als Ergebnis dieses Verfahrens stehen zwei Funktionen, je eine für den Korrekturfaktor $\varepsilon_{\ddot{O}l}$ und den Minderleistungsfaktor μ zur Verfügung, mit deren Hilfe sowohl die aerodynamische Verdichterarbeit als auch der diabate Verdichterwirkungsgrad berechenbar wird.

Durchsatzverhalten des Verdichters

Das Durchsatzverhalten des Verdichters wird mit Hilfe des aerodynamischen Verlustkoeffizienten

$$\xi_V = \frac{c_{p,V} \cdot (T_2 - T_{2s}) - q_V}{u_{1'}^2} \tag{5.7}$$

wiedergegeben. Dabei werden folgende Verlustmechanismen berücksichtigt:

- Strömungsverluste im Laufrad
  - Reibungs- und Diffusionsverluste
  - Verluste im Schaufelkanal
- Diffusorverluste

[7] Verlustkoeffizient, der die unvollständige Umlenkung der Strömung durch die nur endliche Zahl von Laufradschaufeln eines Radialverdichters beschreibt

- Strömungsverluste in der Spirale
  - Reibungs- und Diffusionsverluste
  - Verluste am Austrittsdiffusor
  - Meridianströmungsverluste

Die Ansätze für die einzelen Verlustmechanismen münden in eine Regressionsgleichung zur Bestimmung des aerodynamischen Verlustkoeffizienten. Die Koeffizienten aus den einzelnen Ansätzen bilden somit die Regressionskoeffizienten, die wiederum über einen Vergleich mit den vorliegenden Kennfelddaten zu bestimmen sind.

5.1.4 Diabates Turbinenmodell

Diabate Zustandsänderung

Auch auf der Turbinenseite wird die diabate Zustandsänderung (Entspannungsprozess) in drei Bereiche, nach **Abb. 5.3**, aufgeteilt.

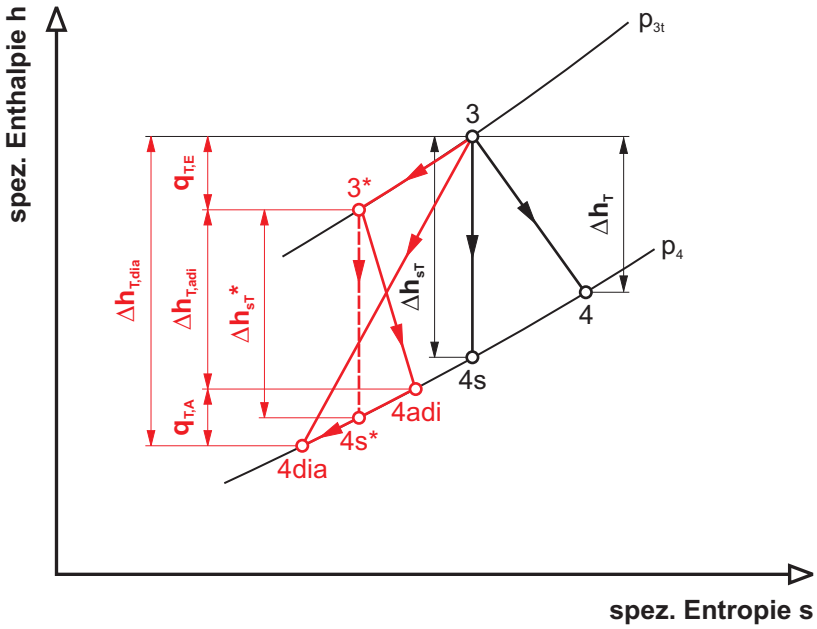

Abb. 5.3 Zustandsänderung in der Turbine

Nach einer isobaren Wärmeabfuhr am Eintritt $q_{T,E}$ und der zugehörigen Temperaturreduzierung ($T_3 \rightarrow T_{3^*}$) folgt eine adiabate, verlustbehaftete Entspannung [23] mit $\Delta h_{T,adi}$, verbunden mit der Temperatursenkung von $T_{3^*} \rightarrow T_{4adi}$, und schließlich noch eine weitere isobare Wärmeabfuhr $q_{T,A}$, ($T_{4adi} \rightarrow T_{4dia}$):

$$\begin{aligned} q_{T,E} &= c_{p,T} \cdot (T_3 - T_{3^*}) \\ q_{T,A} &= c_{p,T} \cdot (T_{4adi} - T_{4dia}) \end{aligned} \tag{5.8}$$

In Analogie zum Verdichtungsprozess lassen sich die isentropen Turbinenwirkungsgrade für den diabaten Entspannungsprozess festlegen. So ist auch hier die Definition eines DIABATEN WIRKUNGSGRADS möglich:

$$\begin{aligned}\eta_{T,dia} &= \frac{\Delta h_{T,dia}}{\Delta h_{sT}} = \frac{q_{T,E} + \Delta h_{T,adi} + q_{T,A}}{\Delta h_{sT}} \\ &= \frac{q_{T,E} + c_{p,T} \cdot (T_{3^*} - T_{4adi}) + q_{T,A}}{\Delta h_{sT}} = \frac{c_{p,T} \cdot (T_3 - T_{4dia})}{c_{p,T} \cdot T_3 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_{3t}}\right)^{\frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T}}\right]}\end{aligned} \tag{5.9}$$

Ähnlich wie beim diabaten Verdichtungsprozess, ist die Definition des diabaten Turbinenwirkungsgrads für die Bestimmung der mechanischen Turbinenleistung ungeeignet, da dieser neben der aerodynamischen Turbinenarbeit auch die Wärmeverluste der Turbine beinhaltet. Die aerodynamische Qualität der Strömung kann zunächst wieder durch den ADIABATEN WIRKUNGSGRAD ausgedrückt werden:

$$\eta_{T,adi} = \frac{\Delta h_{T,adi}}{\Delta h_{sT}{}^*} = \frac{c_{p,T} \cdot (T_{3^*} - T_{4adi})}{c_{p,T} \cdot (T_{3^*} - T_{4s^*})} = \frac{c_{p,T} \cdot (T_{3^*} - T_{4adi})}{c_{p,T} \cdot T_{3^*} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_{3t}}\right)^{\frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T}}\right]} \tag{5.10}$$

Die reale abgegebene Turbinenleistung ist unter Verwendung des LEISTUNGSWIRKUNGSGRADS

$$\eta_{T,heat} = \frac{\Delta h_{T,adi}}{\Delta h_{sT}} = \frac{c_{p,T} \cdot (T_{3^*} - T_{4adi})}{c_{p,T} \cdot T_3 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_{3t}}\right)^{\frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T}}\right]} \tag{5.11}$$

zu ermitteln. Die reale abgegebene Turbinenleistung ergibt sich schließlich zu:

$$\begin{aligned}P_T &= \dot{m}_T \cdot \Delta h_{T,adi} = \dot{m}_T \cdot \eta_{T,heat} \cdot \Delta h_{sT} \\ &= \dot{m}_T \cdot \eta_{T,heat} \cdot c_{p,T} \cdot T_3 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_{3t}}\right)^{\frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T}}\right]\end{aligned} \tag{5.12}$$

Das prinzipielle Verständnis von den Energiewandlungsprozessen innerhalb der Turbine, die zur Entstehung dieser Turbinenwirkungsgrade geführt haben, unterscheidet sich jedoch nicht von dem bei der bereits beschriebenen Methode aus **Abschn. 3.4.3**. Eine direkte Ermittlung der hier genannten Turbinenwirkungsgrade aus allein an der Turbine aufgenommenen Messwerten entfällt, da jegliche Temperaturmesswerte am Turbinenaustritt als unzureichend genau gelten, so dass der Umweg über den Turboladerwirkungsgrad η_{TL} und den isentropen Verdichterwirkungsgrad beschritten werden muss. Da es verdichterseits zu einer Berücksichtigung der Wärmeströme und damit auch zu einer Erweiterung der Wirkungsgraddefinitionen kam, muss bereits hier eine Korrektur erfolgen. Die aerodynamische Verdichterarbeit wird durch den (isentropen) Leistungswirkungsgrad $\eta_{sV,heat}$ beschrieben, so dass der Turbinenwirkungsgrad nach **Gl. (3.21)** wie folgt berichtigt werden muss:

$$\eta_T = \frac{\eta_{TL}}{\eta_{sV}} \;\rightarrow\; \eta_{T'} = \frac{\eta_{TL}}{\eta_{sV,heat}} \tag{5.13}$$

Die in den Kennfeldern angegebenen Turbinenwirkungsgrade (der hergebrachten Definition) sind demnach um den Faktor $\eta_{sV,dia}/\eta_{sV,heat}$ zu korrigieren. Weiterhin enthalten die so ermittelten Turbinenwirkungsgrade immer auch die mechanischen Verluste des gesamten Turboladers, es sei denn, es werden explizite Werte für den mechanischen Wirkungsgrad des Turboladers η_{mTL} vorgegeben.

Für die oben definierten Turbinenwirkungsgrade lassen sich schließlich erst nach der genannten Korrektur und einer Abschätzung zu den an der Turbine wirkenden Wärmeflüssen konkrete Werte ermitteln. Desweiteren sind ein Regressionsansatz zur Darstellung des Durchsatzverhaltens der Turbine und ein Zusammenhang zur Ermittlung des Zustands am Turbinenaustritt notwendig. Diese Ansätze sind nachfolgend beschrieben.

Trennung von Wärme und aerodynamischer Turbinenarbeit

Ausgehend von der Turbomaschinenhauptgleichung nach Euler (Turbinenaustrittsströmung mit Gegendrall) für die spezifische Turbinenarbeit

$$w_T = \Delta h_{T,adi} = u_{3'} \cdot c_{3'u} + u_4 \cdot |c_{4u}| \tag{5.14}$$

kann der Leistungswirkungsgrad auch folgendermaßen definiert werden:

$$\eta_{T,heat} = \frac{u_{3'} \cdot c_{3'u} + u_4 \cdot |c_{4u}|}{\Delta h_{sT}} = \frac{u_{3'} \cdot c_{3'u} + u_4 \cdot |c_{4u}|}{c_{p,T} \cdot T_3 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_{3t}}\right)^{\frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T}}\right]} \tag{5.15}$$

Mit einer Abschätzung für die Umfangskomponenten der Geschwindigkeit am Laufradeintritt $c_{3'u}$ und am Laufradaustritt c_{4u} lässt sich eine Regressionsgleichung für $\eta_{T,heat}$ in Abhängigkeit der Turboladerdrehzahl, der VTG-Stellung, des Turbinendruckverhältnisses und der Turbinen-Laufzahl u/c_0 aufstellen. Nach Bestimmung der Koeffizienten dieser Gleichung durch Vergleich mit den Messdaten dient sie der Berechnung des Leistungswirkungsgrads und damit der aerodynamischen Arbeit der Turbine.

Durchsatzverhalten der Turbine

Das Durchsatzverhalten der Turbine wird über die Durchflussgleichung nach de Saint-Venant abgebildet. Ein empirischer Zusammenhang [52], aufbauend auf [92], ersetzt den benötigten Turbinendurchflussbeiwert μ_T in der Form

$$A_{T,eff} = \mu_T \cdot A_{T,geo} = \left(\frac{p_{3t}}{p_4}\right)^{0.204} \cdot A_{T,geo} \tag{5.16}$$

Damit kann ein Regressionsansatz in Abhängigkeit der Turboladerdrehzahl, der VTG-Stellung und des Turbinendruckverhältnisses formuliert werden. Als Ergebnis der Regression liegt der Vektor der Regressionskoeffizienten vor, so dass bei Kenntnis der genannten unabhängigen Variablen der Turbinenmassenstrom an jedem beliebigen Kennfeldpunkt ermittelt werden kann.

Ermittlung des Turbinenaustrittszustands

Der Zustand am Turbinenaustritt wird insbesondere dann wichtig, wenn im Rahmen der Motorprozess-Simulation auch Komponenten, die der Turbine nachgeschaltet sind, wie zum Beispiel Abgasnachbehandlungssysteme (Katalysator) oder Niederdruck-Abgasrückführanlagen, untersucht werden sollen. Dazu sind zunächst alle Wärmeverluste q_T der Turbine zu erfassen. Der Wärmestrahlung an die Umgebung liegt ein einfacher Gleichungsansatz mit der Emissivität ε und der strahlenden Oberfläche des Turbinengehäuses als Parameter zugrunde. Sowohl der konvektive Wärmeübergang an die Umgebung als auch die Wärmeleitung zum Lagergehäuse sind als Wärmeanteil bezogen auf die Wärmestrahlung vorzugeben. Damit lässt sich die Turbinenaustrittstemperatur mit Hilfe des bereits ermittelten Wertes für die spezifische Turbinenarbeit w_T errechnen:

$$T_{4dia} = T_3 - \frac{q_T + w_T}{c_{p,T}} \tag{5.17}$$

Der diabate Turbinenwirkungsgrad wird damit nach **Gl. (5.9)** darstellbar.

5.2 Rechnungs-/Messungsvergleiche zum adiabaten Modell

5.2.1 Allgemeines

Zur Verifikation des vorgestellten neuartigen Turboladermodells werden nachfolgend Rechnungs-/Messungsvergleiche angestellt. In einem ersten Schritt dieser Modellprüfung muss zunächst geklärt werden, inwieweit der Ansatz der physikalisch basierten Regressionsgleichungen in der Lage ist, die am Prüfstand aufgenommenen Messwerte wiederzugeben, wenn dabei etwaige Wärmeübertragungseffekte nicht berücksichtigt werden, was der adiabaten Betrachtungsweise (vgl. **Abschn. 3.4.3**) entspricht. Ein direkter Vergleich mit den jeweiligen Messwerten gibt einerseits Auskunft über die Güte der adiabaten TC-Software, andererseits ist auch ein Vergleich mit den bisherigen, mathematisch basierten Ansätzen aus **Abschn. 3.4.5** möglich. In einem zweiten Schritt werden dann die Auswirkungen der Wärmetransportvorgänge im Rahmen des diabaten Modells im direkten Vergleich zum adiabaten Ansatz verifiziert (vgl. **Abschn. 5.3**).

Die Verifikation der adiabaten TC-Software erstreckt sich sowohl auf die Interpolation innerhalb des von der (üblichen) Vermessung abgedeckten Betriebsbereichs als auch auf die Extrapolation der nicht messtechnisch erfassten Betriebsbereiche des Turboladers. Die Datenbasis, die der TC-Software dafür in beiden Fällen als Eingabe zur Verfügung steht, beschränkt sich auf den vom Turboladerhersteller normalerweise bereitgestellten Betriebsbereich, obwohl im Rahmen der vorliegenden Arbeit ein weitaus größerer Kennfeldbereich, auch als Kaltvermessung, entstanden ist. Somit besteht die Möglichkeit, mit der TC-Software extrapolierte Daten zu berechnen, die dann im Nachgang mit Messwerten verglichen werden können. Die Beschränkung auf eine reduzierte Datenbasis als Eingabe für die TC-Software entsteht aus der Forderung, die vorgestellte Turboladermodellierung auch dann zur Anwendung bringen

zu können, wenn vom Turboladerhersteller nur das Standarddatenmaterial zu einem Turbolader geliefert wird.

Die von der TC-Software jeweils verwendete Datenbasis ist in den folgenden Kennfelddarstellungen mit Stützstellensymbolen gekennzeichnet. Darüber hinaus enthalten die Darstellungen Messwerte, die zum Vergleich mit der Extrapolation dienen. Die jeweils durchgezogenen Linien sind als Ergebnis der TC-Unterprogrammberechnung zu verstehen.

5.2.2 Ergebnisse zum Verdichter-Unterprogramm der TC-Software

Abb. 5.4 stellt die inter- und extrapolierten Berechnungsergebnisse zum Verdichterdurchsatzkennfeld dar. Die vorgegebenen *heißen* Stützstellen werden durch die adiabate Berechnung im Allgemeinen gut approximiert. Eine vollständige Übereinstimmung kann schon aufgrund des Regressionsansatzes nicht gefordert werden. Die mit Annäherung an die Pumpgrenze zunehmende Abweichung der Be-

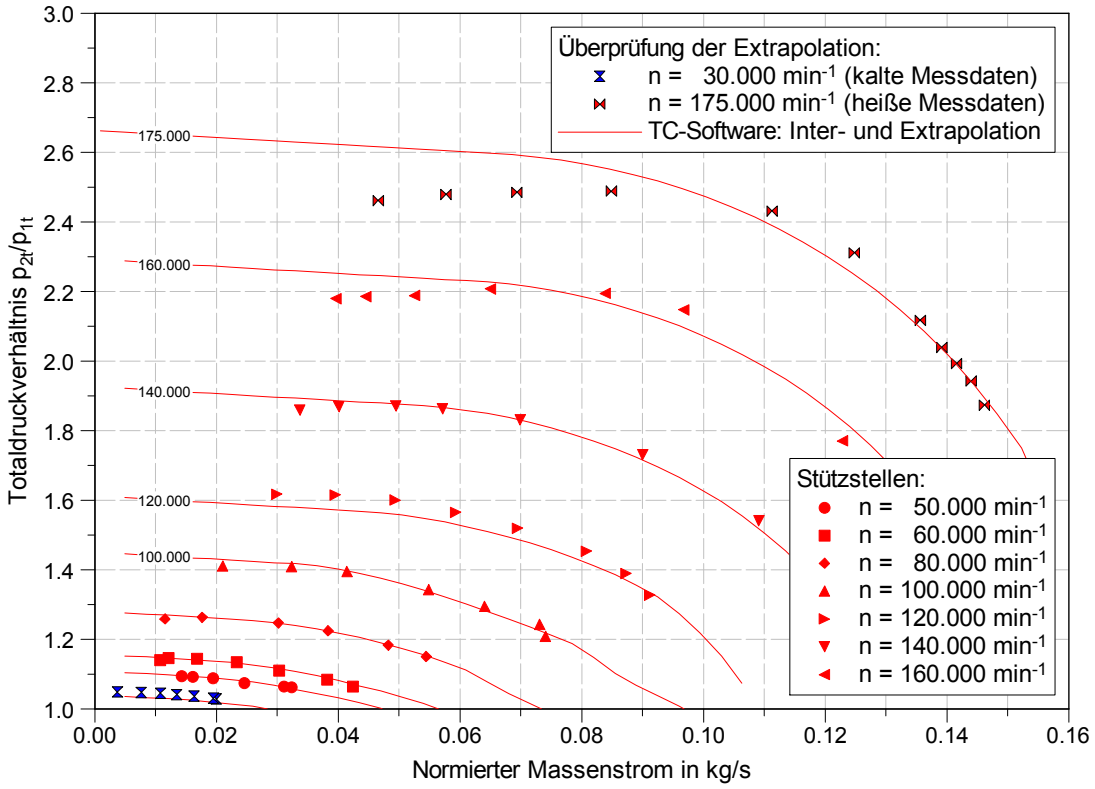

Abb. 5.4 Inter- und Extrapolation des Verdichterdurchsatzkennfelds mit TC-Software (Verdichter-Unterprogramm), adiabate Berechnung mit *heißen* Messdaten

rechnung von den Messwerten ist einer Forderung aus der Motorprozess-Simulation zuzuschreiben. Eine wieder fallende Drehzahlkennlinie in Richtung der Pumpgrenze würde einen zweideutigen Zusammenhang zwischen Verdichtermassenstrom und Verdichterdruckverhältnis erzeugen. Einem Druckverhältnis wären dann zwei Massenstromwerte zuzuordnen, was in der angeschlossenen Motorprozess-Simulation zu

Konvergenzproblemen führen kann. Daher ist, ausgehend vom Maximum der Kennlinie, ein stetig steigender Geradenverlauf angesetzt, wobei die gewünschte Steigung dem Programm vorgegeben wird.

Die Extrapolation von Kennlinien in Richtung kleiner und großer Turboladerdrehzahlen kann ebenfalls positiv bewertet werden. Die Abweichungen hin zur Pumpgrenze nehmen allerdings mit steigender Drehzahl überproportional zu, was jedoch an der stetig steigenden Geraden liegt, die bei einem höher werdenden Massenstromwert an das Kennlinienmaximum angesetzt werden muss.

Die zugehörigen, auf Basis *heißer* Messdaten generierten isentropen Verdichterwirkungsgrade zeigt **Abb. 5.5**. Bei kleinen Turboladerdrehzahlen ist die TC-Software noch in der Lage, den Kennlinienverlauf mit ausreichender Genauigkeit wiederzugeben. Das Kennlinienmaximum wird entsprechend gut approximiert.

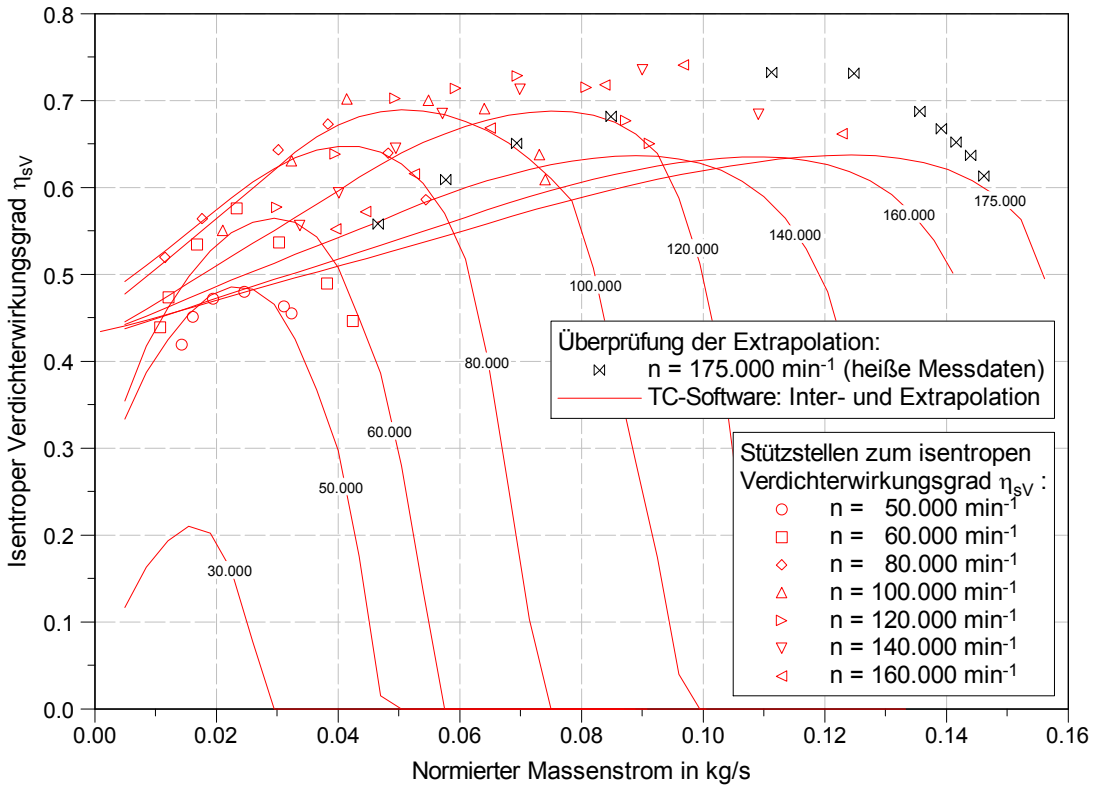

Abb. 5.5 Inter- und Extrapolation des Verdichterwirkungsgradkennfelds mit TC-Software (Verdichter-Unterprogramm), adiabate Berechnung mit *heißen* Messdaten

Im oberen Drehzahlbereich ($n_{ATL} > 120.000\ min^{-1}$) weichen die Berechnungsergebnisse von den vorgegebenen Messwerten jedoch deutlich ab. Auch die extrapolierte Kennlinie macht keine Ausnahme. Die Maximalwerte für den Wirkungsgrad können nicht sauber wiedergegeben werden. Ursache dieser Unzulänglichkeit ist unter anderem, dass die Basiskalibrierung des vorliegenden Ansatzes im Wesentlichen unter Zuhilfenahme von *kalten* Messdaten für den Verdichter erfolgte.

Abb. 5.6 zeigt die Ergebnisse zum Verdichterdurchsatzkennfeld auf der Basis *kalter*

Messdaten[8]. In **Abschn. 3.4.4** konnte anhand von Messergebnissen gezeigt werden, dass das Durchsatzverhalten des Verdichters unabhängig von der Turbineneintrittstemperatur ist, bei der die Kennfelder aufgenommen wurden. Daher zeigt sich auch für die TC-Berechnung ein vergleichbares Verhalten, wie es bereits beim *heißen* Durchsatzkennfeld vorlag. Die Abweichungen hin zur Pumpgrenze nehmen ebenfalls mit zunehmender Turboladerdrehzahl zu, wenn auch nicht ganz so stark. Die extrapolierte Kennlinie für $n_{ATL} = 180.000\ min^{-1}$ schneidet bei hohen Massenströmen die Messwerte zu $n_{ATL} = 175.000\ min^{-1}$ und zeigt im Vergleich zur *heißen* Berechnung leichte Nachteile. Die Extrapolation in Richtung kleiner Turboladerdrehzahlen wird anhand von **Abb. 5.8** später genauer betrachtet.

