



DIPLOMARBEIT

APPLIKATION UND POTENTIALUNTERSUCHUNGEN EINER AKTIVEN ABGASKÜHLUNG AN EINEM OTTOMOTOR MIT VTG-TURBOAUFLADUNG

Christian Lipp

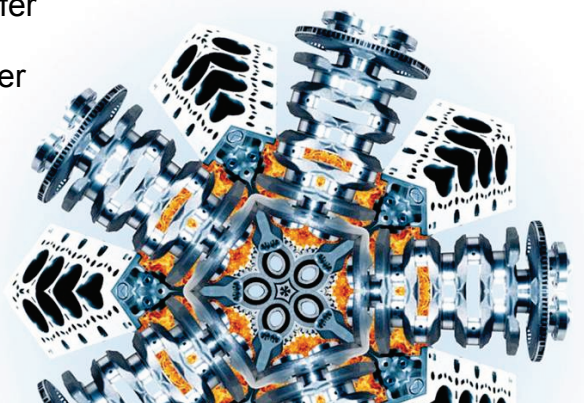
Die Diplomarbeit wurde im Rahmen eines Forschungs- und Entwicklungsprojektes der Abteilung für Ottomotorenentwicklung der Firma AVL List GmbH durchgeführt.

Betreuender Professor: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder

Diplomarbeitbetreuer: Dipl.-Ing. Klaus Schaffer

Projektleiter: Dipl.-Ing. (FH) Matthias Neubauer

Graz, im Dezember 2009



EIDESSTÄTLICHE ERKLÄRUNG

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt und die den benutzten Quellen, wörtlich und inhaltlich, entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am _____

KURZFASSUNG

Gase wie Wasserstoff (H_2), Kohlendioxid (CO_2), Methan (CH_4) und Ozon (O_3) bewirken in der Erdatmosphäre einen Treibhauseffekt, der das Klima unseres Planeten entscheidend beeinflusst. Da die CO_2 -Emissionen des Personen- und Güterverkehrs einen wesentlichen Anteil zu diesem Effekt beitragen, wird der verkehrsbedingte CO_2 -Ausstoß immer strengerem gesetzlichen Limitierungen unterworfen. Gleichzeitig besteht bei den Konsumenten weiterhin das Bedürfnis nach immer leistungsfähigeren und gleichzeitig effizienteren Fahrzeugen, wobei diese Fahrzeuge in ihrer Anschaffung immer preiswerter werden müssen.

Auf Grund dieser Rahmenbedingungen intensivieren die Motorenhersteller ihre Bemühungen hinsichtlich Effizienz- und Leistungssteigerung sowie Verringerung der Schadstoffemissionen, wobei diesbezüglich verschiedene Ansätze verfolgt werden. Dazu zählen beispielsweise die Entwicklung von Hybridantrieben oder die Verwendung von alternativen Kraftstoffen, wie etwa Biodiesel oder Wasserstoff. Diese innovativen Antriebskonzepte sind durch Vor- aber auch Nachteile gekennzeichnet und stellen uns vor neue technische und, in bestimmten Fällen wie bei der Nutzung von Biodiesel, auch ethische Probleme. Andere Ansätze zur Minimierung der Schadstoffemissionen konzentrieren sich darauf, die vorhandenen Antriebskonzepte weiter zu entwickeln, wie es zum Beispiel bei der homogenen Selbstzündung, der speziellen Abgasnachbehandlung bei Dieselmotoren oder allgemein bei der Verbesserung des Gesamtwirkungsgrades des Antriebsstranges der Fall ist.

Das dieser Diplomarbeit zugrunde liegende Projekt „Aktive Abgaskühlung“ der AVL List GmbH beschäftigt sich mit der Implementierung einer aktiven Abgaskühlung, mit dem vorrangigen Ziel einer effizienteren Nutzung des Abgasenthalpiestromes bei gleichzeitiger Verbesserung des Kraftstoffverbrauchs. Die Kosten für die Komponenten sollen für einen möglichen Serieneinsatz gering gehalten werden.