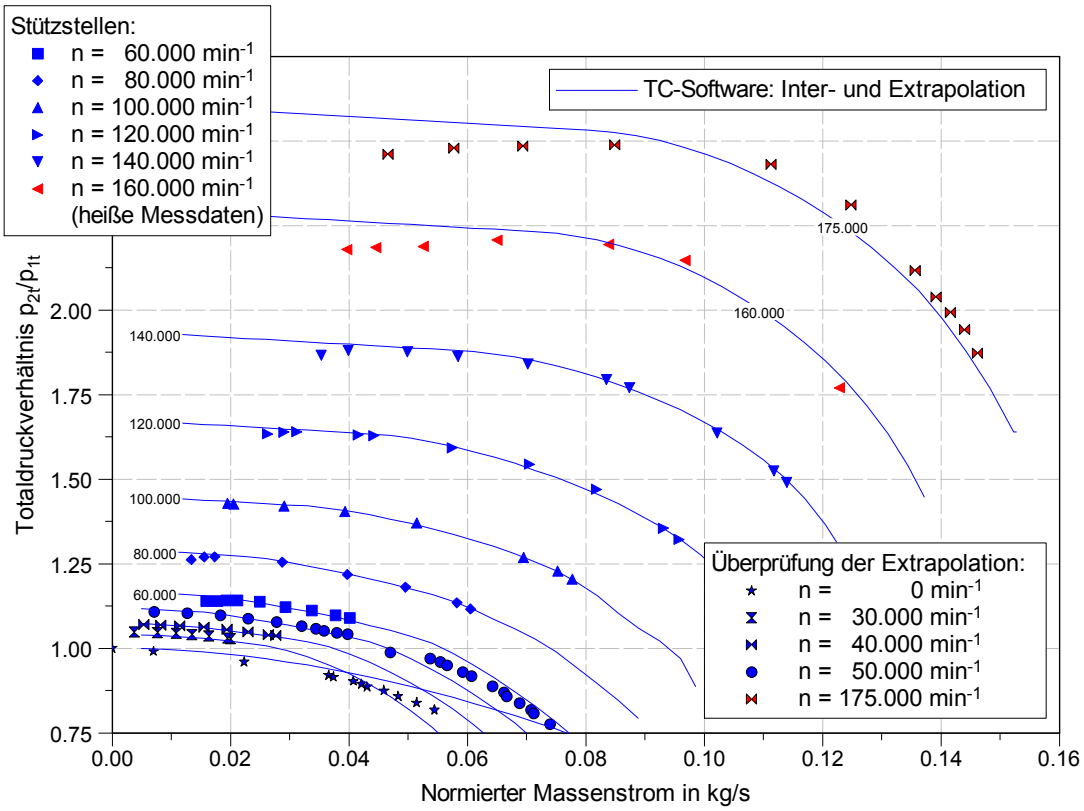

Abb. 5.6 Inter- und Extrapolation des Verdichterdurchsatzkennfelds mit TC-Software (Verdichter-Unterprogramm), adiabate Berechnung mit *kalten* Messdaten

Die entsprechenden Berechnungsergebnisse zum isentropen Verdichterwirkungsgrad stellt **Abb. 5.7** auf der Basis *kalter* Messdaten[9] dar. Die Verläufe zeigen deutlich bessere Ergebnisse als die Berechnungen auf der Grundlage *heißer* Messdaten. Innerhalb des vermessenen Kennfeldbereichs weisen die Kennlinien jeweils eine gute Übereinstimmung mit der Messung auf. Auch liegen die Scheitelpunkte der Kennlinien, als Maß für den Maximalwert des isentropen Wirkungsgrads, mit ausreichender Genauigkeit auf den Messergebnissen. Die Regression verhindert jedoch deckungsgleiche Verläufe. In Richtung kleiner Drehzahlen, bei gleichzeitig geringen Massen-

[8] mit Ausnahme der Messwerte bei $n_{ATL} = 160.000\ min^{-1}$

[9] wieder mit Ausnahme der Messwerte bei $n_{ATL} = 160.000\ min^{-1}$

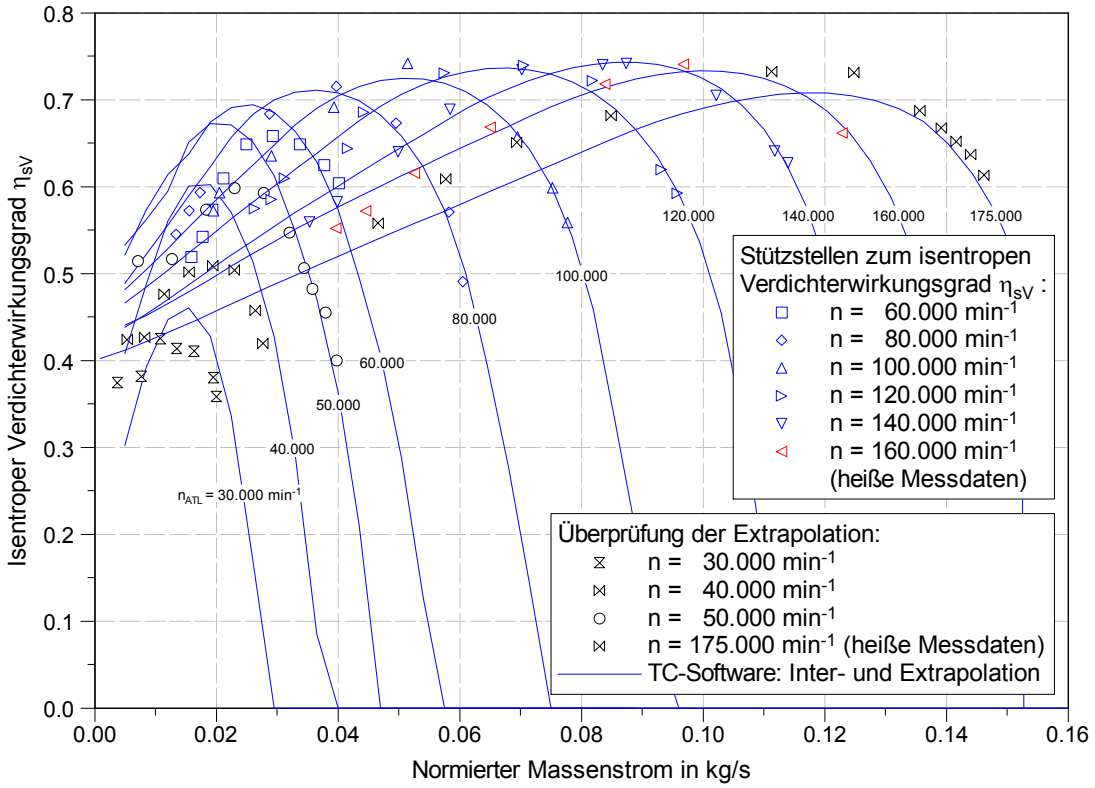

Abb. 5.7 Inter- und Extrapolation des Verdichterwirkungsgradkennfelds mit TC-Software (Verdichter-Unterprogramm), adiabate Berechnung mit *kalten* Messdaten

strömen, werden die berechneten Wirkungsgrade jedoch leicht überbewertet. Die Extrapolation hin zu noch kleineren Drehzahlen lässt dieses Verhalten noch stärker hervortreten. Die jeweiligen Maximalwerte werden deutlich überbewertet.

In diesem Zusammenhang sei erwähnt, dass die auf Messdaten basierenden, hier dargestellten Wirkungsgrade gerade bei geringen Turboladerdrehzahlen aufgrund der geringen Temperatur- und Druckdifferenzen sehr stark auf Ungenauigkeiten der Messtechnik reagieren. Eine Abweichung des Temperaturwertes am Verdichtereinoder -austritt um 1 K verändert den Wirkungsgradwert um bis zu 11%[10]. Analog dazu bewirkt eine Druckabweichung um 10 mbar eine Veränderung im Wirkungsgrad um mehr als 15%.

Der Vergleich zwischen der *kalten* Berechnung und den *heißen* Messwerten für $n_{ATL} = 160.000\ min^{-1}$ ist insofern zulässig, als dass die Messergebnisses aus **Abschn. 3.4.4** zeigten, dass die Wirkungsgrade oberhalb von $n_{ATL} = 120.000\ min^{-1}$ unabhängig von der Turbineneintrittstemperatur sind. Die Berechnungsergebnisse zur Extrapolation in Richtung großer Drehzahlen zeigen abschließend eine leichte Unterbewertung im Vergleich zu den ebenfalls *heißen* Messwerten.

In **Abb. 5.8** sind die inter- und extrapolierten Berechnungsergebnisse auf der Basis *kalter* Kennfelddaten für den Schwachlastbetrieb des Turboladers vergrößert darge-

[10] betrachtet bei $n_{ATL} = 40.000\ min^{-1}$

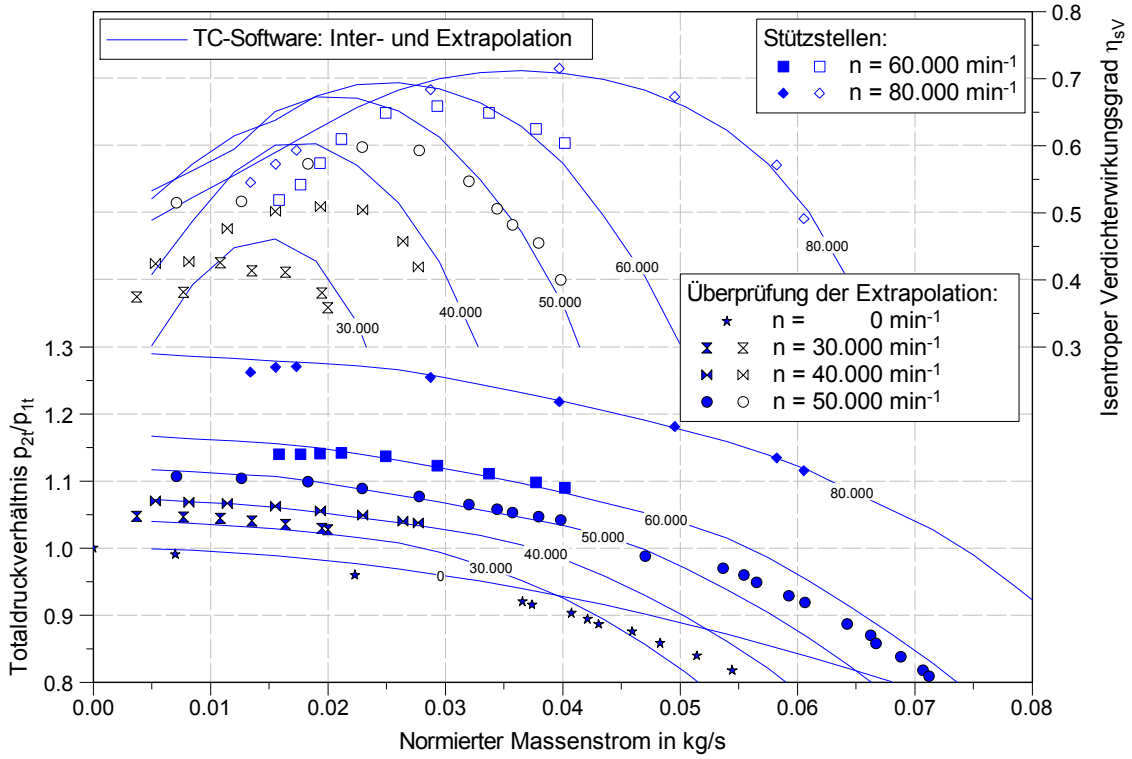

Abb. 5.8 Inter- und Extrapolation des Verdichterkennfelds im Schwachlastbereich mit TC-Software (Verdichter-Unterprogramm), adiabate Berechnung mit *kalten* Messdaten

stellt. Das Verhalten der Wirkungsgradberechnungen wurde im Zusammenhang mit **Abb. 5.7** erörtert, so dass hier darauf verwiesen wird. Zusätzlich zu den dort ausgeführten Zusammenhängen sei bemerkt, dass für die Kaltvermessung grundsätzlich die Annahme eines wärmedichten Turboladers bei extrem geringen Drehzahlen nur dann gültig ist, wenn auch die Temperatur der Ölkonditionierung auf einen Wert gebracht wird, der unter der Verdichteraustrittstemperatur liegt. Im vorliegenden Fall war während der Vermessung die Öleintrittstemperatur auf konstant $T_{Öl} = 358$ K geregelt, so dass ein vorhandener Wärmefluss vom Lagergehäuse zum Verdichter die Annahme des wärmedichten Verhaltens des Turboladers verletzt hat [56]. Dies ist auch als Ursache für die Abweichungen in den Wirkungsgradwerten in **Abb. 5.8** zu sehen.

In Anlehnung an **Abb. 5.6** zeigen die Simulationsergebnisse des Verdichter-Durchsatzverhaltens für den extrahierten Schwachlastbetrieb gute Übereinstimmungen mit den Messwerten. Auch im IV. Quadranten kann ein stetiger Kennlinienverlauf dargestellt werden, obwohl der Verdichter in diesem Kennfeldbereich als Drossel oder abnormale Turbine arbeitet [75]. Dieser Bereich wird gerade dann wichtig, wenn die Motorprozess-Simulation dynamische Motorzustände, zum Beispiel das Anfahren oder Beschleunigen eines Fahrzeugs, abzubilden hat.

Die Kennlinie für $n_{ATL} = 0$ min^{-1} („Nulldrehzahl“) wird bis zu einem Massenstrom von ca. $\dot{m}_{V,Norm} = 0.04$ kg/s von der TC-Software gut wiedergegeben. Bei weiter stei-

gendem Massenstrom werden die Abweichungen dann doch beträchtlich. Für einen sich nicht drehenden Verdichter stellen derart hohe Massenströme jedoch nur einen theoretisch erzeugten Zustand dar [75], so dass diese Abweichungen hingenommen werden können.

5.2.3 Ergebnisse zum Turbinen-Unterprogramm der TC-Software

Abb. 5.9 stellt die inter- und extrapolierten TC-Berechnungsergebnisse zum Turbinendurchsatzkennfeld im Vergleich zur *heißen* Datenbasis für sechs verschiedene VTG-Stellungen[11] dar. Insgesamt lässt sich eine sehr gute Nachbildung der Messwerte feststellen.

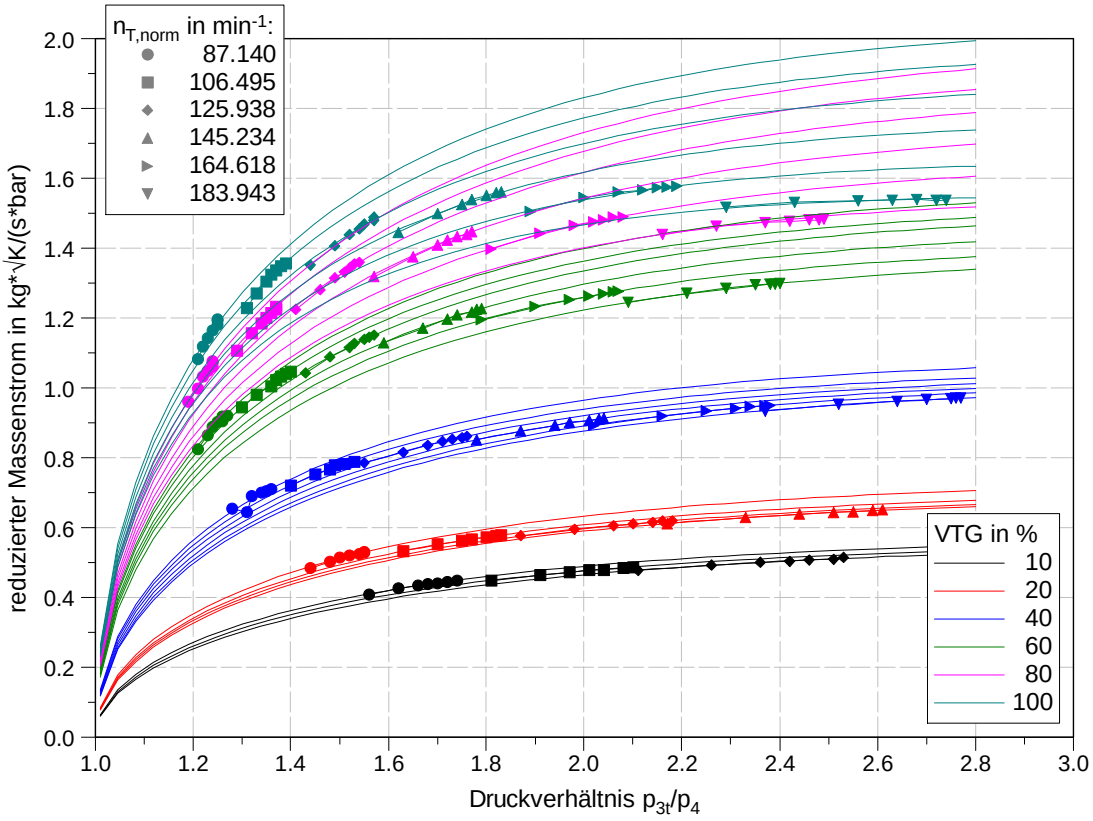

Abb. 5.9 Inter- und Extrapolation des Turbinendurchsatzkennfelds mit TC-Software (Turbinen-Unterprogramm), adiabate Berechnung mit *heißen* Messdaten

Die Interpolationsfunktionalität der TC-Software kann dadurch überprüft werden, dass einzelne, innerhalb der Datenbasis liegende Messdaten aus dem Eingabedatensatz der TC-Software entfernt, diese Werte dann aber explizit von der TC-Software berechnet und anschließend mit den (ursprünglich gelöschten) Messwerten verglichen werden. Dieses Vorgehen lässt sich auch zur Überprüfung der Extrapolationsfähigkeit durch Löschen von am Rand der Datenbasis gelegenen Extremwerten an-

[11] Die Datenbasis bei $T_3 = 873$ K für insgesamt 6 VTG-Stellungen wurde vom Turboladerhersteller bereitgestellt.

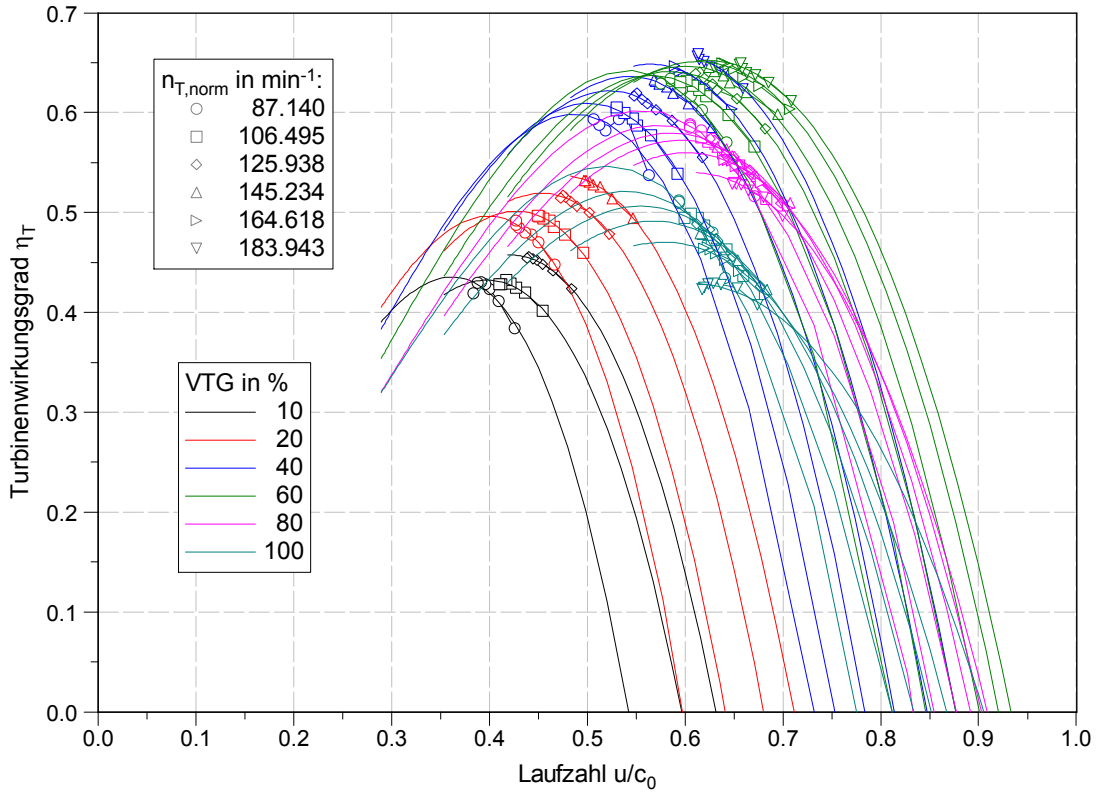

Abb. 5.10 Inter- und Extrapolation des Turbinenwirkungsgradkennfelds mit TC-Software (Turbinen-Unterprogramm), adiabate Berechnung mit *heißen* Messdaten

wenden. Beides wurde in [75] mit dem Ergebnis einer ausreichenden Genauigkeit durchgeführt, so dass an dieser Stelle darauf verwiesen wird.

Abb. 5.10 zeigt die auf Basis *heißer* Messdaten erzeugten Berechnungsergebnisse zum Turbinenwirkungsgrad für sechs VTG-Stellungen. Auch hier lässt sich eine hervorragende Übereinstimmung feststellen. Für die Überprüfung des Inter- und Extrapolationsvermögens des Turbinenunterprogramms sei auch hier auf [75] verwiesen.

Eine *kalte* Datenbasis der Turbine, basierend auf einer Kaltvermessung des Turboladers, stand dem angegebenen Forschungsvorhaben zwar zur Verfügung, wurde aber im Rahmen der Verifikation des diabaten Modellansatzes in der vorliegenden Arbeit nicht verwendet. Ursache dieser Nichtberücksichtigung sind folgende Sachverhalte:

- Eine Kaltvermessung kann nur einen eingeschränkten Betriebsbereich des Turboladers abdecken, da die an der Turbine erforderliche Antriebsleistung mit Druckluft nur beschränkt darstellbar ist. In der Regel können vom Turboladerhersteller keine derartigen Messungen erhalten werden.

- Eine *kalte* Turbinen-Datenbasis würde keinen Beitrag zur Erstellung des diabaten Turboladermodells leisten können (abgesehen von der Bestimmung des Zustands am Turbinenaustritt).

- Die vom Turboladerhersteller bereitgestellte *heiße* Datenbasis erstreckt sich über einen weiten und fein gerasterten Kennfeldbereich, was als ausreichend gilt.

Daher wird auf die Analyse der TC-Software auf der Grundlage *kalter* Turbinendaten verzichtet.

5.3 Rechnungs-/Messungsvergleiche zum diabaten Modell

5.3.1 Allgemeines

Nach der Verifikation des adiabaten Teilansatzes muss nun im zweiten Schritt das diabate Gesamtmodell hinsichtlich der korrekten Wiedergabe der Wärmeübertragungseffekte am Turbolader überprüft werden. Dies geschieht ebenfalls durch Rechnungs-/Messungsvergleiche. Dazu werden die *heißen* Messdaten ($T_3 = 873$ K) den TC-Unterprogrammen vorgegeben, eine Berechnung bzw. Umrechnung auf *kalte* Bedingungen ($T_3 = 293$ K) erzwungen und anschließend diese Rechenergebnisse mit den *kalten* Messwerten verglichen. Diese Vorausberechnung erfolgt analog auch in der entgegengesetzten Richtung, also von *kalt* nach *heiß*.

Als Datenbasis werden den Unterprogrammen wieder nur jene Werte zur Verfügung gestellt, die auch schon bei der adiabaten Verifikation Verwendung fanden. Auch die Prüfung der Inter- und Extrapolationgüte wird in vergleichbarer Weise durchgeführt.

5.3.2 Ergebnisse zum Verdichter-Unterprogramm der TC-Software

Abb. 5.11 stellt die diabate Berechnungsvariante von *heiß* nach *kalt* für das Verdichterdurchsatzverhalten dar. Es entstehen ähnliche Durchsatzkennlinen, wie jene, die die adiabate Berechnung auf der Grundlage *heißer* Messdaten (vgl. **Abb. 5.4**) generierte, so dass hier eine vergleichbare Einschätzung zur Güte der Berechnung abgegeben werden kann. Die Qualität der Extrapolation in Richtung kleiner und großer Drehzahlen kann ebenfalls positiv bewertet werden.

Abb. 5.12 zeigt die aus *heißen* Messdaten simulierten isentropen Verdichterwirkungsgrade[12] im Vergleich zu *kalten* Wirkungsgradmesswerten des Verdichters. Dieser Vergleich ist insofern zulässig, als von der Annahme ausgegangen wird, dass eine Kaltvermessung das tatsächlich nahezu adiabate Verhalten des Turboladers beschreibt. Damit entspricht der *kalt* gemessene Wirkungsgrad dem Leistungswirkungsgrad $\eta_{sV,heat}$. Die Ergebnisse sind mit denen vergleichbar, die bei der adiabaten Wirkungsgradberechnung auf der Basis *heißer* Messdaten (vgl. **Abb. 5.5**) entstanden sind.

Während bei großen Drehzahlen der Kennlinienverlauf deutlich hinter den Maximalwirkungsgraden zurückbleibt, sind die Wirkungsgrade bei kleinen Drehzahlen zum

[12] im Rahmen der diabaten Betrachtung als (isentrope) Leistungswirkungsgrade $\eta_{sV,heat}$ nach **Gl. (5.4)** bezeichnet

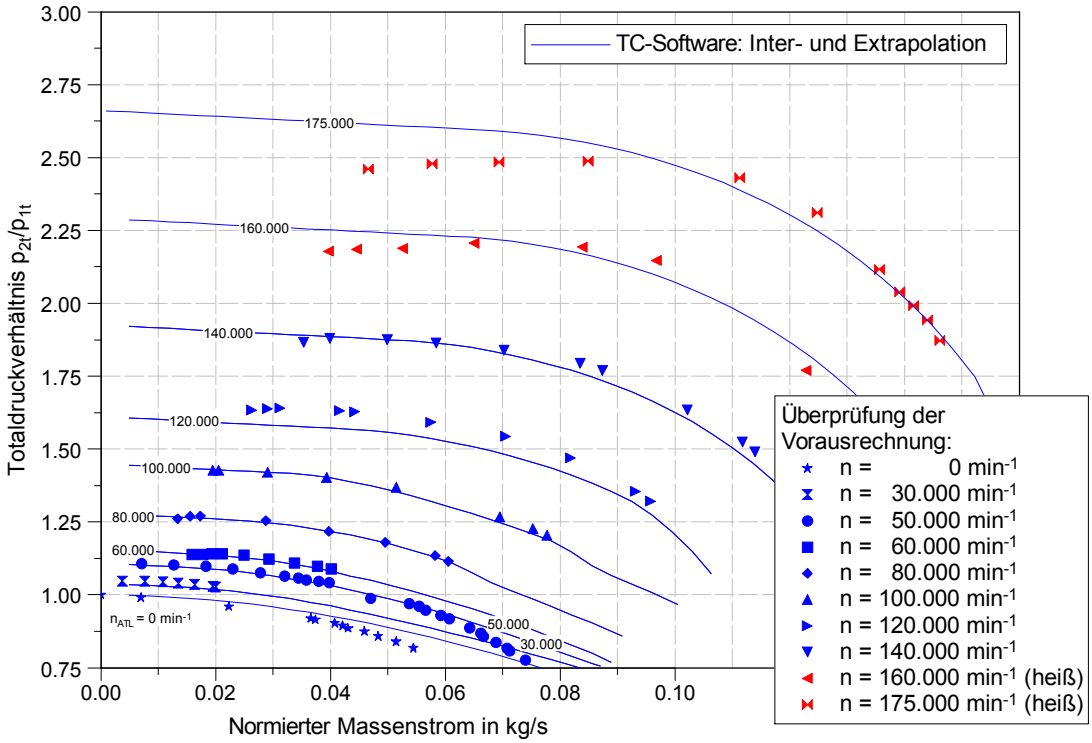

Abb. 5.11 Inter- und Extrapolation des *kalten* Verdichterdurchsatzkennfelds mit TC-Software (Verdichter-Unterprogramm), diabate Berechnung mit *heißen* Messdaten

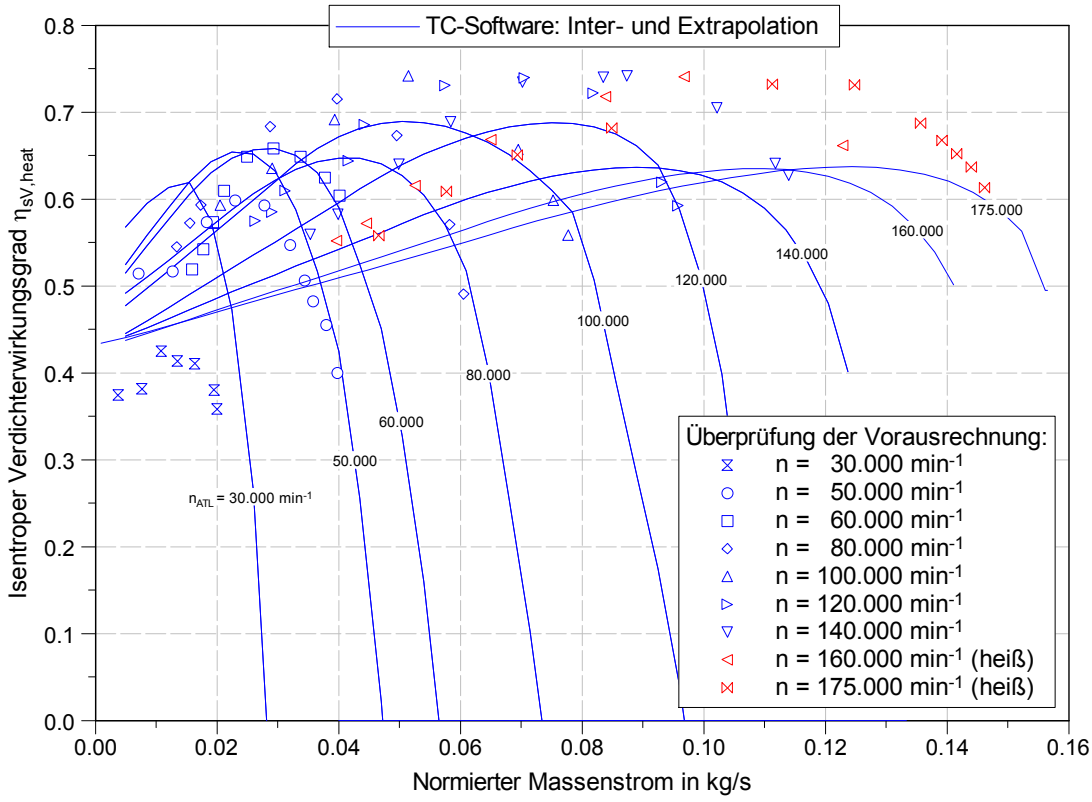

Abb. 5.12 Inter- und Extrapolation des *kalten* Verdichterwirkungsgradkennfelds mit TC-Software (Verdichter-Unterprogramm), diabate Berechnung mit *heißen* Messdaten

Teil deutlich überbewertet. Ursache sind auch hier, zumindest was den Fehler bei kleinen Drehzahlen betrifft, die Wärmeleitungsvorgänge zum Verdichter aufgrund einer im Vergleich zur Kaltvermessung erhöhten Schmieröltemperatur. Eine saubere Trennung der Verdichteraerodynamik von den Wärmeflüssen war damit nicht möglich.

Für die entgegengesetzte Richtung von *kalt* nach *heiß* stellt **Abb. 5.13** das Verdichterdurchsatzverhalten dar. Auf der Grundlage *kalter* Messdaten berechnete das diabate TC-Unterprogramm des Verdichters den Zustand, der bei heißen Bedingungen entsteht. Der Vergleich mit *heißen* Messwerten zeigt eine gute Ergebnisqualität. Auch die Inter- und Extrapolation wird mit ausreichender Genauigkeit wiedergegeben.

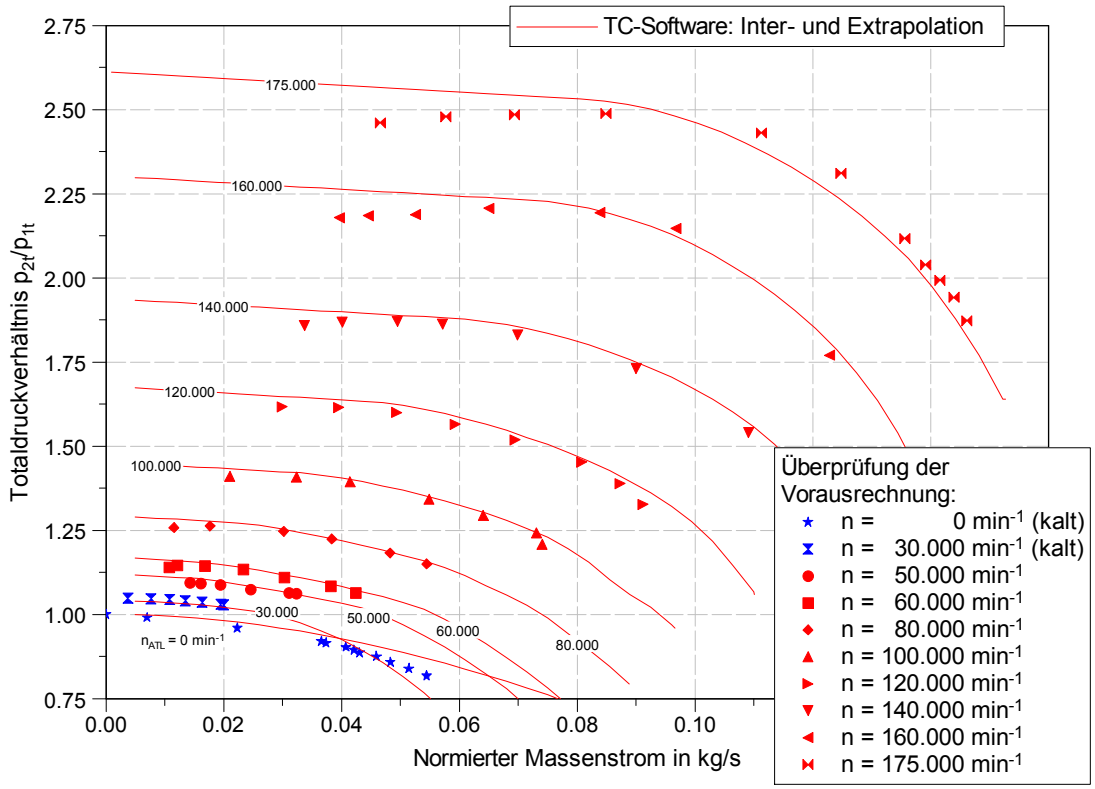

Abb. 5.13 Inter- und Extrapolation des *heißen* Verdichterdurchsatzkennfelds mit TC-Software (Verdichter-Unterprogramm), diabate Berechnung mit *kalten* Messdaten

Abb. 5.14 zeigt die auf der Basis *kalter* Messdaten erzeugten (isentropen) diabaten Verdichterwirkungsgrade im Vergleich zu den Messdaten, die bei *heißen* Bedingungen aufgenommen wurden. Auch hier ist ein derartiger Vergleich zulässig, weil *heiße* Messwerte für den isentropen Verdichterwirkungsgrad im Rahmen des diabaten Modells durch den diabaten Wirkungsgrad $\eta_{sV,dia}$ beschrieben werden. Im Gegensatz zu der Wirkungsgraddarstellung in **Abb. 5.12** kann hier eine bessere Übereinstimmung zwischen Rechen- und Messwerten festgestellt werden. Mit Ausnahme der Kurve zu $n_{ATL} = 80.000\ \text{min}^{-1}$ lässt sich für alle Kennlinienverläufe eine ausreichende Approximation bescheinigen.

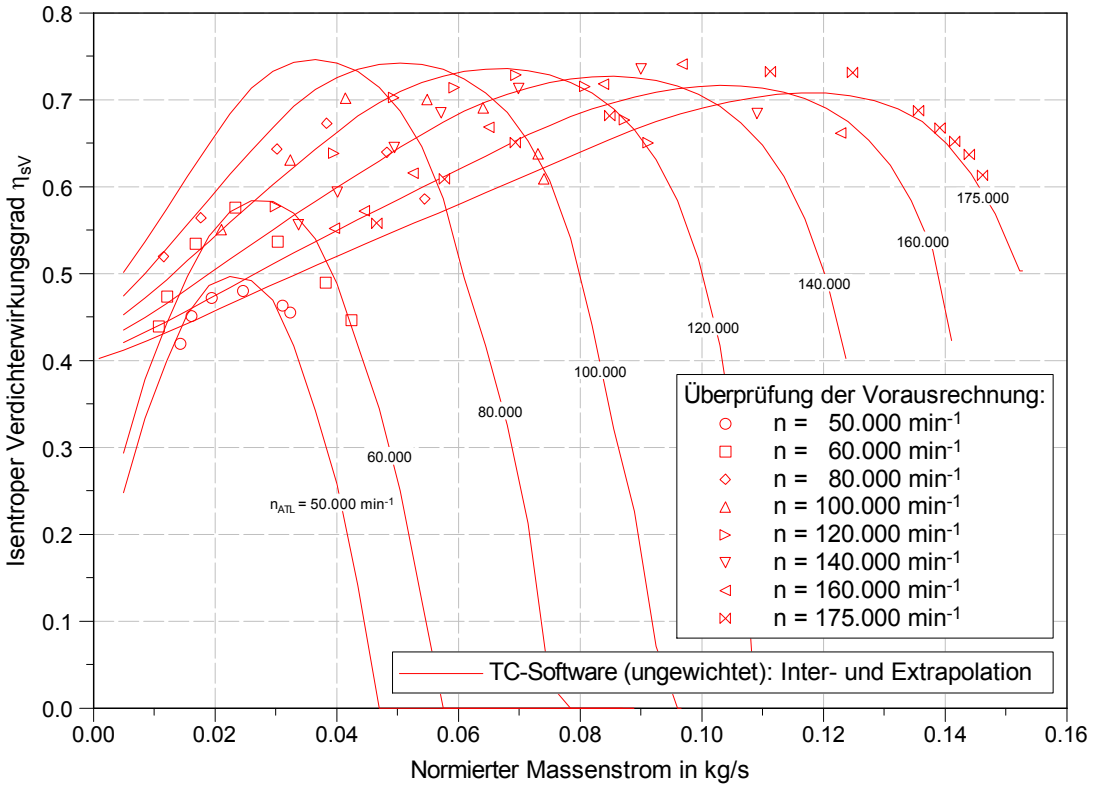

Abb. 5.14 Inter- und Extrapolation des *heißen* Verdichterwirkungsgradkennfelds mit TC-Software (Verdichter-Unterprogramm), diabate Berechnung mit *kalten* Messdaten

5.3.3 Ergebnisse zum Turbinen-Unterprogramm der TC-Software

Wie bereits erwähnt, werden in der vorliegenden Arbeit auf der Turbinenseite nur jene Messwerte verwendet, die vom Turboladerhersteller im Rahmen einer Standard-*Heiß*vermessung zur Verfügung gestellt wurden. Somit sind für den Fall der diabaten Turbine keine Rechnungs-/Messungsvergleiche in ähnlicher Weise wie beim Verdichter möglich.

Kalte Turbinenmessdaten[13] wurden dennoch zur Erstellung und Kalibrierung des diabaten Modells zwecks Abschätzung der von der Turbine abfließenden Wärmeströme verwendet. Dadurch wird die Berechnung des Zustands am Turbinenaustritt möglich.

Die weitaus wichtigere Größe, der Leistungswirkungsgrad $\eta_{T,heat}$, zur Berechnung der Turbinenleistung, entsteht durch die Korrektur des gemessenen Turbinenwirkungsgrads um den Faktor $\eta_{sV,dia}/\eta_{sV,heat}$ (vgl. **Abschn. 5.1.4**). Die Richtigkeit dieser Korrektur kann daher sowohl am Verdichter, wie geschehen, als auch an der Turbine verifiziert werden. Dennoch sei für einen Vergleich des Leistungswirkungsgrads $\eta_{T,heat}$ mit *kalten* Turbinenmessdaten auf [75] verwiesen.

[13] streng genommen fallen im Rahmen einer Kaltvermessung neben den hier verwendeten Verdichterdaten auch entsprechende Turbinendaten ab

Kapitel 6

Anwendung des diabaten Turboladermodells

6.1 Allgemeines

Nachdem einerseits die Auswirkungen der verwendeten Turbolader-Kennfelddaten auf die Ergebnisse der Motorprozess-Simulation unter Verwendung des Berechnungsansatzes für adiabate Turbolader (vgl. **Kap. 4**)[1] und andererseits die Leistungsfähigkeit einer diabaten Turboladermodellierung (vgl. **Kap. 5**) dargestellt worden sind, soll nachfolgend die Anwendung dieses neuartigen Modells im Rahmen der Motorprozess-Simulation im Vordergrund stehen. Dazu werden beide Motorprozess-Simulationssysteme (THEMOS®, PROMO) um die Gesamtfunktionalität der TC-Software[2] erweitert.

In Analogie zum Vorgehen bei der Verifikation des diabaten Turboladermodells als stand-alone-Programm (vgl. **Abschn. 5.2**) erfolgt auch hier die Überprüfung in zwei Schritten anhand von Rechnungs-/Messungsvergleichen an den vier Motorbetriebspunkten. Im ersten Schritt (vgl. **Abschn. 6.2**) wird wieder der adiabate Berechnungsansatz innerhalb des Gesamtmodells benutzt, um die Güte der Modellierung im Vergleich zum bisherigen adiabaten Vorgehen bewerten zu können. Damit wird ein direkter Vergleich des mathematisch basierten Ansatzes mit dem physikalisch motivierten möglich. Weiterhin wird wieder der Einfluss *heißer* gegenüber *kalter* Turboladermesswerte als Eingabedaten für die Prozessrechnung dargestellt.

Im zweiten Verifikationsschritt (vgl. **Abschn. 6.3**) wird der diabate Gesamtansatz, unter Berücksichtigung von Wärmeübertragungseffekten am Turbolader, in Anwendung mit beiden Simulationsprogrammen bewertet. Dazu werden Rechnungs-/Rechnungsvergleiche angestellt, die die Ergebnisveränderungen beim Übergang vom adiabaten zum diabaten Berechnungsansatz innerhalb der TC-Software quantifizieren. Dieser Vergleich der TC-Rechenergebnisse ermöglicht, dass nur diejenigen Auswirkungen erfasst werden, die auf die Anwendung des diabaten Modells

[1] Im folgenden als Referenzrechnung bezeichnet, die für beide Programmpakete einmal mit *heißen* und einmal mit *kalten* Turboladerkennfelddaten erfolgte.

[2] beinhaltet sowohl den adiabaten als auch den diabaten Teilansatz

zurückzuführen sind. Eine Unterscheidung nach *heißen* und *kalten* Kennfelddaten wird auch in diesem zweiten Schritt vorgenommen, da das diabate Modell in der Lage sein müsste, gerade diesen Einfluss zu berücksichtigen.

Abschließend werden in einem Rechnungs-/Messungsvergleich (vgl. **Abschn. 6.4**) beide Verifikationsschritte in ihrer Gesamtheit betrachtet, so dass eine unmittelbare Bewertung der diabaten TC-Rechnung im Vergleich zur adiabaten Referenzrechnung und zu den Messergebnissen möglich wird.

6.1.1 Implementation des Turboladermodells in die Simulationsprogramme

THEMOS®

Das Einbinden der in Fortran programmierten TC-Software in den objektorientierten C^{++}-Code von THEMOS® geschieht über den Mechanismus der dynamischen Bibliothek (DLL[3]). Aus den TC-Unterprogrammen zum Verdichter und zur Turbine werden dabei zunächst mit Hilfe der Fortran-eigenen Compiler bzw. Linker dynamische Bibliotheken erstellt, die den eigentlichen Programmcode enthalten. Sie dienen anschließend der Erstellung so genannter Importbibliotheken (LIB), die lediglich die nach außen sichtbaren Schnittstellen der Unterprogramme enthalten. Diese werden dann zusammen mit den restlichen THEMOS®-Modulen zum eigentlichen Programm gelinkt. Zur Laufzeit des Programms erfolgt nach Aufruf der Unterprogramme ein Sprung in die zugehörige dynamische Bibliothek, in der der Programmcode abgearbeitet wird. Externe Steuergrößen ermöglichen dem Anwender, die TC-Software zu aktivieren[4] und zu konfigurieren (vgl. **Abb. 6.1**).

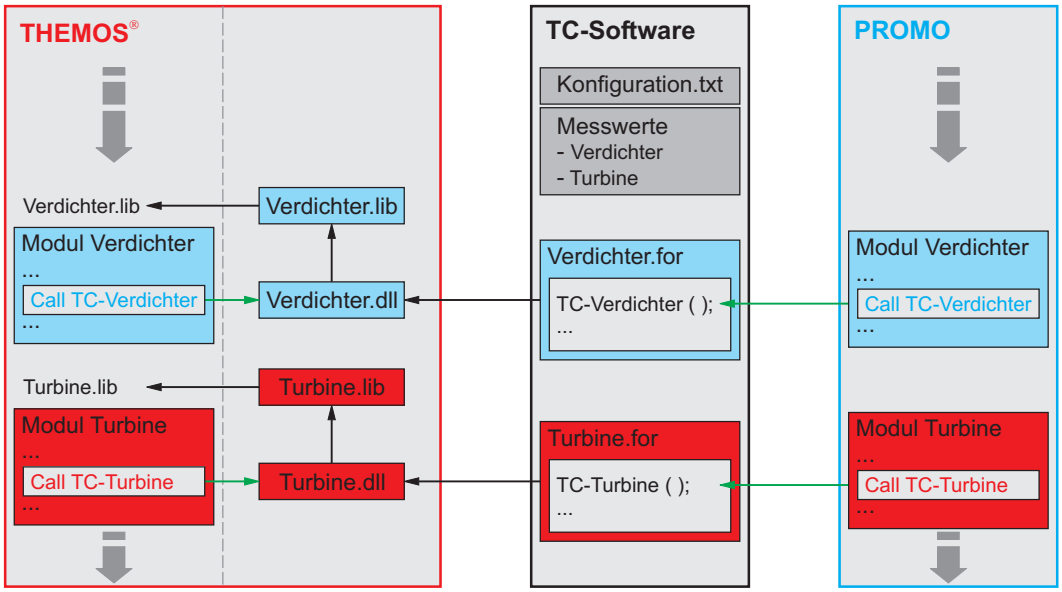

Abb. 6.1 Implementation der TC-Software in THEMOS® und PROMO

[3] **D**ynamic **L**ink **L**ibrary
[4] Bei Deaktivierung der TC-Software wird die adiabate Basismodellierung verwendet.

PROMO

Für das Fortran-basierte Programmpaket PROMO gestaltet sich die Einbindung der TC-Unterprogramme deutlich einfacher[5]. Aufgrund der gleichen Programmiersprache können das Verdichter- und das Turbinen-Unterprogramm parallel zur bereits vorhandenen Turboladerprogrammierung direkt in den Programmcode eingebunden werden (vgl. **Abb. 6.1**). In Analogie zur THEMOS®-Bedienung lenken Steuerziffern von außen den Zugriff auf das eine oder andere Berechnungsverfahren.

6.2 Verifikation des adiabaten Ansatzes der TC-Software

6.2.1 Verwendung *heißer* Turbolader-Kennfelddaten

n = 2000 min^{-1} / p$_{me}$ = 2 bar

Abb. 6.2 stellt den Vergleich zwischen der adiabaten Referenz- bzw. der adiabaten TC-Rechnung und den gemessenen integralen Motorbetriebswerten für den Schwachlastbetriebspunkt bei n = 2000 min^{-1} dar. Sowohl THEMOS® als auch PROMO nutzten dabei lediglich *heiße* Turboladermessdaten. Ungeachtet der Veränderungen

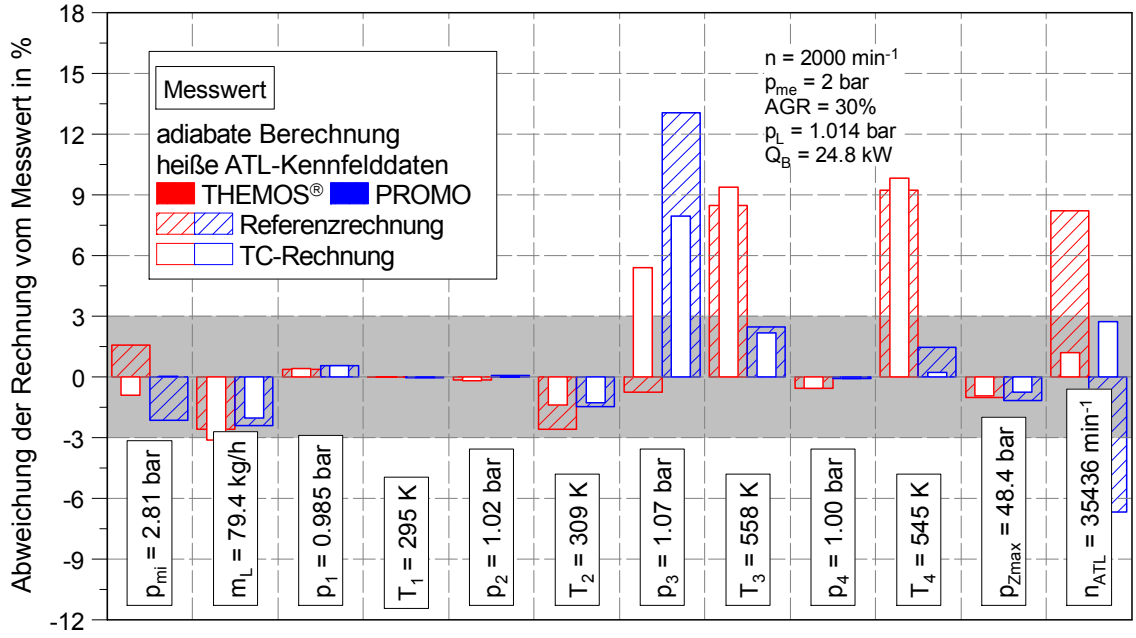

Abb. 6.2 Rechnungs-/Messungsvergleich der integralen Motorbetriebswerte für die adiabate Referenz- bzw. TC-Rechnung bei n = 2000 min^{-1}/ p$_{me}$ = 2 bar, *heiße* Turbolader-Kennfelddaten

innerhalb des markierten Toleranzbereichs ergeben sich Unterschiede beim Abgasgegendruck p_3 und bei der Turboladerdrehzahl n$_{ATL}$. Für beide Größen führt die

[5]Die Arbeiten zur Implementierung der TC-Unterprogramme in PROMO erfolgten durch das Ingenieurbüro Dr. Linnhoff.