Im Zuge dieser Diplomarbeit werden Potentialuntersuchungen für einen gekühlten Abgaskrümmen (AGK) und eine Turbine mit variabler Turbinengeometrie (VTG) und gekühltem Aluminium-Turbinengehäuse an einem 4 Zylinder 4-Takt DI-Ottomotor (TCI DGI) mit 2 l Hubraum am Motorprüfstand durchgeführt und anschließend ausgewertet. Die Untersuchungen konzentrieren sich dabei einerseits auf die Energiebilanzen im stationären Motorbetrieb und die Auswirkungen auf die globalen Parameter wie Kraftstoffverbrauch, Low-End-Torque und Luftverhältnis (λ) und andererseits auf das Instationärverhalten und die Ermittlung der diesbezüglichen Potentiale. Die dazu erforderlichen Werkzeuge und Analysealgorithmen werden mit Hilfe der Auswertungssoftware Concerto entworfen.

ABSTRACT

Gases like hydrogen (H_2), carbon dioxide (CO_2), methane (CH_4) and ozone (O_3) cause a greenhouse-effect in the earth atmosphere, which strongly influences the climate of our planet. Since the CO_2 emissions, caused by freight and passenger traffic, have an essential stake in the worldwide greenhouse-effect, the legislative regulations in terms of pollutant emissions are continuously getting more rigid. Nevertheless, the consumer requirements for increasingly powerful and at the same time efficient vehicles have to be met, whereas the vehicles are expected to be reasonably priced.

Based on these general conditions, the engine producers intensify their efforts in so far as efficiency and power enhancement as well as the reduction of polluting emissions are concerned and pursue various strategies. These include the development of hybrid drive systems or the use of alternative fuels, like biodiesel or hydrogen. These innovative drive concepts are characterized not only by advantages but also disadvantages and engineers are confronted with new technical and in some cases, like i.e. the use of biodiesel, even ethical problems. Other approaches to minimize polluting emissions focus on further developments of existing drive systems by i.e. using the homogeneous auto-ignition, specific exhaust aftertreatment systems for diesel engines or, in general, improving the overall efficiency of the drivetrain.

The present diploma thesis is based on the project „Active exhaust gas cooling system” run by the AVL List GmbH, which deals with the implementation of an active exhaust gas cooling system. The main goal of the project is to achieve a more efficient use of the enthalpy flow of the exhaust gas, and at the same time optimize the fuel consumption as well as the designed components, in order to be able to release them for standard production due to their low costs.

In the course of this diploma thesis, potentials for a cooled exhaust manifold and a turbine with variable turbine geometry and a cooled aluminum turbine housing are explored at the engine testbed using a 4 cylinder four stroke DI gasoline engine (TCI DGI) with a cubic capacity of 2 l. On the one hand the verifications concentrate on the energy balance in the steady state engine operation and its' effects on the global parameters like fuel consumption, Low-End-Torque and air/fuel-ratio (λ), while on the other hand the transient characteristics and their interpretations of potentials are studied. For that purpose, the required tools and analyses algorithms are designed by the means of the evaluation software Concerto.

DANKSAGUNG

Ich möchte mich an dieser Stelle bei Allen, die bei der Erstellung dieser Diplomarbeit mitgewirkt haben, bedanken.

Herausheben möchte ich die Mitarbeiter der AVL List GmbH, die mir die Möglichkeit geboten haben bei diesem Forschungs- und Entwicklungsprojekt mitzuarbeiten und mich beim Erstellen dieser Arbeit unterstützt haben.

Des Weiteren bedanke ich mich beim Institutsvorstand für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichseder sowie bei Herrn Dipl.-Ing. Klaus Schaffer für die Betreuung der Diplomarbeit seitens der Technischen Universität Graz.

Ein herzlicher Dank gilt Mirna Dokic, für die Unterstützung und die Korrektur der Arbeit.

Ganz besonders danke ich meinen Eltern, die mir diesen Bildungsweg ermöglicht haben.