TC-Rechnung im Vergleich zur Referenzrechnung zu einer Angleichung der Simulationsergebnisse. Die deutlich überbewertete Turboladerdrehzahl wird im Fall von THEMOS® nach unten korrigiert, während die unterschätzte PROMO-Drehzahl nach oben angepasst wird, so dass insgesamt eine verbesserte Übereinstimmung erzielt werden konnte.

Beim Abgasgegendruck entsteht ein ähnliches Bild, jedoch auf einem leicht überhöhten Druckniveau. Für PROMO wird der überhöhte Wert aus der Referenzrechnung nach unten verbessert, im Fall von THEMOS® entsteht ein Nachteil zu einer leichten Überbewertung.

Hintergrund der Angleichung der Simulationergebnisse ist die Tatsache, dass beide Simulationsprogramme im Rahmen der TC-Rechnung mit identischen Ansätzen hinsichtlich der Turboladermodellierung arbeiten. Unterschiede aufgrund verschiedener Inter- und Extrapolationsverfahren innerhalb der Turboladermessdaten entfallen, so dass als Unterscheidungsmerkmal das eigentliche Simulationsprogramm mit seinem grundsätzlichen Berechnungsansatz und der zugehörigen Motormodellierung verbleibt. Dieses Merkmal ist daher als Ursache für die bleibenden Temperaturabweichungen vor und nach Turbine der THEMOS®-Rechnung zu sehen. Beide Temperaturen werden demgegenüber von der eindimensionalen PROMO-Simulation genauer wiedergegeben.

$\mathbf{n = 2000\ min^{-1}}$ / Volllast

Den analogen Vergleich für den Volllastbetriebspunkt bei $n = 2000\ min^{-1}$ zeigt

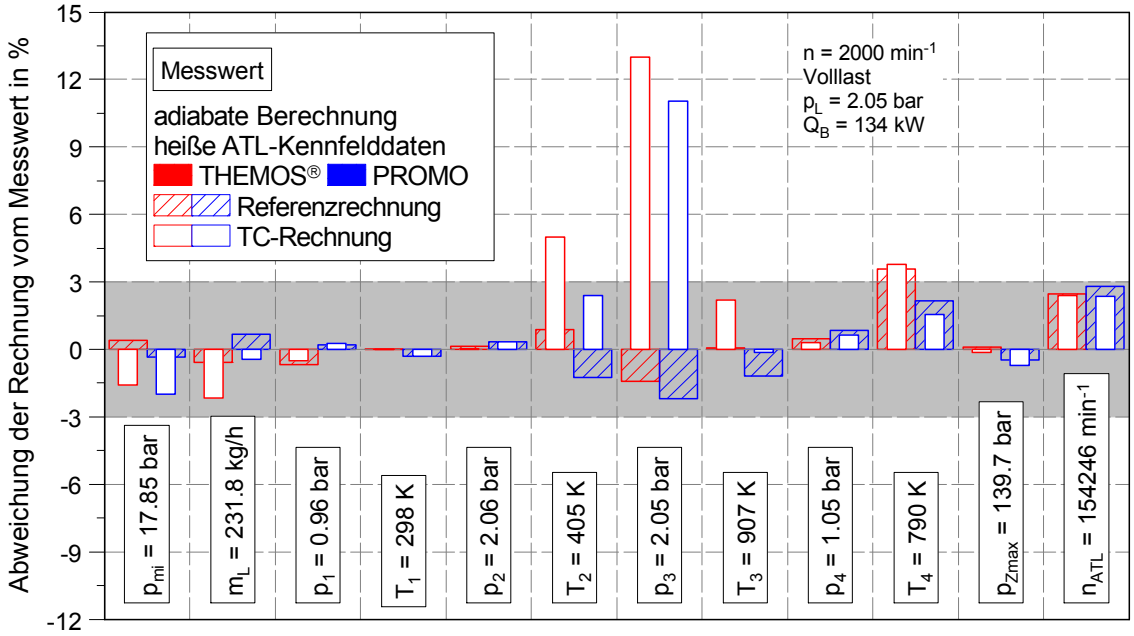

Abb. 6.3 Rechnungs-/Messungsvergleich der integralen Motorbetriebswerte für die adiabate Referenz- bzw. TC-Rechnung bei $n = 2000\ min^{-1}$/ Volllast, *heiße* Turbolader-Kennfelddaten

Abb. 6.3. Sowohl für THEMOS® als auch für PROMO führt die jeweilige adiabate TC-Berechnung gegenüber ihrer entsprechenden Referenzrechnung zu deutlich unterschiedlichen Simulationsergebnissen. Beim Druckniveau vor Turbine entsteht ein offensichtlicher Nachteil. Dieser ist auf die klare Unterschätzung der isentropen Verdichterwirkungsgrade bei hohen Turboladerdrehzahlen im Rahmen der adiabaten TC-Berechnung mit *heißen* Turboladermessdaten zurückzuführen (vgl. **Abb. 5.4**). Diese Unterschätzung führt zu einem erhöhten Leistungsbedarf am Verdichter, der durch eine Verkleinerung des Turbinenquerschnitts respektive ein Schließen der VTG ausgeglichen wird. Somit entsteht insgesamt ein erhöhter Abgasgegendruck mit entsprechend gesteigerten Temperaturen nach Verdichter und vor Turbine. Da dieser Zusammenhang für beide Programme gleichermaßen feststellbar ist, kann die TC-Software als alleinige Ursache identifiziert werden.

Eine detaillierte Betrachtung des Verdichter-Wirkungsgradverhaltens folgt im Zusammenhang mit der Diskussion der mit *kalten* Turboladerkennfelddaten ermittelten Berechnungsergebnisse.

$\mathbf{n = 4000\ min^{-1}\ /\ p_{me} = 2\ bar}$

Abb. 6.4 vergleicht für den Teillastbetriebspunkt bei $n = 4000\ min^{-1}$ die Ergebnisse der adiabaten Berechnungsvarianten beider Programmpakete mit den Messwerten. Es ist grundsätzlich ein vergleichbares Verhalten wie beim vorangegangenen Voll-

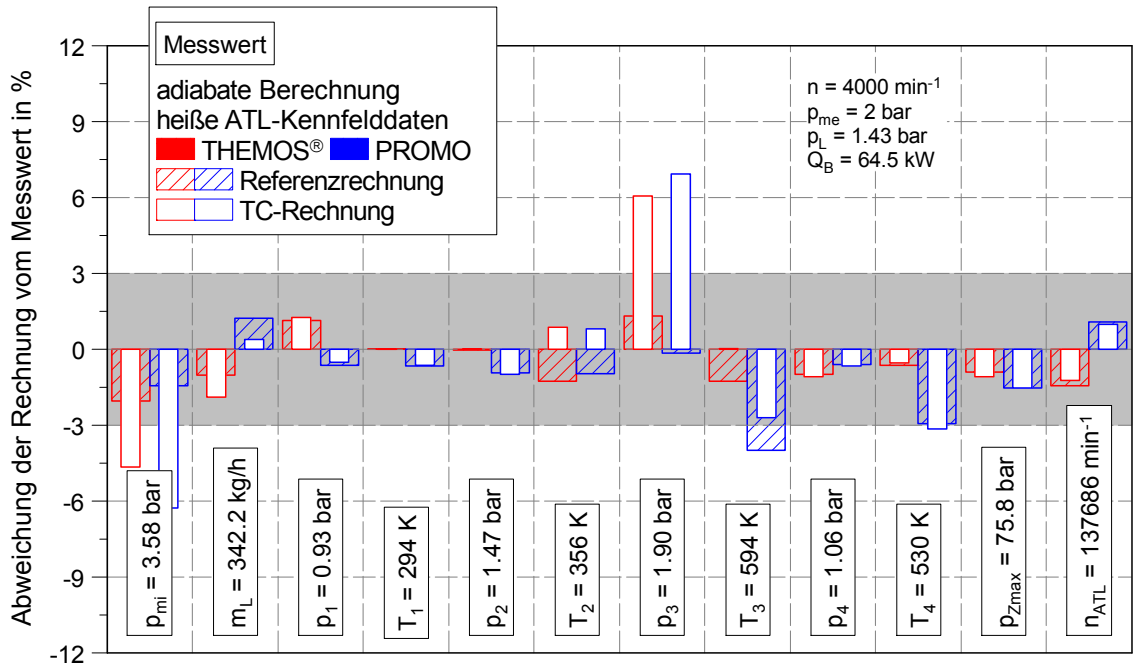

Abb. 6.4 Rechnungs-/Messungsvergleich der integralen Motorbetriebswerte für die adiabate Referenz- bzw. TC-Rechnung bei $n = 4000\ min^{-1}$/ $p_{me} = 2$ bar, *heiße* Turbolader-Kennfelddaten

lastbetriebspunkt bei $n = 2000\ min^{-1}$ festzustellen. Zu den bereits dargestellten Ursachen ergibt sich hier der zusätzliche Effekt, dass der erhöhte Abgasgegendruck

den schon auf geringem Niveau liegenden Motorlastpunkt weiter reduziert[6].

n = 4000 min^{-1} / Volllast

Abb. 6.5 stellt den abschließenden Vergleich zwischen adiabater Referenz- bzw. adiabater TC-Rechnung und den Messergebnissen für den Nennleistungspunkt des Motors bei Verwendung *heißer* Messdaten zum Abgasturbolader dar. Insgesamt betrachtet ergeben sich gute, innerhalb des Toleranzbandes liegende Übereinstimmungen, wenngleich auch hier die bei den vorangegangenen Motorbetriebspunkten diskutierten Zusammenhänge auftreten. Aufgrund der hohen Motorlast treten diese jedoch zunehmend in den Hintergrund.

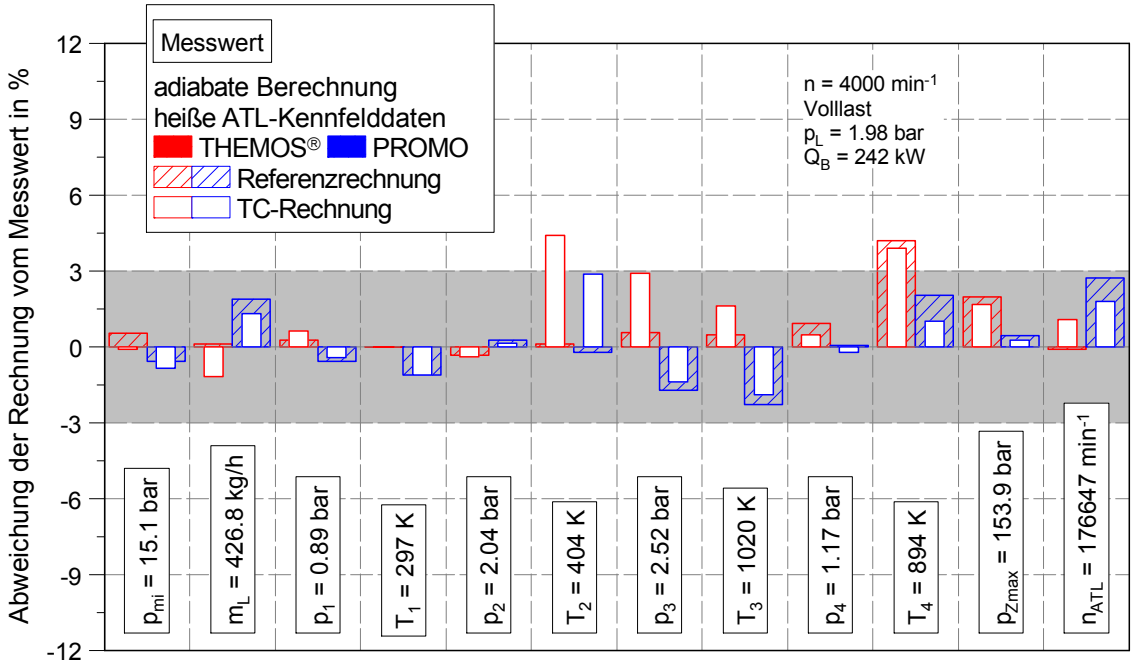

Abb. 6.5 Rechnungs-/Messungsvergleich der integralen Motorbetriebswerte für die adiabate Referenz- bzw. TC-Rechnung bei n = 4000 min^{-1}/ Volllast, *heiße* Turbolader-Kennfelddaten

6.2.2 Verwendung *kalter* Turbolader-Kennfelddaten

Die Verifikation des adiabaten Teilansatzes der TC-Software wird nachfolgend um jene Rechnungs-/Messungsvergleiche erweitert, die unter Zuhilfenahme *kalter* Turboladermessdaten[7] entstanden sind. Neben den Diagrammen zu den mittleren Motorbetriebswerten kommen wieder Verdichterkennfelddarstellungen mit dem zeitlich aufgelösten Durchsatz- und Wirkungsgradverhalten zum Einsatz. Der dabei abfallende Vergleich der *heißen* gegenüber der *kalten* TC-Rechnung liefert Aussagen

[6] Es sei an die Randbedingung erinnert, dass die eingebrachte Brennstoffenergie in Form des Brennverlaufs konstant bleibt.

[7] An der Turbine bleibt es wiederum bei der schon bekannten Datenbasis.

darüber, inwieweit die TC-Software im Zusammenwirken mit dem jeweiligen Simulationsprogramm den Einfluss der verschiedenen Turboladerdaten korrekt abbildet.

n = 2000 min^{-1} / p_{me} = 2 bar

Abb. 6.6 präsentiert den Rechnungs-/Messungsvergleich für den Teillastbetriebspunkt bei n = 2000 min^{-1} für THEMOS® und PROMO bei Verwendung *kalter* Turboladermessdaten. Die adiabaten Berechnungen der jeweiligen Programmpakete zeigen ein vergleichbares Verhalten wie es bereits bei den Ergebnissen mit *heißen* Messdaten dargestellt wurde. So gleichen sich auch hier die Simulationsergebnisse einander an: die berechneten Werte zur Turboladerdrehzahl n_{ATL} werden in die jeweils notwendige Richtung verbessert, der Abgasgegendruck p_3 wird, im Gegensatz zu den *heißen* Berechnungen (vgl. **Abb. 6.2**), für beide Programme auf das diesmal richtige Niveau korrigiert.

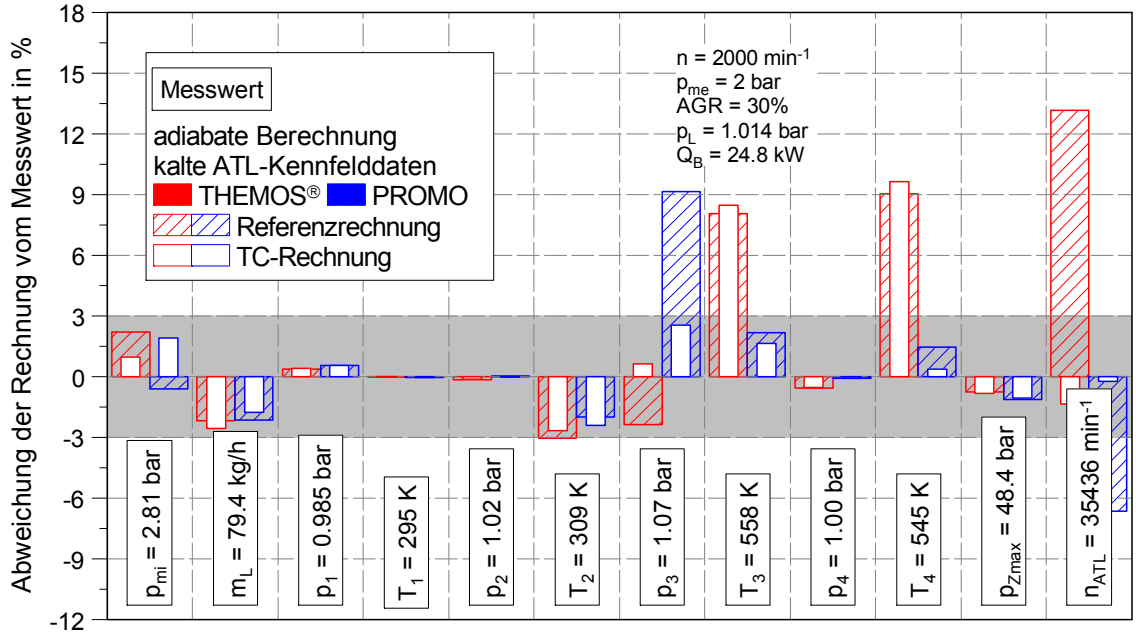

Abb. 6.6 Rechnungs-/Messungsvergleich der integralen Motorbetriebswerte für die adiabate Referenz- bzw. TC-Rechnung bei n = 2000 min^{-1}/ p_{me} = 2 bar, *kalte* Turbolader-Kennfelddaten

Ursache dieser Verbesserungen im Gegendruck ist das erhöhte Verdichterwirkungsgradniveau, das durch die Verwendung *kalter* Messdaten erzielt werden konnte (vgl. **Abb. 6.7**). In der Folge führt auch hier diese Wirkungsgradsteigerung zu der bereits dargestellten Korrektur der VTG-Position der Turbine. Die Wirkungsgradverschiebung wird von beiden Programmsystemen in gleich guter Qualität wiedergegeben. Gleichzeitig entstehen insgesamt für alle Verläufe nahezu deckungsgleiche Kennlinien. Dies resultiert aus der Verwendung einer identischen Turboladermodellierung für beide Simulationsprogramme.

Das zeitlich aufgelöste Verdichter-Durchsatzverhalten in **Abb. 6.7** veranschaulicht

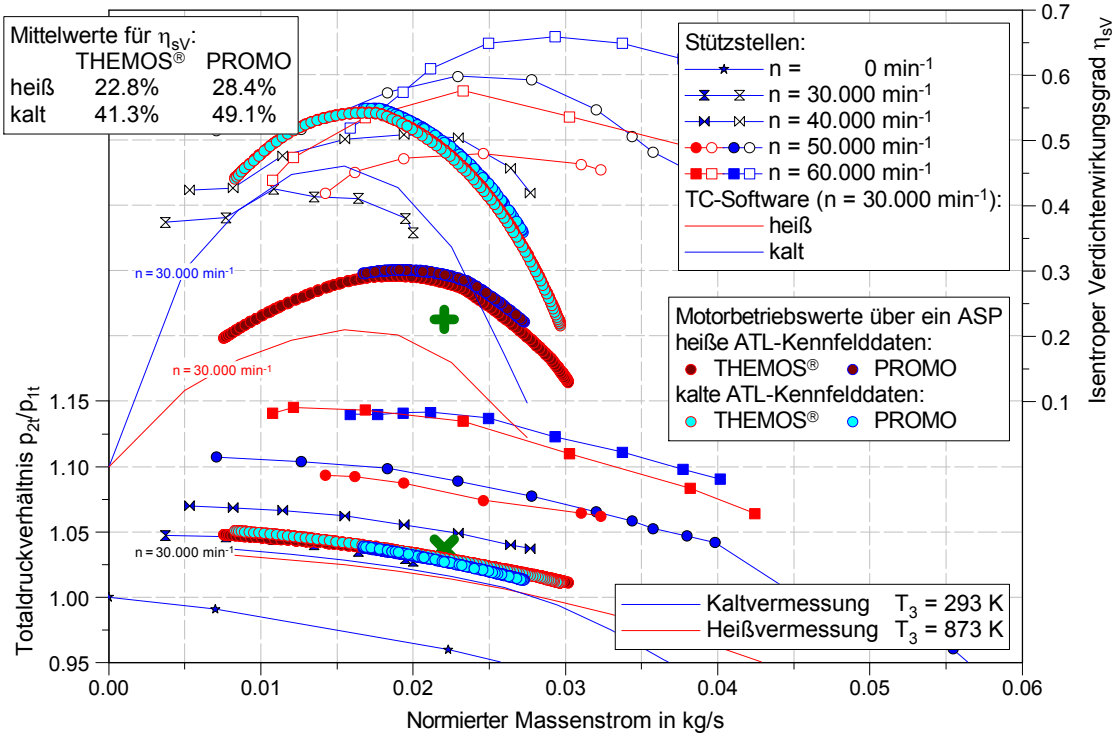

Abb. 6.7 Vergleich des Motorbetriebsverhaltens im Verdichterkennfeld während eines Arbeitsspiels für die adiabate TC-Rechnung unter THEMOS® und PROMO bei n = 2000 min^{-1}/ p_{me} = 2 bar, *heiße* und *kalte* Turbolader-Kennfelddaten

den Grund der Korrekturen auf die berechneten Turboladerdrehzahlen. Während sich in den zugehörigen Referenzrechnungen (vgl. **Abb. 4.15**) unterschiedliche Drehzahlen aufgrund verschiedener Extrapolationsalgorithmen ergaben, entstehen im vorliegenden Fall deckungsgleiche Verläufe, die durch identische Berechnungsverfahren generiert wurden.

n = 2000 min^{-1} / Volllast

Den analogen Vergleich zwischen den adiabaten Berechnungen mit THEMOS® und PROMO und den Messergebnissen für den Volllastbetriebspunkt bei n = 2000 min^{-1} zeigt **Abb. 6.8**. Unter Nutzung *kalter* Messdaten zum Turbolader konnten in jeglicher Hinsicht gute Ergebnisse dargestellt werden. Die deutlichen Verbesserungen hinsichtlich des Abgasgegendrucks p_3 im Vergleich zu den Berechnungen mit *heißen* Messwerten sind auch hier für beide Programme aufgrund der verbesserten Darstellung der isentropen Verdichterwirkungsgrade η_{sV} (vgl. **Abb. 5.6** und **Abb. 6.9**) erreicht worden. Der mittlere Wirkungsgradwert steigt im vorliegenden Fall um nahezu zehn Prozentpunkte.

Bei der Verifikation der adiabaten TC-Software als stand-alone-Programm musste bereits festgestellt werden, dass die Nachrechnung der Verdichterwirkungsgrade auf der Basis *heißer* Messwerte zu großen Ungenauigkeiten geführt hat (vgl. **Ab-**

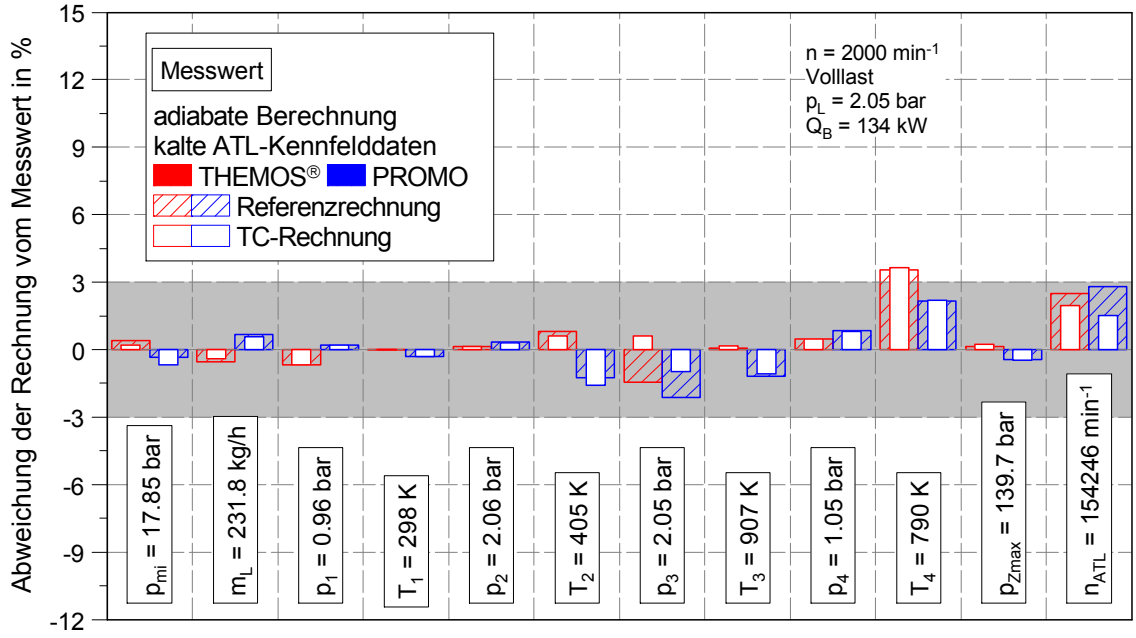

Abb. 6.8 Rechnungs-/Messungsvergleich der integralen Motorbetriebswerte für die adiabate Referenz- bzw. TC-Rechnung bei n = 2000 min^{-1}/ Volllast, *kalte* Turbolader-Kennfelddaten

schn. 5.2). Die entsprechende *kalte* stand-alone-Berechnung konnte die Messwerte passender wiedergeben, so dass die *kalte* Motorrechnung auch zu einem besseren Ergebnis führen muss.

n = 4000 min^{-1} / p_{me} = 2 bar und Volllast

Die verbliebenen beiden Rechnungs-/Messungsvergleiche bei n = 4000 min^{-1} zeigen **Abb. 6.10** für den Teillastbetriebspunkt und **Abb. 6.12** für den Nennleistungspunkt des Motors. Die Ergebnisse der adiabaten TC-Rechnungen entsprechen für beide Betriebspunkte grundsätzlich denen der zugehörigen Referenzrechnungen, so dass insgesamt eine gute Simulationsqualität entsteht. Die zu den vorangegangenen Betriebspunkten dargestellten Unterschiede zwischen *heißer* und *kalter* Messdatenbasis gelten hier entsprechend.