INHALTSANGABE

1. Projekt „Aktive Abgaskühlung“	1
1.1. Einleitung	1
1.2. Zielsetzung	3
1.3. Kriterien für die Serieneinführung	3
1.4. Inhaltliche Abgrenzung der Diplomarbeit	4
2. Ausgangssituation	5
2.1. Stand der Technik/Patentrecherche	5
2.1.1. Schaufellagerung	5
2.1.2. Schaufelverstellung	8
2.1.3. Turbinengehäuse	11
2.1.4. Benchmark: Porsche 911 Turbo	12
2.2. Theoretischer Hintergrund	14
2.2.1. Stauaufladung	14
2.2.2. Stoßaufladung	16
2.3. Berechnung	17
2.3.1. Auslegung des Verdichters	17
2.3.2. Auslegung des Abgaskrümmers	20
2.4. Konstruktion	20
2.4.1. Abgaskrümmers AVL	20
2.4.2. Turbinengehäuse AVL	24
3. Prüfstandsprogramm	30
3.1. Ermittlung der maximal zulässigen Abgastemperatur	30
3.2. Volllastkurven	32
3.3. Lastpunkte zur Verifikation der Massenstromberechnung	32
3.4. Lastsprünge bei 1500 1/min mit verschiedenen VTG-Positionen	32
3.5. Vermessung des Stationärpunktes: 1500 1/min, 1bar BMEP	32
4. Analyse der Messergebnisse	33
4.1. BSFC-Einsparungspotential bei maximal möglicher Belastung der VTG-Turbine	33
4.2. BSFC-Ergebnisse für den Stationärpunkt 1500 1/min, 1bar BMEP	38
4.3. Kühlsysteme	40
4.3.1. Berechnung der realen Kühlleistung und Variantenvergleich	40
4.3.1.1. Theorie	40
4.3.1.2. Ergebnisse für das Kühlsystem des AGK	41

4.3.1.3. Ergebnisse für das Kühlsystem des VTG.....	43
4.4. VTG-Wirkungsgrad	44
4.4.1. Theorie.....	44
4.4.2. Entwicklung eines Algorithmus zur Ermittlung von VTG- η	46
4.4.3. Ermittlung der VTG- η Kennfelder	51
4.4.4. Optimierte Volllastkurve im VTG- η Kennfeld	52
4.4.5. Verifikation der Massenstromberechnung	53
4.4.6. Fehleranalyse und Verbesserungspotentiale für die VTG- η Berechnung	54
4.4.6.1. Messung der Turboladerdrehzahl am Motorprüfstand	55
4.4.6.2. Kalibrierkurve für die VTG-Position	55
4.5. Transientverhalten	56
4.5.1. Ermittlung einer Transient-Strategie.....	56
4.5.1.1. Messung von Lastsprüngen mit konstanten VTG-Positionen für Variante 2	56
4.5.1.2. Zusammenstellung einer Strategie aus den Messungen mit konstanter VTG-Position	61
4.5.1.3. Verifikation der ermittelten Strategie für Variante 2.....	62
4.5.2. Berechnung von transienten Lastsprüngen.....	72
4.5.2.1. Entwicklung einer Serienberechnung für GCA: TGCA (Transient-GCA).....	72
4.5.2.2. TGCA-Ergebnisse der VTG-Strategie „opt32“ der Variante 2 im Detail	77
4.5.2.3. Vergleich der TGCA-Berechnungsergebnisse von „opt32“ mit anderen Strategien der Variante 2.....	84
4.5.2.4. Vergleich der TGCA-Berechnungsergebnisse von „opt32“ (Variante 2) mit „opt25“ (Basisvariante)	87
4.5.2.5. TGCA-Ergebnisse der VTG-Strategie „opt25“ der Basisvariante im Detail	89
4.5.3. Fehleranalyse und Verbesserungspotential für die TGCA.....	96
4.5.3.1. Fehler in der Absolutdruckkorrektur der indizierten Niederdruckverläufe.....	96
4.5.3.2. Fehler in der Zylinderdruckeinpassung der gesplitteten Indizierdaten	96
4.5.3.3. Temperaturdrift der Niederdruckindizierung auf der Auslassseite.....	97
4.5.3.4. Zusammenstellung der Parameter für die TGCA	97
4.5.3.5. Positionierung der Lambdasonde	97
4.5.4. Funktionsentwicklung für die Motorsteuerung	98
4.5.4.1. Prinzipieller Aufbau der VTG-Funktion.....	98
4.5.4.2. Funktionsblöcke der VTG-Funktion.....	100
5. Zusammenfassung und Ausblick	104
6. Anhang	107
Literaturverzeichnis	113

ABBILDUNGSVERZEICHNIS

Abb. 1.1 Berechnete Verdampfungsenergie aus Messergebnissen von λ -Variationen bei 1500 1/min und 20bar BMEP, 2 l Ottomotor.....	2
Abb. 2.1 Schnittdarstellung, Garrett step-1 [1].....	5
Abb. 2.2 Verstellmechanik der Leitschaufeln, Garrett step-1 [1]	6
Abb. 2.3 Trägerring mit Leitschaufeln, Garrett step-1 [1].....	6
Abb. 2.4 Verschraubung des Trägerringes mit dem Turbinengehäuse, Garrett step-1 [1].....	7
Abb. 2.5 Schnittdarstellung, Kartusche [2].....	7
Abb. 2.6 Schnittmodell einer VTG-Turbine mit Kartusche	8
Abb. 2.7 Schaufelverstellung, Toyota [3]	9
Abb. 2.8 Schnittdarstellung VTG, Toyota [3].....	9
Abb. 2.9 Verstellmechanismus der Leitschaufeln mit Ritzel und Zahnsegment [4].....	10
Abb. 2.10 Verstellmechanik außenliegend [5]	10
Abb. 2.11 Standard VTG-Turbinengehäuse [2]	11
Abb. 2.12 Gekühltes VTG-Turbinengehäuse, VW [6].....	12
Abb. 2.13 Abgasturbolader BV50G mit variabler Turbinengeometrie, BWTS [7].....	13
Abb. 2.14 Ausschnitt Turbinengehäuse BV50G [7]	14
Abb. 2.15 hs-Diagramm für Stauaufladung bei überkritischem Druckverhältnis [8].....	15
Abb. 2.16 hs-Diagramm für Stoßaufladung bei überkritischem Druckverhältnis [8].....	16
Abb. 2.17 Motorschlucklinien eines Viertaktmotors bei verschiedenen Drehzahlen (n) [8].....	17
Abb. 2.18 Verdichter kennfeld Garrett GT2052V	19
Abb. 2.19 Serielle Durchströmung	21
Abb. 2.20 Parallele Durchströmung	21
Abb. 2.21 Abgaskrümmen AVL „Oberseite“	22
Abb. 2.22 Abgaskrümmen AVL „Unterseite“	22
Abb. 2.23 Kühlmantel Abgaskrümmen AVL „Oberseite“	23
Abb. 2.24 Kühlmantel Abgaskrümmen AVL „Unterseite“	23
Abb. 2.25 Turbinengehäuse AVL „Zustromseite“	24
Abb. 2.26 Schnitt durch Turbinengehäuse AVL.....	24

Abb. 2.27 Turbinengehäuse AVL „Abstromseite“	25
Abb. 2.28 Basiskonzept Kühlmantel Turbinengehäuse AVL „Abstromseite“	25
Abb. 2.29 Basiskonzept Kühlmantel Turbinengehäuse AVL „Verdichterseite“	26
Abb. 2.30 Vergleich der Strömungsgeschwindigkeit im Turbinengehäuse, Ansicht „Abstromseite“	26
Abb. 2.31 Vergleich der Strömungsgeschwindigkeit im Turbinengehäuse, Ansicht „Verdichterseite“	27
Abb. 2.32 Schnittbild der Kurzschlussbohrung im Turbinengehäuse	27
Abb. 2.33 Vergleich der Kühlmitteltemperatur im Turbinengehäuse „Verdichterseite“	28
Abb. 2.34 Vergleich der Kühlmitteltemperatur im Turbinengehäuse „Abstromseite“	28
Abb. 3.1 Schnittbild VISIO-Temperaturmessung beim GG-Turbinengehäuse	31
Abb. 3.2 Ausrichtung der Lichtkegel für die VISIO-Temperaturmessung	31
Abb. 4.1 BSFC-Vergleich der verschiedenen Varianten	34
Abb. 4.2 Volllast-BSFC-Einsparungspotential im Vergleich zur Basis in %	35
Abb. 4.3 Volllast-BSFC-Einsparungspotential im Vergleich zur Basis in g/kWh	35
Abb. 4.4 Vergleich Low-End-Torque der verschiedenen Varianten	36
Abb. 4.5 Vergleich der Temperaturen im Abgasstrang und im VTG der verschiedenen Varianten	37
Abb. 4.6 BSFC-Vergleich in der Teillast mit Variante 2	39
Abb. 4.7 Vergleich Q_{ab} für eine Volllastkurve der Variante 2, $T_{31}=950^{\circ}\text{C}$	42
Abb. 4.8 Vergleich Q_{ab} im AGK für eine Volllastkurve der Variante 2, $T_{31}=820^{\circ}\text{C}$	43
Abb. 4.9 Vergleich der abgeführten Wärmeenergie im VTG für Volllastkurven mit unterschiedlichen Abgastemperaturen (bzw. λ), Variante 2	44
Abb. 4.10 Kennfeld GT20V VTG-Stellung 0%	45
Abb. 4.11 VTG-Schaufelstellung „offen“ (0%)	46
Abb. 4.12 VTG-Schaufelstellung „geschlossen“ (90%)	46
Abb. 4.13 Diagramm Leitschaufelwinkel / VTG-Position	47
Abb. 4.14 Umrechnung der Rohdaten in polynomische Kurven	49
Abb. 4.15 Linear interpolierte Wirkungsgradkurve	49
Abb. 4.16 Linear interpolierte Wirkungsgradkurven für die benachbarten VTG-Kennfelder	50
Abb. 4.17 3D-Darstellung des VTG-Wirkungsgradkennfeldes für Variante 1	51
Abb. 4.18 3D-Darstellung des VTG-Wirkungsgradkennfeldes für Variante 2	51