Während beim Teillastpunkt der Druck vor Turbine nach unten korrigiert werden konnte und damit auch die Motorlast angepasst wurde (vgl. **Abb. 6.11**), ergeben sich am Volllastpunkt für die THEMOS®-Rechnung leichte Verschiebungen bei der Temperatur nach Verdichter T_2, dem Druck vor Turbine p_3 und der Turboladerdrehzahl n_{ATL}. Diese Volllastunterschiede sind darauf zurückzuführen, dass der Verdichterwirkungsgrad η_{sV} sowohl im *heißen*, insbesondere aber auch im *kalten* Referenzfall höhere Werte annahm, als dies für die entsprechenden adiabaten TC-Rechnungen geschah (vgl. **Abb. 6.13**).

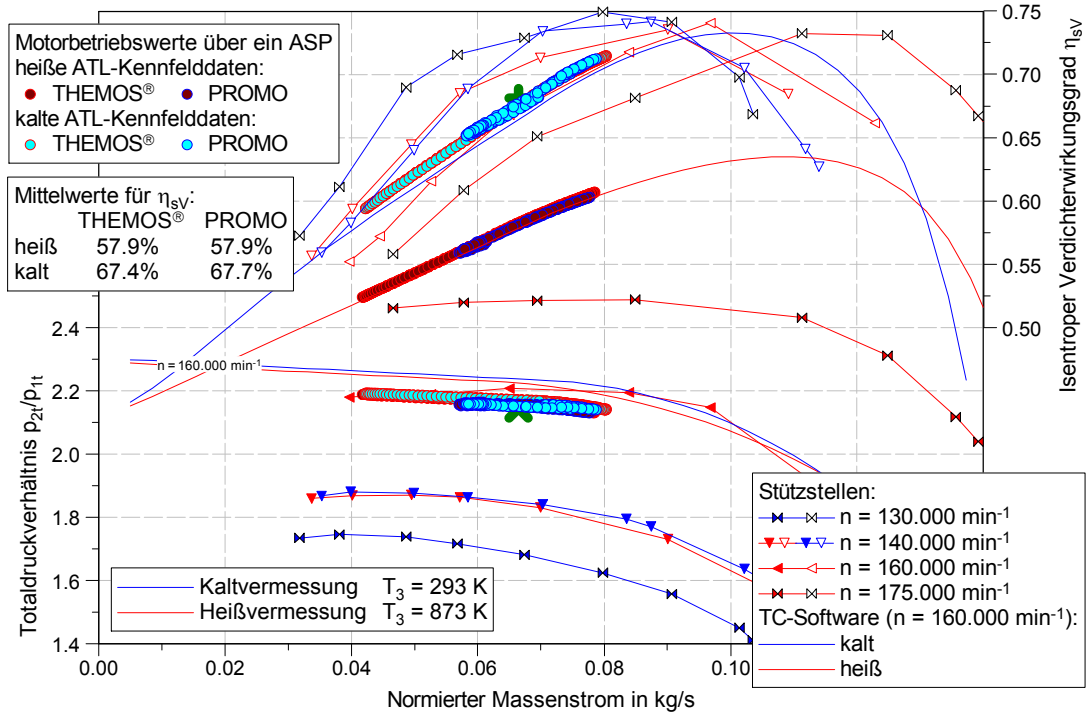

Abb. 6.9 Vergleich des Motorbetriebsverhaltens im Verdichterkennfeld während eines Arbeitsspiels für die adiabate TC-Rechnung unter THEMOS® und PROMO bei n = 2000 min^{-1}/ Volllast, *heiße* und *kalte* Turbolader-Kennfelddaten

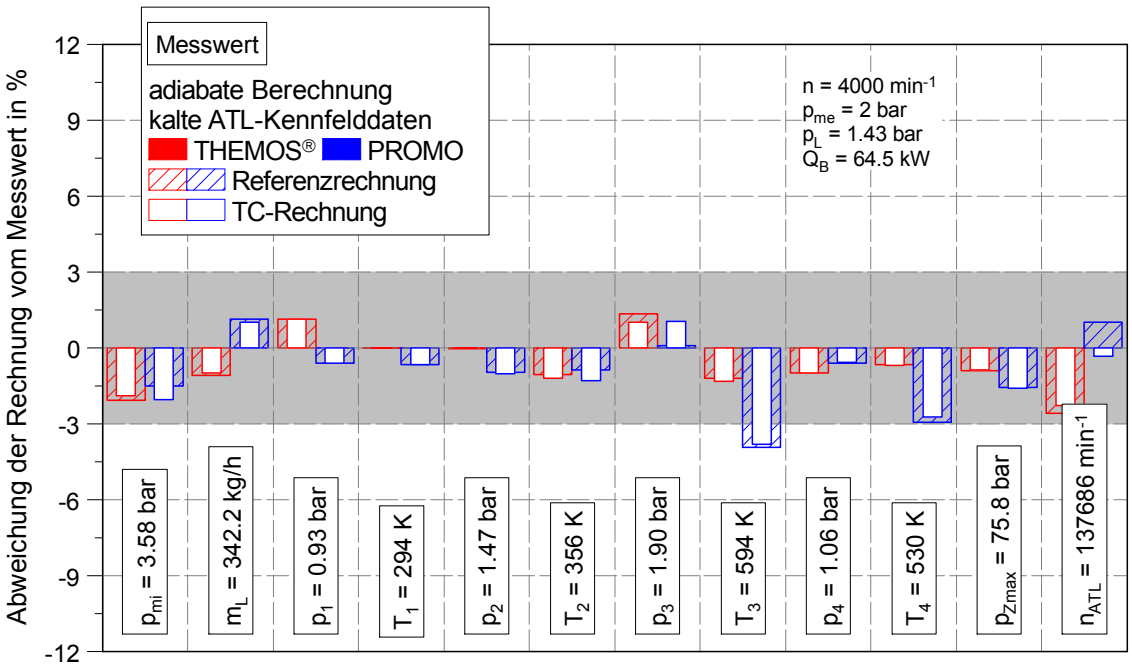

Abb. 6.10 Rechnungs-/Messungsvergleich der integralen Motorbetriebswerte für die adiabate Referenz- bzw. TC-Rechnung bei n = 4000 min^{-1}/ p_{me} = 2 bar, *kalte* Turbolader-Kennfelddaten

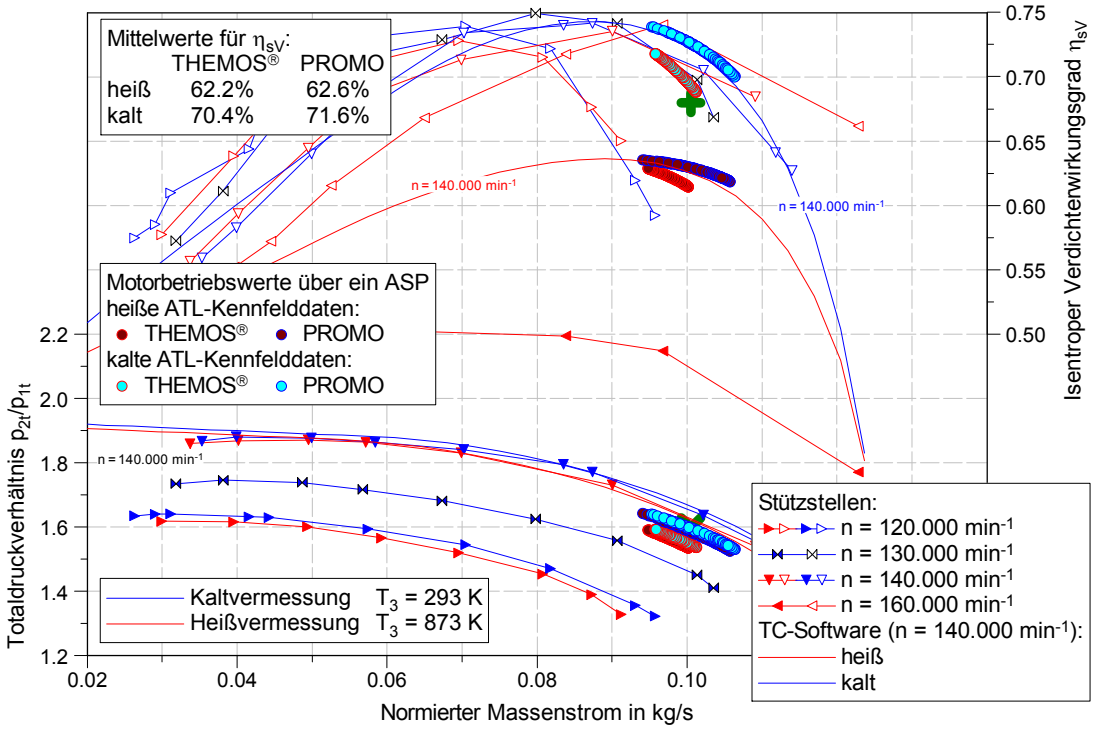

Abb. 6.11 Vergleich des Motorbetriebsverhaltens im Verdichterkennfeld während eines Arbeitsspiels für die adiabate TC-Rechnung unter THEMOS® und PROMO bei n = 4000 min^{-1}/ p_{me} = 2 bar, *heiße* und *kalte* Turbolader-Kennfelddaten

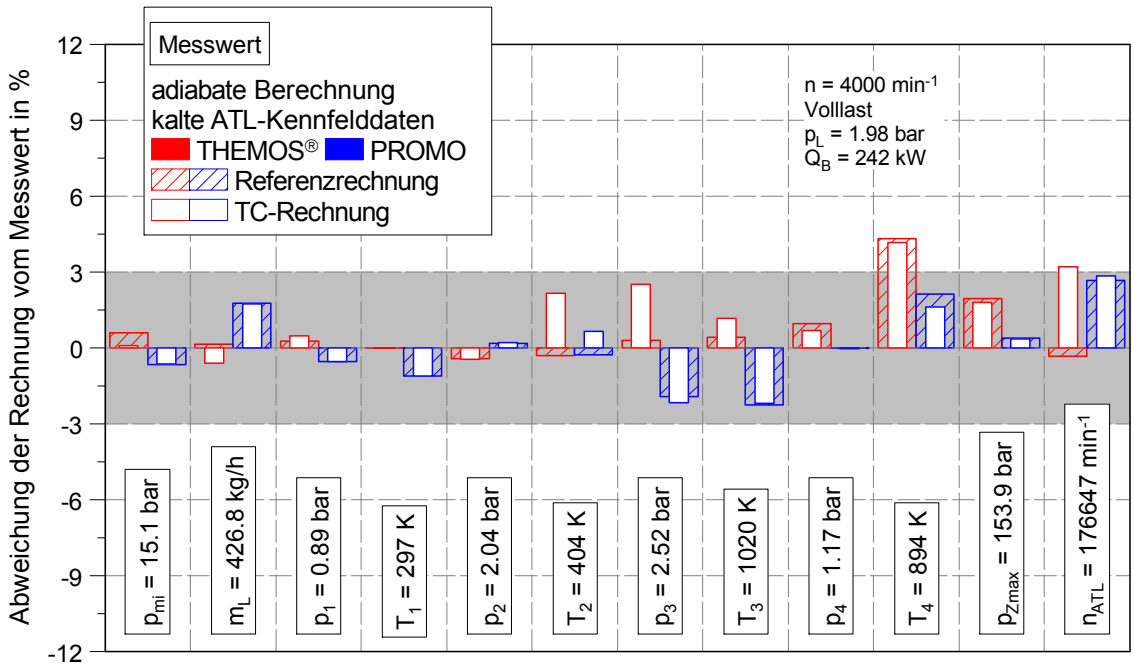

Abb. 6.12 Rechnungs-/Messungsvergleich der integralen Motorbetriebswerte für die adiabate Referenz- bzw. TC-Rechnung bei n = 4000 min^{-1}/ Volllast, *kalte* Turbolader-Kennfelddaten

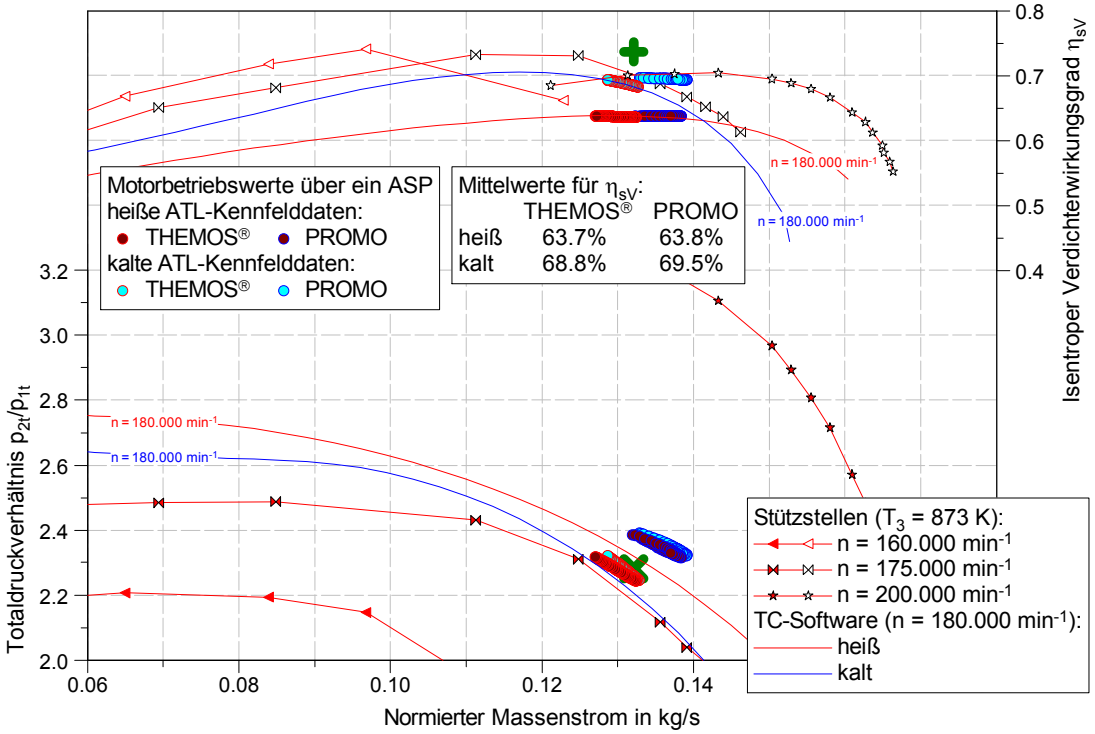

Abb. 6.13 Vergleich des Motorbetriebsverhaltens im Verdichterkennfeld während eines Arbeitsspiels für die adiabate TC-Rechnung unter THEMOS® und PROMO bei n = 4000 min^{-1}/ Volllast, *heiße* und *kalte* Turbolader-Kennfelddaten

6.3 Rechnungs-/Rechnungsvergleiche zum diabaten Ansatz der TC-Software

6.3.1 Allgemeines

Der nachfolgende Abschnitt widmet sich der Bewertung des diabaten TC-Ansatzes in Anwendung mit der Motorprozess-Simulation. Dazu werden die Simulationsergebnisse der diabaten TC-Rechnung mit denen der adiabaten analog zu den bisherigen Darstellungen in prozentualer Abweichung verglichen. Dadurch entsteht die Möglichkeit, beim Übergang vom adiabaten zum diabaten TC-Ansatz die direkten Auswirkungen auf die Rechenergebnisse quantifizieren zu können. Ein Vergleich mit Messwerten würde auch all jene Fehler[8] berücksichtigen, die nicht nur die Turboladermodellierung betreffen, so dass keine eindeutigen Aussagen zur Leistungsfähigkeit des diabaten Modells formuliert werden könnten. Dieser Vergleich mit Messwerten, der für eine ganzheitliche Bewertung dennoch erforderlich ist, folgt in **Abschn. 6.4**.

Für die Rechnungs-/Rechnungsvergleiche werden der diabaten Rechnung ebenfalls, in Analogie zur adiabaten Modellverifikation, einmal die *heißen* und einmal die *kalten* Turboladermessdaten vorgegeben. In Abhängigkeit dieser Datenbasis und der ak-

[8] betrifft vor allem das Motormodell und den grundsätzlichen Berechnungsansatz des Simulationsprogramms

tuellen Abgastemperatur T_3 des betrachteten Motorbetriebspunktes, wird ein mehr oder weniger großer Wärmestrom die Zustandsgrößen im Verdichter beeinflussen. Die Zustandsänderung zwischen Verdichtereintritt und -austritt wird im Rahmen der diabaten Betrachtung durch den (isentropen) diabaten Wirkungsgrad $\eta_{sV,dia}$ bewertet. Der (isentrope) Leistungswirkungsgrad $\eta_{sV,heat}$ beschreibt demgegenüber die aerodynamische Güte des Verdichters.

Der isentrope Verdichterwirkungsgrad η_{sV} der adiabaten Rechnung, der sowohl die Zustandsänderung als auch die Aerodynamik beschreibt, wird für den diabaten Ansatz demnach in zwei Einzelwirkungsgrade aufgeteilt, die separat diese beiden Verdichtereigenschaften bewerten. Für den Fall, dass die adiabate Berechnung mit Hilfe der Wirkungsgrade $\eta_{sV,dia}$ und $\eta_{sV,heat}$ charakterisiert werden muss, gilt folgender Zusammenhang:

adiabate TC-Rechnung: $\eta_{sV,dia} = \eta_{sV,heat} = \eta_{sV}$

diabate TC-Rechnung: $\eta_{sV,dia} \neq \eta_{sV,heat}$

Dieser Zusammenhang der Wirkungsgrade gilt analog auch auf der Turbinenseite. Auf eine weitere Betrachtung der Turbinenwirkungsgrade $\eta_{T,dia}$ und $\eta_{T,heat}$ wird insgesamt jedoch weitestgehend verzichtet, da sie lediglich eine Korrektur in dem Maße erfahren, wie die im Rahmen der diabaten TC-Rechnung veränderten Verdichterwirkungsgrade dies nötig machten (vgl. **Abschn. 5.1.3** und **Abschn. 5.1.4**).

6.3.2 $\mathbf{n = 2000\ min^{-1}}$ / $\mathbf{p_{me} = 2\ bar}$

Abb. 6.14 stellt den Vergleich der adiabaten mit der diabaten TC-Rechnung für THEMOS® und PROMO für den Teillastbetriebspunkt bei n = 2000 min^{-1} dar. Die diabaten Berechnungen auf Basis *kalter* Kennfelddaten zeigen im Vergleich zu den Berechnungen mit der *heißen* Datenbasis größere Abweichungen bezogen auf die jeweils zugehörige adiabate Rechnung. Als Grund für die Unterschiede lassen sich mehrere Sachverhalte formulieren.

Als wesentlicher Einflussparameter muss zunächst die Turbineneintrittstemperatur betrachtet werden. Für den vorliegenden Motorbetriebspunkt liegt sie bei $T_3 \approx 560$ K, also zwischen den Extremwerten für die heiße Turboladerkennfeldvermessung ($T_3 = 873$ K) und denen der Kaltvermessung ($T_3 = 293$ K). In der Folge führt dies zu einer Korrektur der Verdichterwirkungsgrade.

Ausgehend vom isentropen Wirkungsgrad η_{sV} der adiabaten, auf *heißen* Turboladermessdaten basierenden TC-Rechnung werden sowohl $\eta_{sV,dia}$ als auch $\eta_{sV,heat}$ für die diabate Betrachtung nach oben berichtigt (vgl. **Abb. 6.15**, linkes Diagramm, schraffierte Balken).

Die Erhöhung von $\eta_{sV,dia}$ ist insofern korrekt, als der Verdichter im vorliegenden Motorbetriebspunkt bei einer deutlich geringeren Turbineneintrittstemperatur arbeitet, als es bei der Erstellung der Messdaten der Fall war. Somit wird die Zustandsänderung am Verdichter durch eine weniger heiße Turbinenanströmung, verbunden mit entsprechend geringeren Wärmeströmen, beeinflusst.

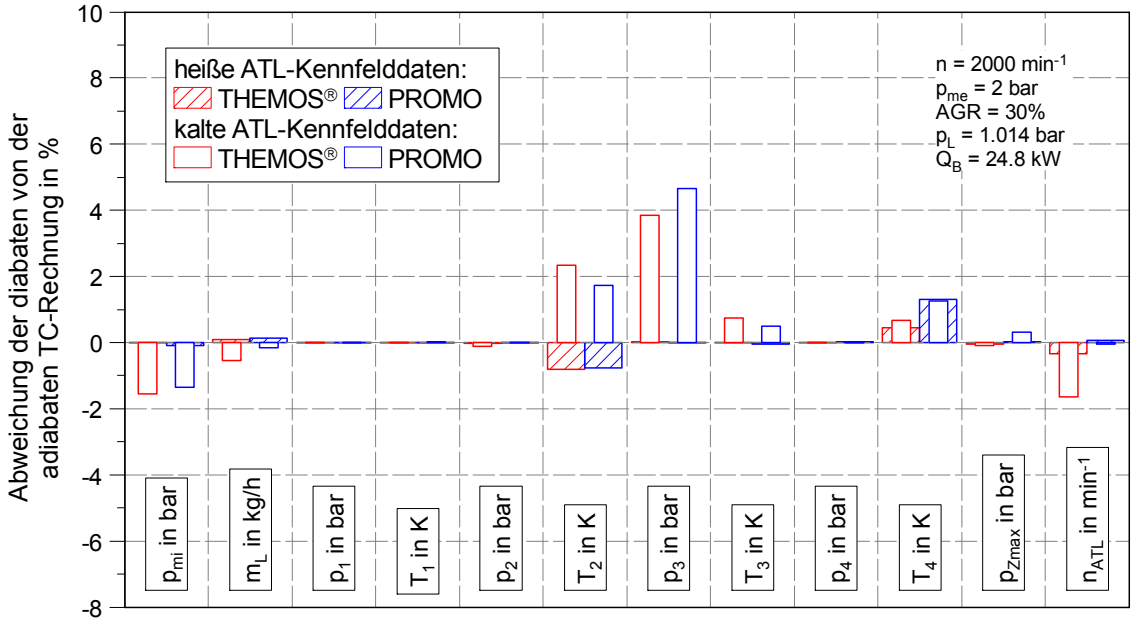

Abb. 6.14 Rechnungs-/Rechnungsvergleich der integralen Motorbetriebswerte für die adiabate bzw. diabate TC-Rechnung bei n = 2000 min^{-1}/ p_{me} = 2 bar

Auch die Steigerung von $\eta_{sV,heat}$ war zu erwarten, da dieser Wirkungsgrad lediglich die aerodynamische Qualität des Verdichtungsprozesses, losgelöst von eventuellen Wärmeleitungseffekten, beschreibt. Diese sind nachweislich für die betrachtete *Heißrechnung* im vorliegenden Kennfeldbereich maximal. Da $\eta_{sV,heat}$ unter ähnlichen Bedingungen entsteht, wie sie auch während der Kaltvermessung vorliegen, erfährt dieser Wirkungsgrad eine deutlich stärkere Korrektur als $\eta_{sV,dia}$.

Jene diabaten TC-Rechnungen, die auf der Grundlage *kalter* Messdaten angestellt wurden, zeigen ein leicht verändertes Verhalten. Ausgehend von η_{sV} der adiabaten Rechnung fällt der diabate Wirkungsgrad $\eta_{sV,dia}$, während der Leistungswirkungsgrad $\eta_{sV,heat}$ steigt (vgl. **Abb. 6.15**, linkes Diagramm, nicht schraffierte Balken). Hintergrund ist hier wieder die Turbineneintrittstemperatur.

$\eta_{sV,dia}$ bewertet die Zustandsänderung des Verdichters bei einer erhöhten Turbineneintrittstemperatur T_3 im Vergleich zur Temperatur der vorgegebenen Datenbasis. Daher muss sich ein kleinerer Wert für $\eta_{sV,dia}$ ergeben. Für $\eta_{sV,heat}$ stellen sich demgegenüber jedoch identische Bedingungen ein. Sowohl die Leistungswirkungsgraddefinition als auch die vorgegebenen Messwerte sind frei von eventuellen Wärmeleitungseffekten. Dennoch kommt es zu einer $\eta_{sV,heat}$-Erhöhung, die auf eine Überbewertung der Leistungswirkungsgrade im Bereich geringer Turboladerdrehzahlen für den Fall der Kaltvermessung (vgl. **Abb. 5.7**) zurückzuführen ist.

Als Grund für die vorhandenen Unterschiede zwischen den diabaten Berechnungen auf Basis *kalter* Kennfelddaten im Vergleich zu denen mit den *heißen* Kennfelddaten muss des Weiteren die VTG-Stellung der Turbine gesehen werden.

Bei den adiabaten *Heißrechnungen* stellen sich für beide Programmsysteme ver-

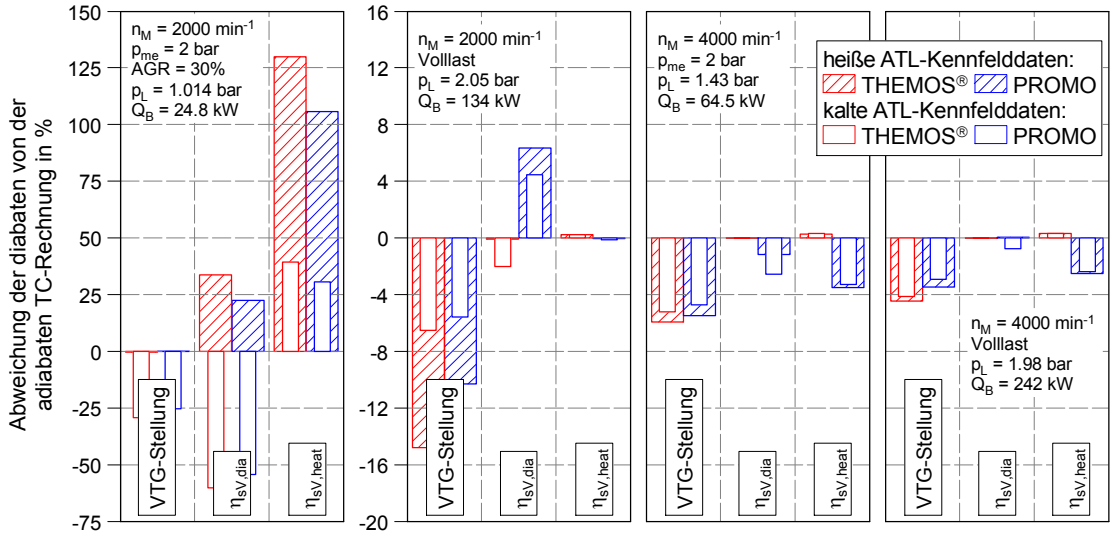

Abb. 6.15 Veränderung der VTG-Stellung und der Verdichterwirkungsgrade beim Übergang von der adiabaten zur diabaten TC-Rechnung für alle vier Motorbetriebspunkte

gleichbare VTG-Positionen im Bereich um 35%[9] ein. Beim Übergang zur diabaten *Heißrechnung* entsteht, wie dargestellt, eine positive Korrektur des Verdichterleistungswirkungsgrads $\eta_{sV,heat}$, so dass die Leistungsaufnahme am Verdicher sinkt. Bei sonst konstanter Turbinenleistung wäre ein Öffnen des Turbinenleitapparats die Folge. Im Rahmen der diabaten Berechnung wird jedoch auch der Turbinenleistungswirkungsgrad $\eta_{T,heat}$ entsprechend korrigiert, so dass eine geringere Nutzleistung an der Turbine abgegeben wird. Somit bleibt es schließlich bei der ursprünglich berechneten VTG-Stellung.

Für die adiabate *Kaltrechnung* hingegen ergeben sich VTG-Positionen im Bereich um 50%. Ursache ist der hohe isentrope Wirkungsgrad des Verdichters η_{sV}, der aus den Messwerten der kalten Turboladerkennfeldvermessung extrahiert wurde. Die diabate *Kaltrechnung* ergab, wie berichtet, überbewertete Verdichterleistungswirkungsgrade, was im ersten Schritt zu einer Erweiterung des Turbinenquerschnitts führt. Da jedoch der Turbinenbestwirkungsgrad, ausgehend von der 50%-Stellung, mit zunehmender VTG-Position fällt (vgl. **Abb. 3.12**), reduzieren dieser Effekt und die Korrektur aus dem diabaten Turbinenansatz gleichermaßen den Leistungswirkungsgrad der Turbine. Die resultierende Turbinenleistung kann schließlich den Verdichterbedarf nicht mehr decken, so dass eine engere VTG-Stellung entsteht. Es ergibt sich die eingangs bei der adiabaten *Heißrechnung* eingestellte 35%-Position.

6.3.3 n = 2000 min^{-1} / Volllast

Den Vergleich zwischen adiabater und diabater TC-Rechnung für THEMOS® und PROMO am Volllastbetriebspunkt bei n = 2000 min^{-1} zeigt **Abb. 6.16**. Sowohl die

[9] betrachtet sei ein Wertebereich zwischen 10% (engster Turbinenquerschnitt) und 100% (weitester Turbinenquerschnitt)

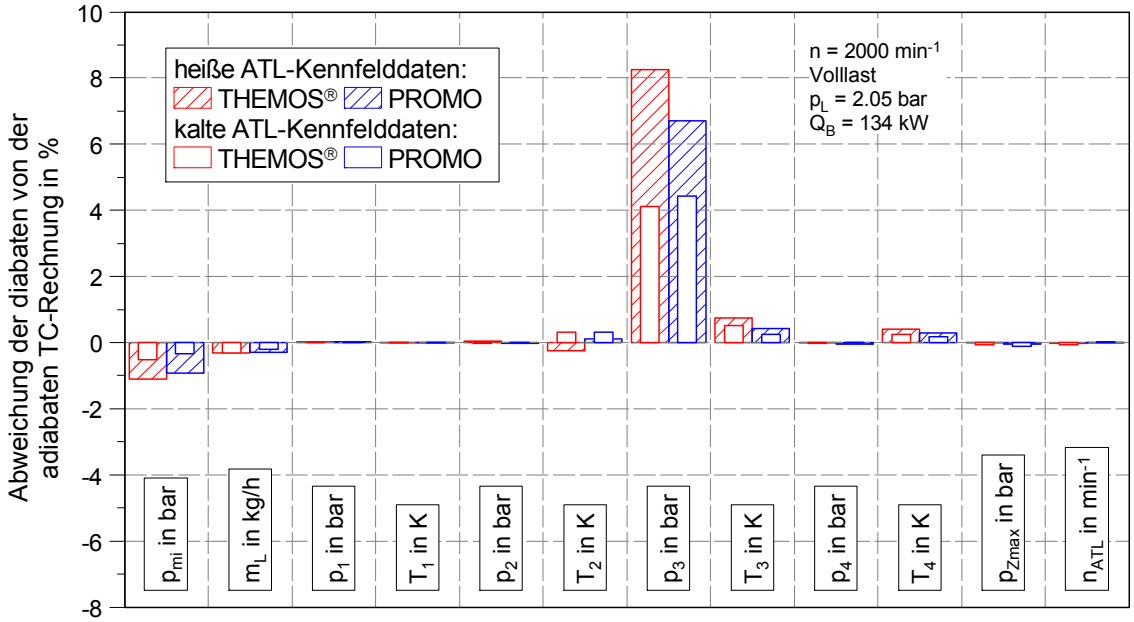

Abb. 6.16 Rechnungs-/Rechnungsvergleich der integralen Motorbetriebswerte für die adiabate bzw. diabate TC-Rechnung bei n = 2000 min^{-1}/ Volllast

heißen als auch die *kalten* Diabatrechnungen unterscheiden sich deutlich im Abgasgegendruck von den jeweiligen adiabaten Vergleichsrechnungen. Die Ursache hierfür liegt in engeren VTG-Positionen, die sich bei den diabaten Berechnungen einstellen (vgl. **Abb. 6.15**). Diese wiederum entstehen aus einer veränderten Leistungsbilanz am Turbolader.

Während der Verdichterleistungswirkungsgrad $\eta_{sV,heat}$ beim Übergang zur Diabatrechnung grundsätzlich konstant bleibt (vgl. **Abb. 6.15**), werden die Turbinenwirkungsgrade leicht negativ beeinflusst. **Tab. 6.1** verdeutlicht das Maß dieser Korrekturen.

Tab. 6.1 Veränderung der Turbinenwirkungsgrade in % beim Übergang von der adiabaten zur diabaten TC-Rechnung für n = 2000 min^{-1}/ Volllast

		THEMOS®		**PROMO**	
		adiabat	diabat	adiabat	diabat
heiß	$\eta_{T,dia}$	0.659	-6.1%	0.679	-9.7%
	$\eta_{T,heat}$		-7.9%		-4.7%
kalt	$\eta_{T,dia}$	0.656	-2.6%	0.668	-6.6%
	$\eta_{T,heat}$		-4.6%		+0.7%

Ausgehend vom Turbinenwirkungsgrad der adiabaten *Heißrechnung* wird ein Turbinenleistungswirkungsgrad der diabaten Betrachtung ermittelt, der um 7.9% (THEMOS®) bzw. 4.7% (PROMO) geringer ausfällt. Entsprechendes gilt für die

Berechnung mit *kalten* Messdaten. Eine Verengung des Turbinenquerschnitts kompensiert diese Wirkungsgradreduzierungen, so dass wieder eine ausgeglichene Leistungsbilanz am Turbolader entsteht.

6.3.4 n = 4000 min^{-1} / p$_{me}$ = 2 bar

Abb. 6.17 vergleicht die adiabate mit der diabaten TC-Rechnung für den Teillastbetriebspunkt bei n = 4000 min^{-1} für THEMOS® und PROMO. Alle vier Diabatrechnungen zeigen leichte Unterschiede im Abgasgegendruck und in der Motorlast. Auch hier lässt sich die Ursache an einer Reduzierung der Verdichter- und Turbinenwirkungsgrade und infolge dessen auch der Turbinenquerschnitte (vgl. **Abb. 6.15**) festmachen. Der Trend der Wirkungsgradkorrekturen ist mit dem zum zuvor betrachteten Betriebspunkt vergleichbar; er liegt jedoch hier nur auf etwa der Hälfte des Niveaus. Die resultierenden Abweichungen erlangen damit einen Bereich, der für Simulationswerkzeuge als zulässig betrachtet werden kann.

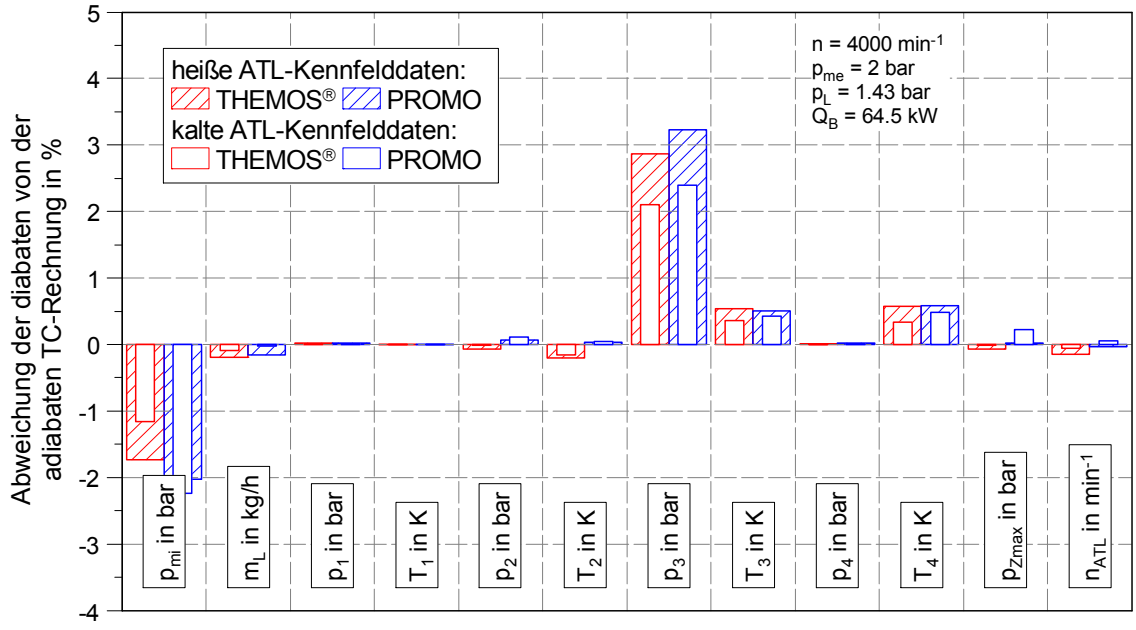

Abb. 6.17 Rechnungs-/Rechnungsvergleich der integralen Motorbetriebswerte für die adiabate bzw. diabate TC-Rechnung bei n = 4000 min^{-1}/ p$_{me}$ = 2 bar

6.3.5 n = 4000 min^{-1} / Volllast

Den noch zu diskutierenden Vergleich zwischen adiabater und diabater TC-Rechnung im Motornennleistungspunkt für THEMOS® und PROMO zeigt **Abb. 6.18**. Die diabaten Berechnungen neigen auch hier zu einem erhöhten Abgasgegendruck, die Unterschiede zu den Adiabatrechnungen liegen jedoch unter 2%. Die bei den vorangegangenen Betriebspunkten dargestellten Trends bei den Korrekturen der Wirkungsgrade und Turbinenquerschnitte werden fortgesetzt (vgl. **Abb. 6.15**).

Aufgrund der hohen Motorlast und der damit verbundenen hohen Massenströme verbleiben die Unterschiede jedoch auf einem vernachlässigbar geringen Niveau.

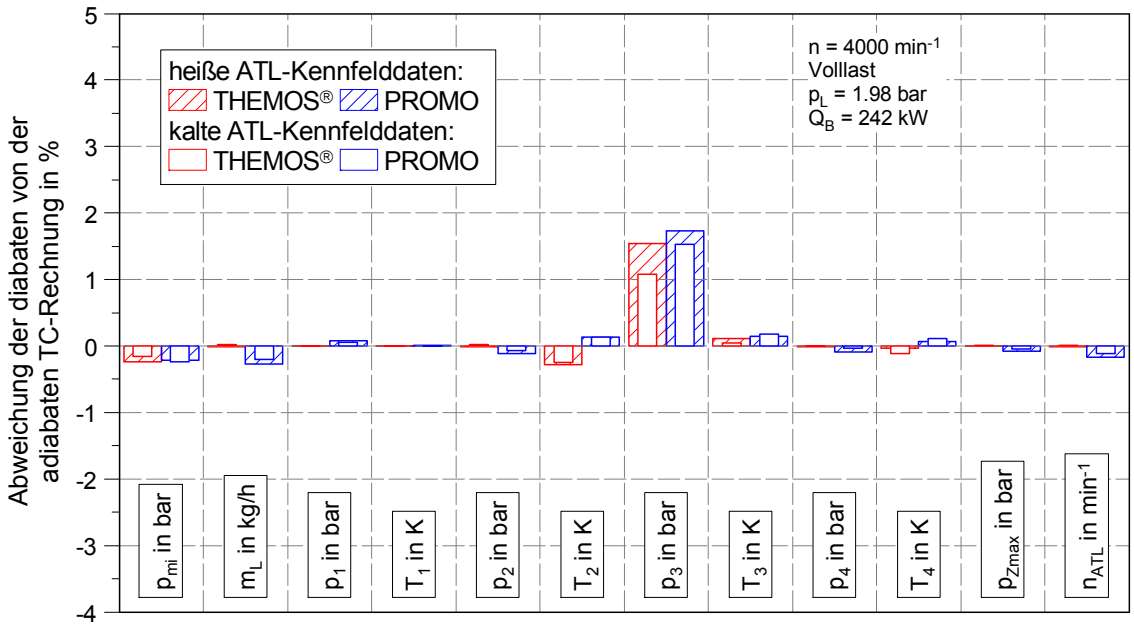

Abb. 6.18 Rechnungs-/Rechnungsvergleich der integralen Motorbetriebswerte für die adiabate bzw. diabate TC-Rechnung bei n = 4000 min^{-1}/ Volllast

Insgesamt betrachtet kann abschließend festgestellt werden, dass die diabate Turboladermodellierung in der Lage ist, jene Kennfeldbereiche, für die eine Korrektur der Wirkungsgrade aufgrund vorhandener Wärmeübertragungseffekte erforderlich wird, zu separieren und den gegebenen Randbedingungen anzupassen.

Für den Betriebsbereich oberhalb einer Turboladerdrehzahl n_{ATL} = 80.000 min^{-1} sind messtechnisch keine Wärmeflusseffekte am Turbolader erfassbar. Daher sollten alle betrachteten Motorbetriebspunkte, abgesehen von n = 2000 min^{-1}/ p_{me} = 2 bar, beim Übergang von der adiabaten zur diabaten TC-Betrachtung unbeeinflusst bleiben. Für die Betriebspunkte bei n = 4000 min^{-1} konnte das bis auf vernachlässigbare Unterschiede gezeigt werden. Eine Ausnahme bildet allerdings der Volllastbetriebspunkt bei n = 2000 min^{-1}. Die Unterbewertung der Turbinenwirkungsgrade im diabaten Berechnungsfall verbunden mit einem relativ geringen Massendurchsatz verursacht hier größere Abweichungen im Abgasgegendruck.

Beim Wechsel vom adiabaten zum diabaten TC-Ansatz konnten für den Teillastbetriebspunkt bei n = 2000 min^{-1} die Wirkungsgrade, sowohl verdichter- als auch turbinenseits, infolge der berücksichtigten Turboladerwärmeflüsse in die jeweils korrekte Richtung angepasst werden. Eine leichte Überbewertung des Leistungswirkungsgrads am Verdichter für die diabate *Kaltrechnung* verhindert hier ein nahezu perfektes Simulationsergebnis.

6.4 Rechnungs-/Messungsvergleiche zum diabaten Ansatz der TC-Software

6.4.1 Allgemeines

Abschließend werden beide Teilschritte aus **Abschn. 6.2** und **Abschn. 6.3** in ihrer Gesamtheit betrachtet, so dass eine Bewertung des diabaten Turboladermodells gegenüber seiner Ausgangssituation möglich wird. Dieser Vergleich mit Messwerten beinhaltet demnach einerseits den Übergang vom mathematisch zum physikalisch basierten Interpolations- und Extrapolationsvorgehen und andererseits auch den Wechsel von der adiabaten zur diabaten Modellierung. Die in den Einzelschritten dargestellten Zusammenhänge bleiben weiterhin gültig.

6.4.2 $n = 2000\ min^{-1}$ / $p_{me} = 2$ bar

Abb. 6.19 zeigt für beide Simulationsprogramme die mit *heißen* Kennfelddaten ermittelten Ergebnisse zur adiabaten Referenz- und zur diabaten TC-Rechnung jeweils im Vergleich zu den Messwerten für den Schwachlastbetriebspunkt bei $n = 2000\ min^{-1}$. Die Ergebnisse auf Basis *kalter* Daten stellt **Abb. 6.20** dar. Beide

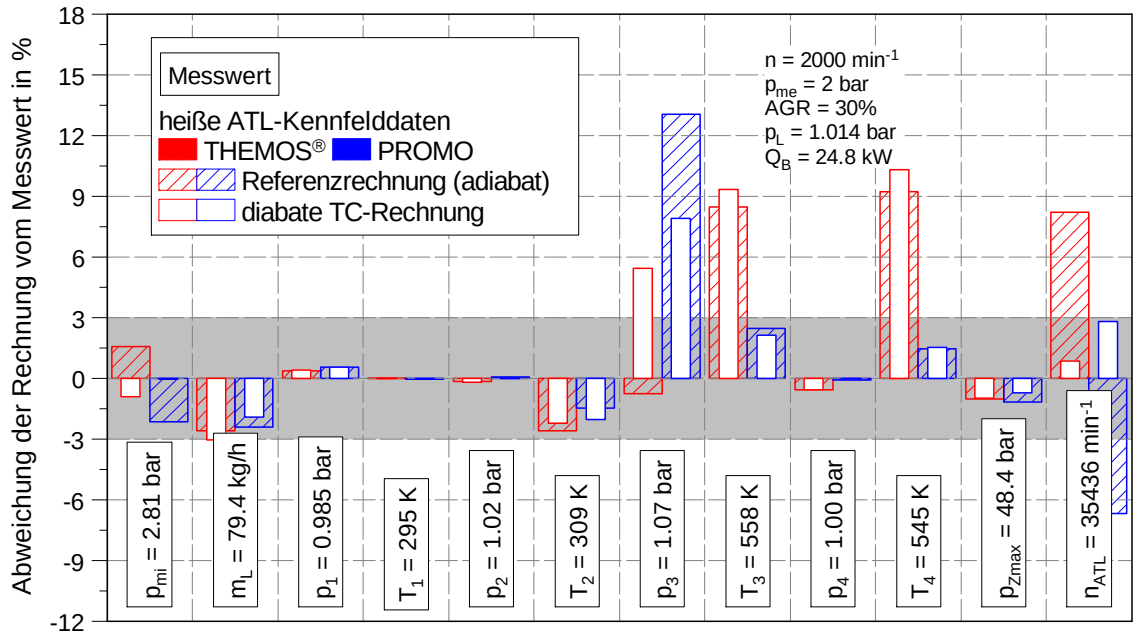

Abb. 6.19 Rechnungs-/Messungsvergleich der integralen Motorbetriebswerte für die adiabate Referenz- bzw. diabate TC-Rechnung bei $n = 2000\ min^{-1}$/ $p_{me} = 2$ bar, *heiße* Turbolader-Kennfelddaten

Vergleiche zeigen, wie bereits dargestellt, Verbesserungen hinsichtlich der Turboladerdrehzahl n_{ATL} und des Abgasgegendrucks p_3[10]. Wesentliche Ursache hierfür ist

[10] zumindest für das Programmsystem PROMO

der Übergang vom mathematischen zum physikalischen Modellansatz des Turboladers (vgl. **Abb. 6.2**, *heiße* Daten und **Abb. 6.6**, *kalte* Daten). Den Ergebnissen der *kalten* Berechnungen sind zusätzliche Effekte aufgrund der Anwendung des diabaten Turboladermodells (vgl. **Abb. 6.14**) überlagert, die zu einer Veränderung der Temperatur nach Verdichter T_2 im positiven und des Abgasgegendrucks p_3 im negativen Sinne führen.

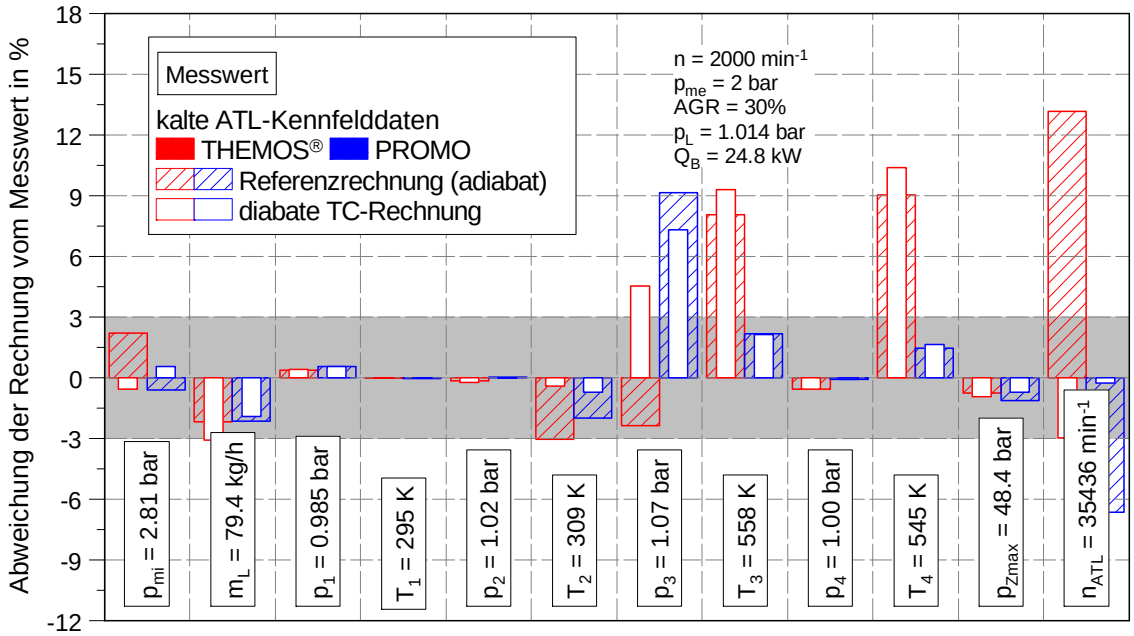

Abb. 6.20 Rechnungs-/Messungsvergleich der integralen Motorbetriebswerte für die adiabate Referenz- bzw. diabate TC-Rechnung bei n = 2000 min^{-1}/ p_{me} = 2 bar, *kalte* Turbolader-Kennfelddaten

6.4.3 n = 2000 min^{-1} / Volllast

Für den Volllastbetriebspunkt bei n = 2000 min^{-1} stellt **Abb. 6.21** die adiabaten Referenz- und die diabaten TC-Ergebnisse im Vergleich zu den Messwerten auf Basis *heißer* Kennfelddaten dar. Bei beiden Programmpaketen sind deutliche Nachteile beim Abgasgegendruck p_3 erkennbar. Diese entstehen zu einem Teil bereits beim Übergang zur physikalisch basierten Modellierung (vgl. **Abb. 6.3**) aufgrund einer Unterschätzung der isentropen Verdichterwirkungsgrade η_{sV}. Der restliche Teil der Abweichung ist auf die unterbewerteten Turbinenleistungswirkungsgrade $\eta_{T,heat}$ während des Wechsels zum diabaten Ansatz (vgl. **Abb. 6.16**) zurückzuführen.