Abb. 4.19 VTG-Wirkungsgradkennfeld mit optimierter Vollastkurve, Variante 2	52
Abb. 4.20 Vergleich des berechneten und gemessenen Massenstroms der Turbine bei 1500– 4000 1/min, 15bar BMEP bei verschiedenen VTG-Positionen, Wastegate geschlossen	53
Abb. 4.21 Vergleich des berechneten zum gemessenen Massenstrom bei Vollast, VTG- Position = 28,3%	54
Abb. 4.22 Lastsprung mit konstanter VTG-Position 0%.....	57
Abb. 4.23 Lastsprung mit konstanter VTG-Position 50%.....	58
Abb. 4.24 Lastsprung mit konstanter VTG-Position 75%.....	59
Abb. 4.25 Lastsprung mit konstanter VTG-Position 83%.....	60
Abb. 4.26 Berechnete VTG-Strategie für Variante 2.....	61
Abb. 4.27 Gegenüberstellung aller vermessenen VTG-Strategien.....	62
Abb. 4.28 Strategien zur Erhöhung der Turbinendrehzahl bei 1bar BMEP	63
Abb. 4.29 Erhöhung der Turbinendrehzahl durch Schließen der Leitschaufeln (Vergleich von „opt“ mit „opt6“)	64
Abb. 4.30 Strategien zur Verbesserung des Überganges von saugmotorischer Vollast zum aufgeladenen Betrieb ausgehend von „opt6“	65
Abb. 4.31 Verbesserung des Überganges von saugmotorischer Vollast in den aufgeladenen Betrieb (Vergleich von „opt6“ mit „opt10“)......	66
Abb. 4.32 Strategien zur Verbesserung des Drehmomentaufbaus im aufgeladenen Betriebsbereich ausgehend von „opt10“	67
Abb. 4.33 Verbesserung des Drehmomentaufbaus im aufgeladenen Betriebsbereich (Vergleich von „opt10“ mit „opt17“)	68
Abb. 4.34 Strategien zur weiteren Verbesserung des Drehmomentaufbaus im aufgeladenen Betriebsbereich ausgehend von „opt17“	69
Abb. 4.35 Verbesserung des Drehmomentaufbaus im aufgeladenen Betriebsbereich (Vergleich von „opt17“ mit „opt32“)	70
Abb. 4.36 Strategien zur Verifikation der VTG-Strategie „opt32“	71
Abb. 4.37 GCA-Workflow	72
Abb. 4.38 reduziertes BOOST Modell.....	73
Abb. 4.39 Indizierdruckkurven bei einem Lastsprung	73
Abb. 4.40 Konvergenzproblem bei der Berechnung transienter Zyklen mit GCA	74
Abb. 4.41 Zusammenstellung der Rohdaten für TGCA	75
Abb. 4.42 Drehzahlvergleich der verschiedenen Messdaten a) und b) Motordrehzahl aus Indiziermessdaten c) Motordrehzahl aus PUMA-Messdaten d) Motordrehzahl aus ECU-Messdaten.....	76