Der analoge Vergleich für die *kalten* Turboladerkennfelddaten in **Abb. 6.22** zeigt insgesamt betrachtet keine wesentlichen Unterschiede zwischen der mathematisch motivierten Adiabatrechnung und der physikalisch basierten Diabatrechnung. Im ersten Teilschritt (vgl. **Abb. 6.8**) bleiben die Simulationsergebnisse unberührt, da nun der isentrope Verdichterwirkungsgrad η_{sV} auf seinem korrekten Niveau abgebildet wird. Im zweiten Verifikationsschritt (vgl. **Abb. 6.16**) ergeben sich auch für den

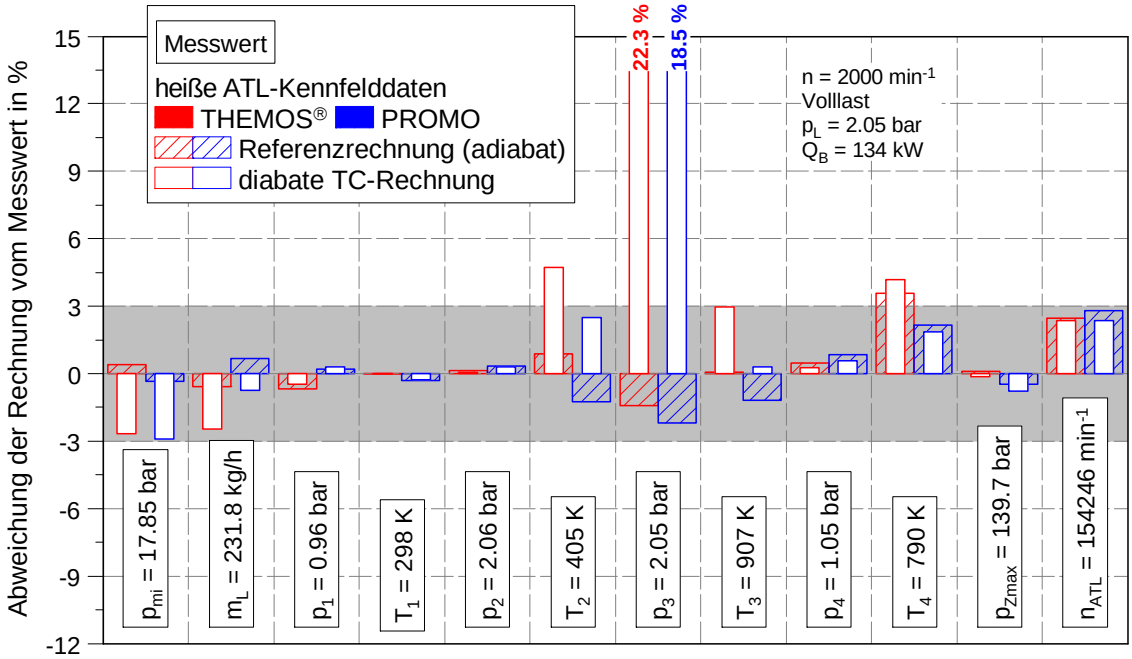

Abb. 6.21 Rechnungs-/Messungsvergleich der integralen Motorbetriebswerte für die adiabate Referenz- bzw. diabate TC-Rechnung bei n = 2000 min^{-1}/ Volllast, *heiße* Turbolader-Kennfelddaten

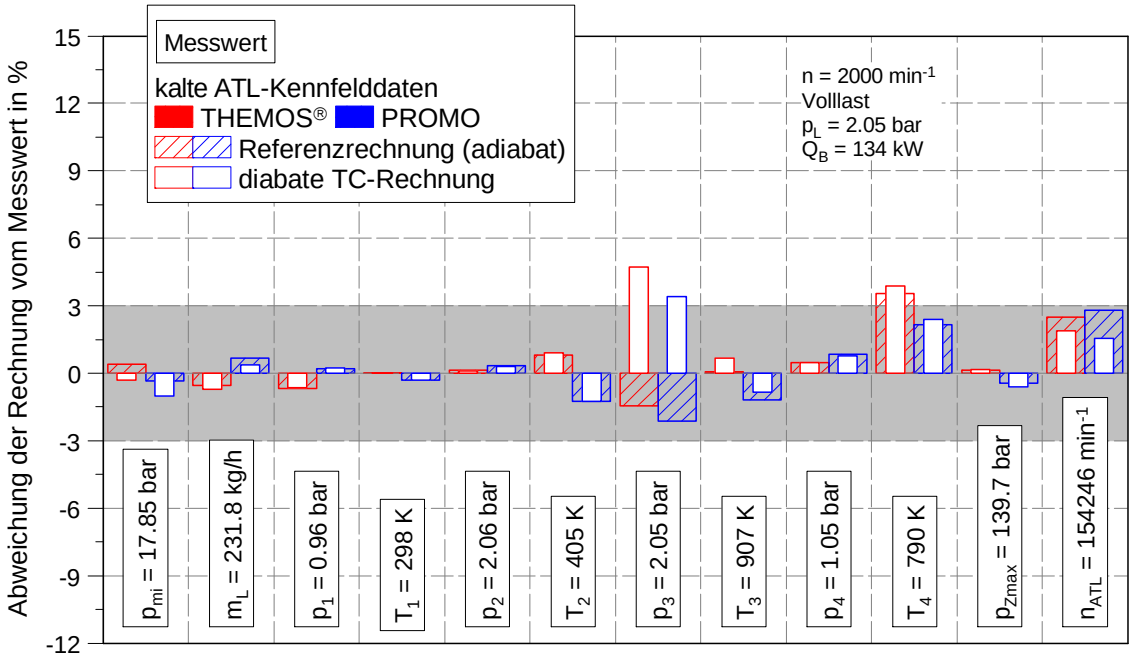

Abb. 6.22 Rechnungs-/Messungsvergleich der integralen Motorbetriebswerte für die adiabate Referenz- bzw. diabate TC-Rechnung bei n = 2000 min^{-1}/ Volllast, *kalte* Turbolader-Kennfelddaten

kalten Fall infolge der Unterbewertung der Turbinenleistungswirkungsgrade $\eta_{T,heat}$ Abweichungen beim Abgasgegendruck p_3, die aber insgesamt den Toleranzbereich der Simulationsergebnisse nur minimal überschreiten.

6.4.4 n = 4000 min^{-1} / p_{me} = 2 bar

Abb. 6.23 stellt die mit *heißen* Kennfelddaten ermittelten Ergebnisse zur adiabaten Referenz- und zur diabaten TC-Rechnung jeweils im Vergleich zu den Messwerten für den Teillastbetriebspunkt bei n = 4000 min^{-1} dar. Auch hier weicht der Abgasgegendruck p_3 für beide Programmpakete erheblich vom Messwert ab. Diese Abweichungen entstehen, wenn auch in abgeschwächter Form, durch vergleichbare Mechanismen wie schon beim vorangegangenen Betriebspunkt. Die im Rahmen der Modellverifikation vollzogenen Teilschritte (vgl. **Abb. 6.4** und **Abb. 6.17**) zeigen entsprechende Einzelunterschiede beim Abgasgegendruck p_3 und beim indizierten Mitteldruck p_{mi}, die schließlich in ihrer Gesamtheit die dargestellten Ergebnisse erzeugen.

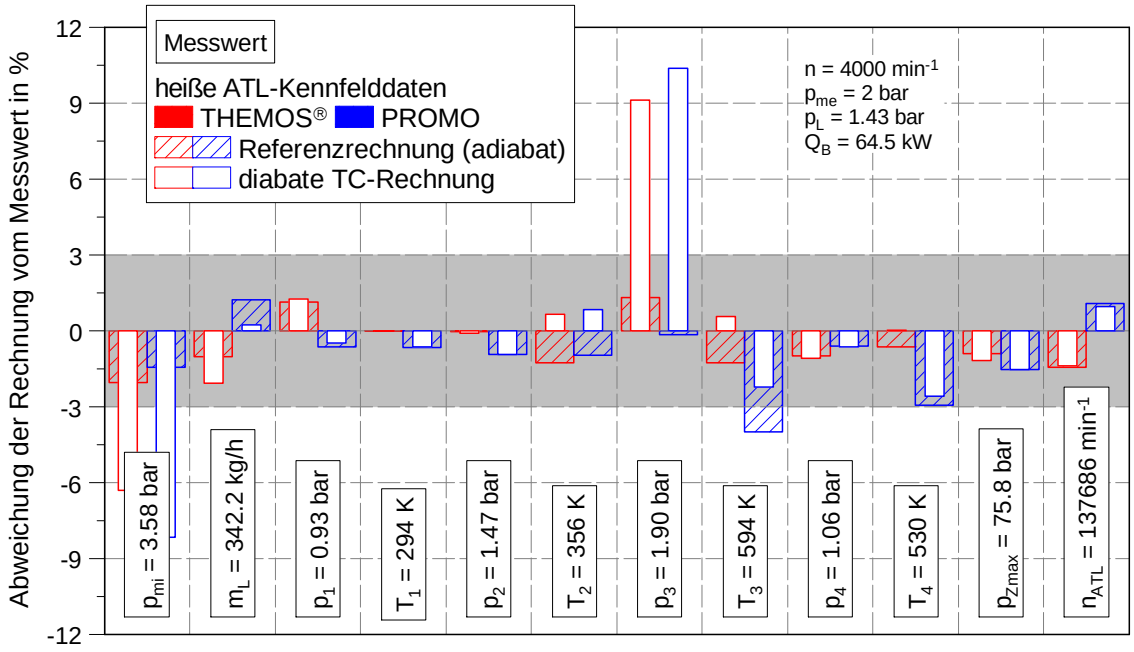

Abb. 6.23 Rechnungs-/Messungsvergleich der integralen Motorbetriebswerte für die adiabate Referenz- bzw. diabate TC-Rechnung bei n = 4000 min^{-1}/ p_{me} = 2 bar, *heiße* Turbolader-Kennfelddaten

Der Vergleich auf Basis *kalter* Kennfelddaten in **Abb. 6.24** zeigt demgegenüber gute Übereinstimmungen zwischen Messung und beiden Rechnungsvarianten. Auch hier ist eine Analogie zum vorher diskutierten Betriebspunkt herstellbar. Im ersten Teilschritt (vgl. **Abb. 6.10**) wird wieder der Abgasgegendruck p_3 durch einen verbessert abgebildeten isentropen Verdichterwirkungsgrad η_{sV} korrigiert. Beim Übergang zum diabaten Turboladermodell (vgl. **Abb. 6.17**) entstehen dann geringe Unterschiede beim Abgasgegendruck p_3 und infolgedessen auch beim indizierten Motorlastpunkt.

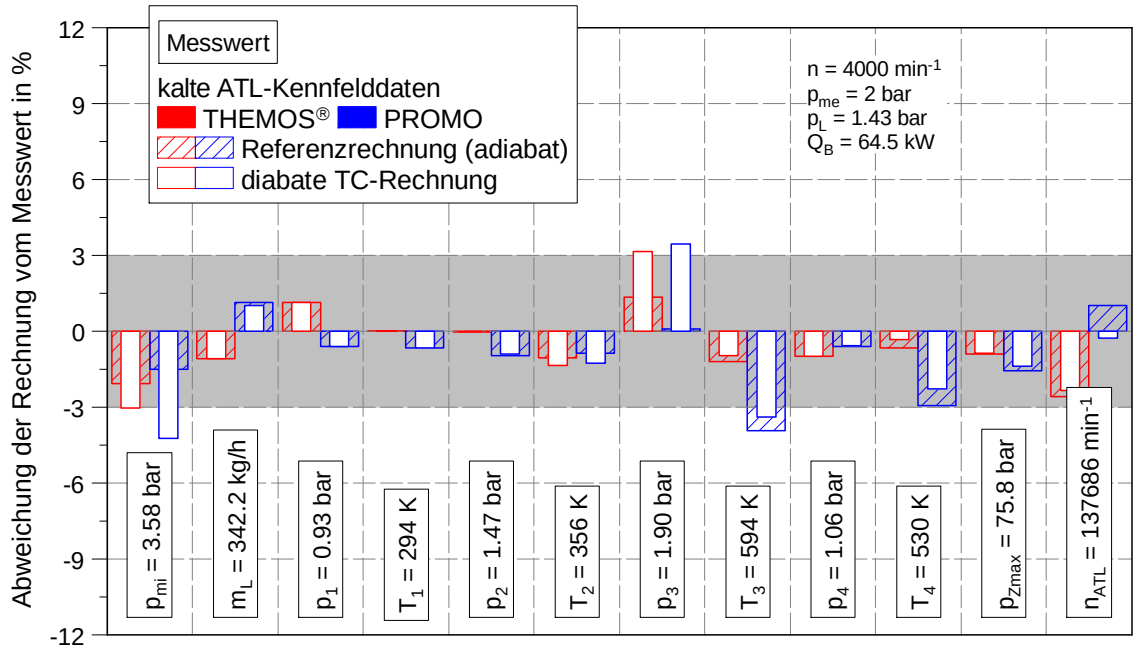

Abb. 6.24 Rechnungs-/Messungsvergleich der integralen Motorbetriebswerte für die adiabate Referenz- bzw. diabate TC-Rechnung bei n = 4000 min^{-1}/ p_{me} = 2 bar, *kalte* Turbolader-Kennfelddaten

6.4.5 n = 4000 min^{-1} / Volllast

Für den Volllastbetriebspunkt bei n = 4000 min^{-1} zeigt **Abb. 6.25** für beide Programmpakete die adiabaten Referenz- und die diabaten TC-Ergebnisse im Vergleich zu den Messwerten auf Basis *heißer* Kennfelddaten. Den analogen Vergleich auf Basis *kalter* Daten enthält **Abb. 6.26**. Beide Vergleiche zeigen jeweils gute Übereinstimmungen zwischen Rechnung und Messung. Dennoch führen auch hier die zuvor beschriebenen Einflüsse ungenauer Turboladerwirkungsgrade zu leichten Abweichungen bei den Rechenergebnissen. Durch den hohen Massenstrom des betrachteten Betriebspunktes treten diese jedoch zunehmend in den Hintergrund.

So zeigt der adiabate *Heißvergleich* (vgl. **Abb. 6.5**) zunächst erhöhte Verdichteraustrittstemperaturen T_2, die durch leicht unterschätzte isentrope Verdichterwirkungsgrade η_{sV} entstanden sind. Die adiabate *Kaltrechnung* (vgl. **Abb. 6.12**) kann dies korrigieren. Der Übergang zur diabaten Betrachtung (vgl. **Abb. 6.18**) wird von einem erhöhten Abgasgegendruckniveau begleitet, das seine Ursache in unterbewerteten Turbinenleistungswirkungsgraden $\eta_{T,heat}$ hat. Lediglich für das Programmsystem THEMOS® entstehen dadurch Abweichungen, die allerdings nur geringfügig außerhalb des Toleranzbandes liegen.

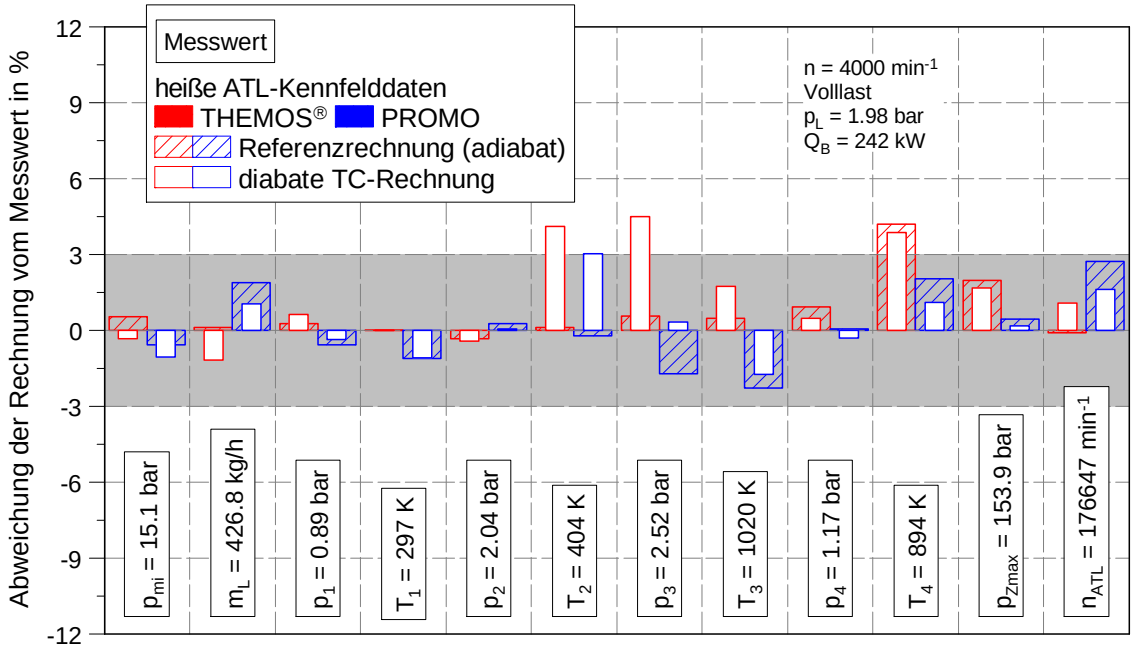

Abb. 6.25 Rechnungs-/Messungsvergleich der integralen Motorbetriebswerte für die adiabate Referenz- bzw. diabate TC-Rechnung bei n = 4000 min^{-1}/ Volllast, *heiße* Turbolader-Kennfelddaten

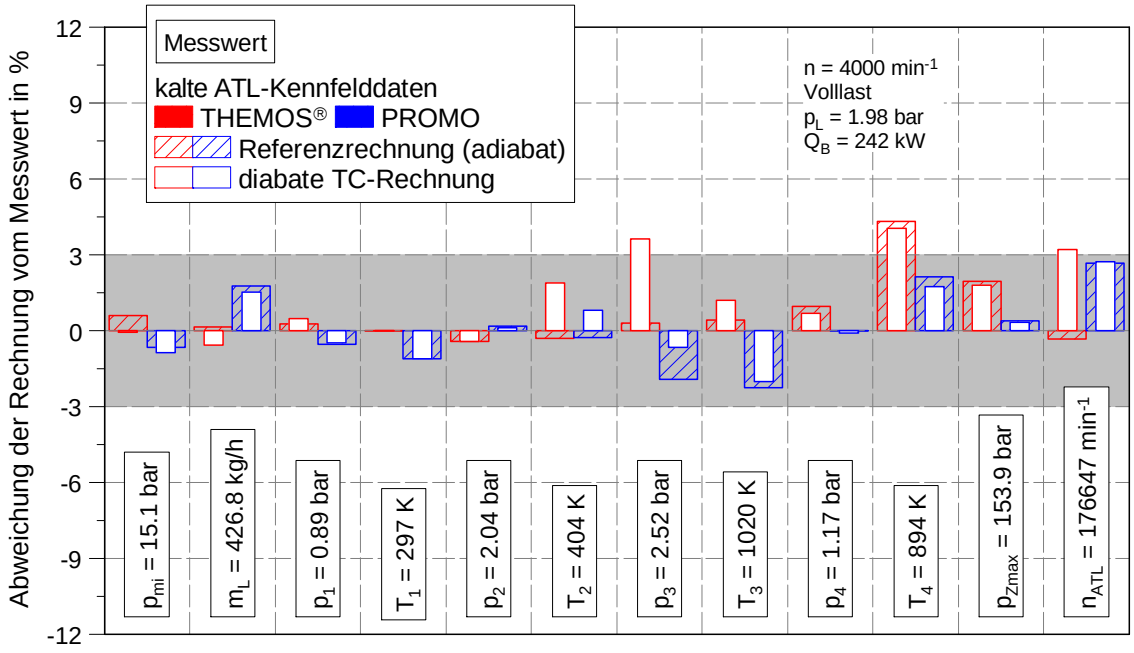

Abb. 6.26 Rechnungs-/Messungsvergleich der integralen Motorbetriebswerte für die adiabate Referenz- bzw. diabate TC-Rechnung bei n = 4000 min^{-1}/ Volllast, *kalte* Turbolader-Kennfelddaten

Kapitel 7

Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde das Potential eines physikalisch basierten Abgasturboladermodells, welches auch dessen Diabatverhalten (innerer Wärmefluss) berücksichtigt, im Zusammenwirken mit der Motorgesamtprozess-Simulation untersucht. Die experimentelle Grundlage bildete ein 2.0 l-Vierzylinder-DI-Dieselmotor, der mit einem Turbolader mit variabler Turbinengeometrie ausgestattet war. Entsprechende Messungen erfolgten am Motor- und am Turboladerprüfstand des Fachgebietes Verbrennungskraftmaschinen der TU Berlin. Als Simulationsprogramme wurden das nach dem quasistationären Verfahren der Füll- und Entleermethode arbeitende Programmpaket THEMOS® und das auf der eindimensionalen Betrachtung der instationären Rohrströmung basierende Programmsystem PROMO verwendet.

Die Kennfeldmessungen zum Turbolader, insbesondere bei extrem niedrigen Drehzahlen, inversen Verdichter-Druckverhältnissen und verschiedenen Turbineneintrittstemperaturen, haben unter anderem gezeigt, dass bei der allgemein üblichen Auswertung unter der Annahme, dass Verdichter und Turbine adiabate Maschinen seien, die Drosselkurven des Verdichters (Verdichter-Kennlinien) nahezu unabhängig von den Betriebsbedingungen an der Turbine sind, die zugehörigen isentropen Verdichterwirkungsgrade im unteren Turboladerdrehzahlbereich jedoch in erheblichem Maße von der Turbineneintrittstemperatur abhängen.

Ausgangspunkt einer schrittweisen Verifikation des diabaten Turboladermodells sind Rechnungs-/Messungsvergleiche an stationären Motorbetriebspunkten für beide Programmpakete auf der Basis ihres jeweils gegebenen, in beiden Fällen mathematisch motivierten, adiabaten Ansatzes zur Turboladerberechnung. Dazu war die Erstellung entsprechender Motormodelle und, im Fall von THEMOS®, eine Programmerweiterung zur Auswertung einer Turbinen-Kennfeldschar notwendig. Die Vergleiche mit zwei verschiedenen Kennfelddatensätzen zum Turbolader (*heiß* und *kalt*) zeigen im Allgemeinen gute Übereinstimmungen zwischen Messwerten und Rechenergebnissen. Sie liegen im Bereich dessen, was infolge des Modellfehlers des jeweiligen Simulationsprogramms erreichbar ist. Lediglich im untersuchten Schwachlastbetriebspunkt bei niedriger Motordrehzahl, der durch sein geringes Lastniveau sehr sensibel auf kleine Systemänderungen reagiert, ergeben sich Unterschiede im Rechnungs-/Messungsvergleich aufgrund ungenauer Kennfeldextrapolationen. Gleichzeitig ist eine Abhängigkeit der Simulationsergebnisse von der vorgegebenen

Datenbasis (*heiß* bzw. *kalt*) erkennbar.

Die Offline-Berechnungen mit einer stand-alone-Version des diabaten, physikalisch basierten Turboladermodells hatten gezeigt, dass dieses, bei zunächst optionaler adiabater Parametrierung, die vorgegebenen Messwerte gut nachbilden kann. Auch mit der diabaten Option hatten bei den Umrechnungen *kalter* Kennfelddaten in *heiße* und umgekehrt gute Übereinstimmungen mit den jeweiligen Messdaten erzielt werden können. Im Falle der Extrapolation in Richtung kleiner Turboladerdrehzahlen hatten sich, insbesondere bei den Wirkungsgraden, große Unsicherheiten ergeben, die jedoch im Vorfeld messtechnisch verifiziert werden konnten.

Im Rahmen der weiteren Verifikation sind beide Motorprozess-Simulationsprogramme um die Funktionalität des diabaten Turboladermodells erweitert worden. Die anfängliche Verwendung des adiabaten Teilansatzes innerhalb des Gesamtmodells erlaubt einen direkten Vergleich der Simulationsergebnisse beim Übergang vom mathematisch zum physikalisch basierten Turboladermodell. Dies führte für den Schwachlastbetriebspunkt infolge einer verbesserten Extrapolationsfähigkeit zu einer deutlichen Verbesserung der Rechenergebnisse. Die übrigen Betriebspunkte zeigten für die Berechnungen auf Basis *heißer* Kennfelddaten Abweichungen im Abgasgegendruck aufgrund unterbewerteter Verdichterwirkungsgrade, für die Berechnungen mit *kalten* Daten ergaben sich akzeptable Rechnungs-/Messungsvergleiche.

Die Verwendung identischer Turboladermodelle innerhalb der beiden Simulationsprogramme führte hier zu einer Angleichung der Ergebnisse. Für das Programmsystem PROMO lässt sich zusätzlich feststellen, dass der neuartige Ansatz die Eingabe gemessener Turbolader-Kennfelder erheblich vereinfacht. Gleichzeitig konnte eine erhöhte Rechengeschwindigkeit erzielt werden.

Die Verwendung des diabaten Turboladergesamtmodells im Zusammenwirken mit der Motorprozess-Simulation führt insgesamt betrachtet zu den erwarteten Veränderungen. Für diejenigen Motorbetriebspunkte, für die die Annahme eines adiabaten Turboladers nicht mehr zulässig ist, zeigt die diabate TC-Simulation im direkten Vergleich mit der adiabaten TC-Rechnung die im Vorfeld theoretisch formulierten Wirkungsgradkorrekturen in Abhängigkeit der vorgegebenen Datenbasis. Dieser Vergleich zeigt zwar nur geringe Vorteile, die veränderte Leistungsbilanz am Turbolader führt aber zu einer Anpassung der Turbinen-Leitschaufelposition. Im Vergleich zur ursprünglichen Ausgangssituation verbleibt ein nicht unerhebliches Potential, das mit Blick auf die Nachrechnung von Abgastestzyklen (vgl. **Abb. 1.2**) an Bedeutung gewinnt, wenn es gilt, in quasistationärer Weise eine Vielzahl dieser schwachlastigen Betriebspunkte zu kombinieren.

Für diejenigen Kennfeldbereiche, die anhand der experimentellen Untersuchungen als weitgehend adiabat identifiziert wurden, zeigt die Simulation unter Anwendung des diabaten TC-Modells nahezu keine Korrekturen der Verdichter- und Turbinenwirkungsgrade im Vergleich zur adiabaten TC-Modellierung. Ungenauigkeiten bei der Abbildung der Turbinenwirkungsgrade sind dafür verantwortlich, dass Abweichungen beim Abgasgegendruck, insbesondere bei den Berechnungen auf Basis *heißer* Kennfelddaten, verbleiben. Im Vergleich zur *heißen*, adiabaten Referenzrechnung entstehen dadurch Rechnungs-/Messungsunterschiede, die das Gesamtpoten-

tial des hier vorgestellten Turboladermodells leicht schmälern. Der entsprechende *Kaltvergleich* zeigt demgegenüber die erwarteten Ergebnisse in der Hinsicht, dass sich die Berechnungen als unabhängig vom zum Turbolader vorgegebenen Datenmaterial darstellen.

Die für PROMO übliche Annahme eines konstanten, für den gesamten Betriebsbereich des Turboladers gültigen mechanischen Turboladerwirkungsgrads ist insbesondere für den Teillastbetrieb eine zu grobe Vereinfachung. Detaillierte Erkenntnisse zur Reibleistung bei geringen Turboladerdrehzahlen aus derzeit laufenden Forschungsprojekten [62] sollten dazu beitragen, zukünftig die tatsächlichen mechanischen Verluste berücksichtigen zu können.

Untersuchungen zum dynamischen Motorbetrieb haben gezeigt [58], dass zur möglichst genauen Berechnung der Temperaturen am Turbolader die Wärmekapazität des Turboladergehäuses berücksichtigt werden sollte [22].

Die vorgestellte Turboladermodellierung wird für einen bestimmten Turbolader anwendbar, wenn für ihn Kennfelddaten einer *Heiß-* und einer *Kaltvermessung*, insbesondere bei geringen Turboladerdrehzahlen, sowie grundlegende geometrische Kenngrößen vorliegen. Folglich ist eine Übertragbarkeit des Ansatzes auf jeden beliebigen Turbolader gegeben, sofern die nötigen Daten verfügbar sind. Es wird allerdings eine *Kalibrierung* des Modells zur Beschreibung der inneren Wärmeflüsse im konkreten Anwendungsfall notwendig. Somit sind auch beliebige Motor-Turbolader-Kombinationen darstellbar, da der Verbrennungsmotor im Rahmen der Motorprozess-Simulation als außerhalb der Systemgrenzen des Turboladermodells liegend betrachtet wird.

Literaturverzeichnis

[1] Baar, R.; Lücking, M.: *Anforderungen an zukünftige PKW-Aufladesysteme auf Basis der Energiebilanz eines Turboladers.* In: *8. Aufladetechnische Konferenz*, S. 243–264, Dresden, 2002.

[2] Baehr, H. D.; Stephan, K.: *Wärme- und Stoffübertragung.* Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 2. Auflage, 1996.

[3] Baehr, H. D.; Kabelac, S.: *Thermodynamik: Grundlagen und technische Anwendungen.* Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 13., neu bearbeitete und erweiterte Auflage, 2006.

[4] Baines, N. C.: *Fundamentals of Turbocharging.* Concepts NREC, Vermont, USA, 2005.

[5] Baines, N.; Fredriksson, C.: *The Simulation of Turbocharger Performance for Engine Matching.* In: *2nd Conference: Engine Process Simulation and Supercharging*, Expert Verlag, Berlin, 2007.

[6] Balis, C.; Barthelet, P.; Morreale, C.: *Elektronisch unterstützte Turboaufladung.* MTZ, Vol. 63 (2002), Nr. 9, S. 716–725.

[7] Bauer, M.: *Flexible Online-Prozeßoptimierung mit integrierten adaptiven Modellen.* Dissertation, TU Berlin, 1997.

[8] Büchi, A.: *Über die Entwicklungsetappen der Büchi-Abgasturboaufladung.* MTZ, Vol. 13 (1952), Nr. 2, S. 25–28.

[9] Beitz, W.; Grothe, K.-H.: *Dubbel. Taschenbuch für den Maschinenbau.* Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 20. Auflage, 2001.

[10] Berndt, R.; Pucher, H.: *Einfluss eines diabaten Turboladermodells auf die Gesamtprozess-Simulation abgasturboaufgeladener PKW-Dieselmotoren.* In: *1. Tagung: Motorprozesssimulation und Aufladung*, Expert Verlag, Berlin, 2005.

[11] Bohn, D.; Heuer, T.; Moritz, N.; Wolff, M.: *Modellierung des Wärmeflusses im und am System Turbolader.* Abschlussbericht Vorhaben-Nr. 755, FVV-Heft 760, Frankfurt/Main, 2003.

[12] Boulouchos, K.; Papadopoulos, S.: *Zur Modellbildung des motorischen Verbrennungsablaufes.* MTZ, Vol. 45 (1984), Nr. 1, S. 21–26.

[13] Bredenbeck, J.: *Motorprozess-Simulation als Wissensbasis.* Dissertation, TU Berlin, 1996.

[14] Buchwald, R.: *Motorprozeßsimulation als Werkzeug zur Optimierung von Ottomotoren.* Dissertation, TU Berlin, 2000.

[15] Bulaty, T.: *Spezielle Probleme der schrittweisen Ladungswechselrechnung bei Verbrennungsmotoren mit Abgasturboladern.* MTZ, Vol. 35 (1974), Nr. 6, S. 177–185.

[16] Chen, G.: *Vergleichende Untersuchung von Aufladekonzepten und Beschleunigungshilfen für Nutzfahrzeug-Dieselmotoren.* Dissertation, TU Berlin, 2001.

[17] Csallner, P.; Woschni, G.: *Zur Vorausberechnung des Brennverlaufes von Ottomotoren bei geänderten Betriebsbedingungen.* MTZ, Vol. 43 (1982), Nr. 5, S. 195–200.

[18] Doll, M.: *Beitrag zur Berechnung des stationären und transienten Betriebsverhaltens kleiner, schnellaufender Dieselmotoren mit unterteilten Brennräumen.* Dissertation, TU München, 1990.

[19] Durst, B.; Thams, J.; Görg, K.-A.: *Frühzeitige Beurteilung des Einflusses komplexer Bauteile auf den Ladungswechsel mittels gekoppelter 1D-3D-Strömungsberechnung.* MTZ, Vol. 61 (2000), Nr. 4, S. 218–223.

[20] Frigge, P.: *Instationäre Ladungswechselrechnung zu einem abgasturboaufgeladenen Dieselmotor.* Diplomarbeit, TU Berlin, 2001.

[21] Giesecke, W.; Gupta, H. C.; Lee, W.; Schäpertöns, H.: *Mathematische Simulation der Verbrennung in einem Serienbrennraum eines Ottomotors.* MTZ, Vol. 42 (1981), Nr. 7/8, S. 299–302.

[22] Grigoriadis, P.; Nickel, J.; Pucher, H.: *Experimentelle Untersuchungen instationärer Phänomene in Fahrzeug-Turboladern.* In: *9. Aufladetechnische Konferenz*, Dresden, 2004.

[23] Hagelstein, D.; Beyer, B.; Seume, J.; Rautenberg, M.; Hasemann, H.: *Heuristical view on the non-adiabatic coupling of combustion engine and turbocharger.* In: *7th International Conference on Turbochargers and Turbocharching, IMechE (C602/015)*, S. 349–360, London, 2002.

[24] Heider, G.: *Rechenmodell zur Vorausrechnung der NO-Emission von Dieselmotoren.* Dissertation, TU München, 1996.

[25] Heider, G.; Woschni, G.; Zeilinger, K.: *2-Zonen Rechenmodell zur Vorausrechnung der NO-Emission von Dieselmotoren.* MTZ, Vol. 59 (1998), Nr. 11, S. 770–775.

[26] Heywood, J. B.: *Internal Combustion Engine Fundamentals.* McGraw-Hill Book Company, New York, 1. Auflage, 1988.

[27] Hiereth, H.; Prenninger, P.: *Aufladung der Verbrennungskraftmaschine. Der Fahrzeugantrieb.* Springer-Verlag, Wien, New York, 1. Auflage, 2003.

[28] Häntschel, U.: *Untersuchung von Oberflächen-Interpolationsverfahren und Programmierung eines Moduls 'Verdichter' für die Motorkreisprozeßsimulation.* Studienarbeit, TU Berlin, 1996.

[29] Justi, E.: *Spezifische Wärme, Enthalpie, Entropie und Dissoziation technischer Gase.* Springer-Verlag, Berlin, 1938.

[30] Kindl, H.; et al.: *Der Einfluss geometrisch bedingter Verdichteranströmungen auf das effektive Verdichterkennfeld.* In: *9. Aufladetechnische Konferenz*, Dresden, 2004.

[31] Krüger, M.; Enning, M.: *PKW-Dieselmotor mit Abgasturboaufladung, variabler Turbinengeometrie / Abgasrückführung.* Abschlussbericht Vorhaben-Nr. 651, FVV-Heft 665, Frankfurt/Main, 1998.

[32] Lange, W.; Woschni, G.: *Thermodynamische Auswertung von Indikator-Diagrammen, elektronisch gerechnet.* MTZ, Vol. 25 (1964), Nr. 7, S. 284–289.

[33] Lücking, M.; Baar, R.; Sievert, M.: *Die Turboladermodellierung für Prozessrechnungen bei erweiterter Leistungsbilanz.* In: *1. Tagung: Motorprozesssimulation und Aufladung*, Expert Verlag, Berlin, 2005.

[34] Linnhoff, H.-J.: *Die Berechnung des Ladungswechsels und Ansprechverhaltens von Verbrennungsmotoren mit Abgasturboaufladung.* Dissertation, Ruhr-Universität Bochum, 1985.

[35] Linnhoff, H.-J.: *Dokumentation zum Programmsystem PROMO/PROGRAF.* Ingenieurbüro Prof. Dr.-Ing. H.-J. Linnhoff, Bochum, 1991-98.

[36] Luján, J. M.; Serrano, J. R.; Cervelló, C.; Arnau, F. J.: *A one-dimensional model for variable and fixed geometry radial turbines for turbochargers.* In: *8th International Conference on Turbochargers and Turbocharching, IMechE*, London, 2006.

[37] Maas, U.: *Verbrennungssimulation: Neuere Fortschritte und zukünftige Herausforderungen.* In: *Simulation der motorischen Verbrennung - Modellbildung und Verifikation*, Essen, 2004.

[38] Mayer, M.: *Abgasturbolader: sinnvolle Nutzung der Abgasenergie.* Verlag Moderne Industrie, Landsberg/Lech, 4., neubearb. Auflage, 2001.

[39] Merker, G. P.; Schwarz, C.: *Technische Verbrennung. Simulation verbrennungsmotorischer Prozesse.* B. G. Teubner Verlag, Stuttgart, Leipzig, Wiesbaden, 1. Auflage, 2001.

[40] Merker, G. P.: *Möglichkeiten und Grenzen der Simulation verbrennungsmotorischer Prozesse.* In: *Simulation der motorischen Verbrennung - Modellbildung und Verifikation*, Essen, 2004.

[41] Mollenhauer, K. (Hrsg.): *Handbuch Dieselmotoren*. Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, 1. Auflage, 1997.

[42] Nickel, J.; Sens, M.; Grigoriadis, P.; Pucher, H.: *Einfluss der Sensorik und der Messstellenanordnung bei der Kennfeldvermessung und im Fahrzeugeinsatz von Turboladern*. In: *10. Aufladetechnische Konferenz*, Dresden, 2005.

[43] Offer, T.: *Numerische Lösungskonzepte für die Motorprozeß-Simulation*. Dissertation, TU Berlin, 1999.

[44] Otto, F.; Dittrich, P.; Wirbeleit, F.: *Status of 3D-Simulation of Diesel Combustion*. In: *3rd Indication Symposium*, S. 289–310, Mainz, 1998.

[45] Peters, A.: *Analyse instationärer Strömungsvorgänge beim Ladungswechsel eines Mehrzylinder-Ottomotors und eines aufgeladenen Dieselmotors*. Dissertation, Ruhr-Universität Bochum, 1978.

[46] Peters, A.; Sleziona, C.; Zellbeck, H.; Ross, T.: *Wechselwirkung Aufladesystem und Motordynamik*. In: *9. Aufladetechnische Konferenz*, Dresden, 2004.

[47] Piatek, J.; Thiemann, W.: *Bestimmung von Turboladerkennfeldern auf Basis von Motorprüfstandsmessungen*. In: *UNIFORSCHUNG - Forschungsmagazin der Helmut-Schmidt-Universität - Universität der Bundeswehr Hamburg*, Band 16, S. 26–31, 2006.

[48] Pischinger, F.; Wünsche, A.: *Das charakteristische Verhalten von kleinen Abgasturbinen und sein Einfluß auf den Arbeitsprozeß von Dieselmotoren*. 1. Teilabschlussbericht Vorhaben-Nr. 157, FVV-Heft 246, Frankfurt/Main, 1978.

[49] Pischinger, R.; Klell, M.; Sams, T.: *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine. Der Fahrzeugantrieb*. Springer-Verlag, Wien, New York, 2., überarbeitete Auflage, 2002.

[50] Pucher, H.: *Vergleich der programmierten Ladungswechselrechnung für Viertaktdieselmotoren nach der Charakteristikentheorie und der Füll- und Entleermethode*. Dissertation, TU Braunschweig, 1975.

[51] Pucher, H.: *Ein Rechenprogramm zum instationären Ladungswechsel von Dieselmotoren*. MTZ, Vol. 38 (1977), Nr. 7/8, S. 333–335.

[52] Pucher, H.: *Motorprozesstechnik*. Mitschriften zur Vorlesung an der TU Berlin, 1997.

[53] Pucher, H.: *Overall Engine Process Simulation - an Important Tool for the Development of Supercharged Engines*. In: *7th International Conference on Turbochargers and Turbocharching, IMechE*, S. 155–166, London, 2002.

[54] Pucher, H.: *Motorprozesssimulation und Aufladung: Rückblick*. In: *1. Tagung: Motorprozesssimulation und Aufladung*, Expert Verlag, Berlin, 2005.

[55] PUCHER, H.; ET AL.: *Aufladung von Verbrennungsmotoren.* Expert Verlag, Sindelfingen, 1. Auflage, 1985.

[56] PUCHER, H.; NICKEL, J.: *Vermessung erweiterter Kennfeldbereiche von Fahrzeugmotoren-Turboladern.* In: *8. Aufladetechnische Konferenz*, S. 321–339, Dresden, 2002.

[57] PUCHER, H.; OFFER, T.; VON RÜDEN, K.: *Methoden und Möglichkeiten der Motorprozeßsimulation bei aufgeladenen Motoren.* Tagungsbeitrag, Aufladung der Verbrennungskraftmaschine, Essen, 1998.

[58] PUCHER, H.; SEUME, J.; ET AL.: *Erweiterte Darstellung und Extrapolation von Turbolader-Kennfeldern als Randbedingung der Motorprozesssimulation.* Abschlussbericht Vorhaben-Nr. 754, FVV-Heft 774, Frankfurt/Main, 2003.

[59] PUCHER, H.; SEUME, J.; ET AL.: *Erweiterte Darstellung und Extrapolation von Turbolader-Kennfeldern als Randbedingung der Motorprozesssimulation.* In: *5. Internationales Stuttgarter Symposium*, Stuttgart, 2003.

[60] RÜDEN, K. VON: *Beitrag zum Downsizing von Fahrzeug-Ottomotoren.* Dissertation, TU Berlin, 2004.

[61] SAMS, T.; REGNER, G.; CHMELA, F.: *Integration von Simulationswerkzeugen zur Optimierung von Motorkonzepten.* MTZ, Vol. 61 (2000), Nr. 9, S. 600–608.

[62] SCHMITT, S.; SCHMID, W.; HERTWECK, G.; SCHLEGL, M.: *Hochpräzise Messungen der Reibleistungen von Abgasturboladern.* In: *12. Aufladetechnische Konferenz*, Dresden, 2007.

[63] SCHORN, N.; ET AL.: *Die Aufladung zukünftiger PKW-Dieselmotoren. Welche Systeme ergänzen die VNT Technologie?* In: *9. Aufladetechnische Konferenz*, Dresden, 2004.

[64] SCHWARZ, C.: *Simulation des transienten Betriebsverhaltens von aufgeladenen Dieselmotoren.* Dissertation, TU München, 1993.

[65] SCHWARZ, C.; REULEIN, C.: *Gesamtprozesssimulation.* In: *Simulation der motorischen Verbrennung - Modellbildung und Verifikation*, Essen, 2004.

[66] SEIFERT, H.: *Instationäre Strömungsvorgänge in Rohrleitungen an Verbrennungskraftmaschinen.* Springer-Verlag, Berlin, Göttingen, Heidelberg, 1. Auflage, 1962.

[67] SEIFERT, H.: *20 Jahre erfolgreiche Entwicklung des Programmsystems PROMO.* MTZ, Vol. 51 (1990), Nr. 11, S. 478–488.

[68] SEIFERT, H.; GÖRG, A.; LINNHOFF, H.-J.; SADEK, A.G.: *Optimierung des Programmsystems PROMO zur Berechnung des instationären Ladungswechsels von zündenden Mehrzylinder-Verbrennungsmotoren.* Abschlussbericht Vorhaben-Nr. 242, FVV-Heft 281-1 bis 3, Frankfurt/Main, 1981.

[69] Seifert, H.; Linnhoff, H.-J.; Schindler, P.: *Berechnung instationärer Ladungswechselvorgänge aufgeladener Otto- und Dieselmotoren.* Abschlussbericht Vorhaben-Nr. 366, FVV-Heft 446-1, Frankfurt/Main, 1990.

[70] Sens, M.; Grigoriadis, P.; Nickel, J.; Pucher, H.: *Untersuchungen zum dynamischen Verhalten von Abgasturboladern im Fahrzeug.* In: *11. Aufladetechnische Konferenz*, Dresden, 2006.

[71] Sens, M.; Nickel, J.; Grigoriadis, P.; Pucher, H.: *Influence of Sensors and Measurement System Configuration on Mapping and the Use of Turbochargers in the Vehicle.* In: *SAE-Conference and Exhibition: Powertrain & Fluid Systems (06FFL-205)*, Toronto, 2006.

[72] Seume, J.; Shaaban, A.; Steglich, T.: *Erstellung einer Kennfeldberechnungsmethode zur Inter- und Extrapolation des gemessenen Radialverdichterkennfeldes anhand vorhandener FVV-Ergebnisse.* Abschlussbericht Vorhaben-Nr. 823, FVV-Heft R 529, Frankfurt/Main, 2005.

[73] Seume, J.; Shaaban, S.: *Analysis of Turbocharger Non-Adiabatic Performance.* In: *8th International Conference on Turbochargers and Turbocharching, IMechE (C647/027)*, London, 2006.

[74] Seume, J.; Shaaban, S.; Berndt, R.; Pucher, H.; Linnhoff, H.-J.: *Part-load Performance Prediction of Turbocharged Engines.* In: *8th International Conference on Turbochargers and Turbocharching, IMechE (C647/019)*, London, 2006.

[75] Shaaban, S.: *Experimental investigation and extended simulation of turbocharger non-adiabatic performance.* Dissertation, Universität Hannover, 2004.

[76] Stephan, P.; Schaber, K.; Stephan, K.; Mayinger, F.: *Thermodynamik: Grundlagen und technische Anwendungen, Band 1: Einstoffsysteme.* Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 17. Auflage, 2007.

[77] Stiesch, G.: *Phänomenologische Modelle.* In: *Simulation der motorischen Verbrennung - Modellbildung und Verifikation*, Essen, 2004.

[78] Stone, R.: *Introduction to Internal Combustion Engines.* Society of Automotive Engineers, Inc., Warrendale, PA, USA, 2. Auflage, 1995.

[79] Vlaskos, I.: *Der Schraubenlader als Alternative zum Turbolader bei der Aufladung von PKW-Dieselmotoren.* Dissertation, TU Berlin, 1995.

[80] Westin, F.; Larsson, P.-I.: *Power Prediction from a Turbocharger Turbine Using Crank Angle Resolved Simulation.* In: *1. Tagung: Motorprozesssimulation und Aufladung*, Expert Verlag, Berlin, 2005.

[81] Winkler, G.; Wallace, F. J.: *Untersuchung der Zusammenarbeit von Kolbenmotor und Strömungsmaschinen mittels numerischer Simulation.* MTZ, Vol. 40 (1979), Nr. 7/8, S. 331–336.

[82] Woschni, G.: *Elektronische Berechnung von Verbrennungsmotor-Kreisprozessen.* MTZ, Vol. 26 (1965), Nr. 11, S. 439–446.

[83] Woschni, G.: *Die Berechnung der Wandverluste und der thermischen Belastung der Bauteile von Dieselmotoren.* MTZ, Vol. 31 (1970), Nr. 12, S. 491–499.

[84] Woschni, G.: *Theorie der Verbrennungskraftmaschine. Moderne Methoden zur Berechnung der Innenvorgänge.* Umdruck zur Vorlesung an der TU München, 1997.

[85] Woschni, G.; Anisits, F.: *Eine Methode zur Vorausberechnung der Änderung des Brennverlaufs mittelschnellaufender Dieselmotoren bei geänderten Betriebsbedingungen.* MTZ, Vol. 34 (1973), Nr. 4, S. 106–115.

[86] Zapf, H.: *Beitrag zur Untersuchung des Wärmeübergangs während des Ladungswechsels im Viertakt-Dieselmotor.* MTZ, Vol. 30 (1969), Nr. 12, S. 461–465.

[87] Zapf, H.; Pucher, H.: *Abgasenergie-Transport und Nutzung für Stoß- und Stau-Aufladung.* HANSA - Schiffahrt - Schiffbau - Hafen, Vol. 114 (1977), Nr. 14, S. 1321–1326.

[88] Zellbeck, H.: *Rechnerische Untersuchung des dynamischen Betriebsverhaltens aufgeladener Dieselmotoren.* Dissertation, TU München, 1981.

[89] Zellbeck, H.; Friedrich, J.: *Optimierung des dynamischen Verhaltens aufgeladener Verbrennungsmotoren.* MTZ, Vol. 62 (2001), Nr. 6, S. 474–480.

[90] Zellbeck, H.; Friedrich, J.; Berger, C.: *Die elektrisch unterstützte Abgasturboaufladung als neues Aufladekonzept.* MTZ, Vol. 60 (1999), Nr. 6, S. 386–391.

[91] Zellbeck, H.; Ross, T.; Friedrich, J.: *Rechnerische und experimentelle Betrachtungen zur Optimierung aufgeladener Motoren.* In: *9. Aufladetechnische Konferenz*, Dresden, 2004.

[92] Zinner, K.: *Diagramm zur Bestimmung des Betriebspunktes einstufiger Abgasturbolader.* M.A.N.-Forschungsheft, Vol. 3 (1961), Nr. 10.

[93] Zinner, K.: *Aufladung von Verbrennungsmotoren.* Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 2. Auflage, 1980.