Abb. 4.43 TGCA-Ergebnis für 1bar BMEP, Variante 2	77
Abb. 4.44 TGCA-Ergebnis für den 1. transienten Zyklus, Variante 2	78
Abb. 4.45 TGCA-Ergebnis für 7,8bar BMEP, Variante 2	79
Abb. 4.46 TGCA-Ergebnis für 10bar BMEP, Variante 2	80
Abb. 4.47 TGCA-Ergebnis für 11bar BMEP, Variante 2	81
Abb. 4.48 TGCA-Ergebnis für 12bar BMEP, Variante 2	82
Abb. 4.49 TGCA-Ergebnis für 14bar BMEP, Variante 2	83
Abb. 4.50 TGCA-Ergebnis für 17bar BMEP, Variante 2	83
Abb. 4.51 Vergleich TGCA: „opt10“ mit „opt32“	84
Abb. 4.52 Vergleich TGCA: „opt17“ mit „opt32“	86
Abb. 4.53 Vergleich TGCA: „opt25“ (Basis) mit „opt32“ (Variante 2).....	88
Abb. 4.54 TGCA-Ergebnis für 1bar BMEP, Basisvariante	89
Abb. 4.55 TGCA-Ergebnis für 1. transienten Zyklus, Basisvariante	90
Abb. 4.56 TGCA-Ergebnis für 8bar BMEP, Basisvariante	91
Abb. 4.57 TGCA-Ergebnis für 9,4bar BMEP, Basisvariante	92
Abb. 4.58 TGCA-Ergebnis für 10bar BMEP, Basisvariante	93
Abb. 4.59 TGCA-Ergebnis für 11bar BMEP, Basisvariante	94
Abb. 4.60 TGCA-Ergebnis für 12bar BMEP, Basisvariante	94
Abb. 4.61 TGCA-Ergebnis für 14bar BMEP, Basisvariante	95
Abb. 4.62 TGCA-Ergebnis für 17bar BMEP, Basisvariante	95
Abb. 4.63 VTG-Funktionsstruktur (Gesamt)	99
Abb. 4.64 Funktionsblock „Erkennung Transient“	100
Abb. 4.65 Kennfeld für „pboostSoll“	100
Abb. 4.66 Funktionsblock „Vorsteuerung Stationär“	101
Abb. 4.67 Vorsteuerkennfeld „stationär“	101
Abb. 4.68 Funktionsblock „Vorsteuerung Transient“.....	101
Abb. 4.69 Vorsteuerkennfeld „transient“	102
Abb. 4.70 Funktionsblock „P-Regler“	102
Abb. 4.71 Funktionsblock „I-Regler“	103
Abb. 6.1 Kennfeld GT20V VTG-Stellung 90%	107

Abb. 6.2 Kennfeld GT20V VTG-Stellung 80%	108
Abb. 6.3 Kennfeld GT20V VTG-Stellung 60%	109
Abb. 6.4 Kennfeld GT20V VTG-Stellung 40%	110
Abb. 6.5 Kennfeld GT20V VTG-Stellung 20%	111
Abb. 6.6 Kennfeld GT20V VTG-Stellung 0%	112

FORMELZEICHEN, INDIZES UND ABKÜRZUNGEN:

Formelzeichen

A	(Querschnitts-)Fläche [m ²]	\dot{V}	Volumenstrom [m ³ /s]
c_p	spezifische Wärmekapazität, bei $p = \text{konst.}$ [J/kgK]	v	Geschwindigkeit [m/s]
g	Gravitationskonstante [m/s ²]	V	Volumen [m ³]
h	spezifische Enthalpie [J/kg]	W	Arbeit [W]
\dot{m}	Massenstrom [kg/s]	W^*	normierte Arbeit [W]
M	Drehmoment [Nm]	ε	Verdichtungsverhältnis [-]
n	Motordrehzahl [1/min]	η	Wirkungsgrad [-]
N	Turbinendrehzahl [1/min]	κ	Isentropenexponent [-]
p	Druck [Pa, bar]	λ	Luftverhältnis [-]
q	spezifische Wärme [W/kg]	λ_l	Liefergrad [-]
R	spezifische Gaskonstante [J/kgK], Radius [m]	ρ	Dichte [kg/m ³]
t	Temperatur [°C]	P	Leistung [W]
T	Temperatur [K]	φ	Kurbelwinkel [°,rad]
		ψ	Durchflussfunktion [-]
		ω	Winkelgeschwindigkeit [1/s]

Indizes und Abkürzungen

$_act$	aktuell(er)	$BMEP$	Brake Mean Effective Pressure, effektiver Mitteldruck [kPa, bar]
$_p$	Polynom	$BSFC$	Brake Specific Fuel Consumption, effektiver spezifischer Kraftstoffverbrauch [g/kWh]
$_r$	Referenz	$Diff$	Differenz
0	Bezugs- oder Standardzustand	DK	Drosselklappe
0	Referenzbedingung	e	effektiv
1	Zustand 1, Zustand im Querschnitt 1 vor Verdichter	ENW	Einlassnockenwelle
2	Zustand 2, Zustand im Querschnitt 2 nach Verdichter	eta_VTG	Wirkungsgrad der VTG-Turbine
3	vor Turbine	GCA	Gas Exchange and Combustion Analysis, Ladungswechselanalyse
4	nach Turbine	GG	Grauguss
a	außen, äußere	i	innen
ab	abgeführt(e) (Wärme)		
AGK	Abgaskrümmmer		
akt	aktuell		
ANW	Auslassnockenwelle		

<i>IMEP</i>	Indicated Mean Effective Pressure, Indizierter Mitteldruck [kPa, bar]
<i>KF</i>	Kennfeld
<i>L</i>	Luft
<i>m</i>	mechanisch
<i>m*_{VTG}</i>	normierter Massenstrom der VTG-Turbine [kg/h]
<i>ND</i>	Niederdruck
<i>O</i>	Oben
<i>opt</i>	optimal
<i>P</i>	Pumpe
<i>pboost</i>	Ladedruck
<i>phy</i>	physikalisch
<i>pp_{VTG}</i>	Totaldruckverhältnis der VTG-Turbine [-]
<i>red</i>	reduziert
<i>s</i>	isentrop, bei $s = \text{konst.}$
<i>Soll</i>	Sollwert
<i>st</i>	stöchiometrisch
<i>stat</i>	stationär
<i>T</i>	Turbine
<i>T₃₁</i>	Abgastemperatur vor Turbine
<i>T₄₁</i>	Abgastemperatur nach Turbine
<i>TDF</i>	Transient Data File
<i>TG</i>	Turbinengehäuse
<i>TGCA</i>	Transient Gas Exchange and Combustion Analysis, Transiente Ladungswechselanalyse
<i>Tot</i>	Total
<i>U</i>	Unten
<i>v</i>	geschwindigkeitsabhängig
<i>VTG</i>	Variable Turbinen Geometrie
<i>z</i>	Zylinder
<i>ZZP</i>	Zündzeitpunkt

1. PROJEKT „AKTIVE ABGASKÜHLUNG“

Beim Projekt „Aktive Abgaskühlung“ handelt es sich um ein internes Forschungs- und Entwicklungsprojekt der Abteilung für Ottomotorenentwicklung der AVL List GmbH. Im Zuge dieses Projektes sollen Grundlagen dieses Aufladesystems für Ottomotoren ermittelt und dessen Potentiale analysiert werden.

1.1. EINLEITUNG

Trotz eines konzeptbedingten Wirkungsgradvorteils des Dieselmotors wurden die ersten PKW mit Dieselmotoren, aufgrund ihres rauen Motorlaufs, ihres schlechten Kaltstartverhaltens sowie ihrer geringen spezifischen Leistung, von den Kunden eher zögernd angenommen. Mit der Einführung der Turboaufladung konnte die Popularität jedoch enorm gesteigert werden. Ein weiterer entscheidender Schritt war die Einführung von Aufladesystemen mit Turbinen mit variabler Turbinengeometrie, die eine Erweiterung des nutzbaren Drehzahlbandes für den Lader und gleichzeitig eine Verbesserung der Ansprechzeit auf Fahrpedaländerungen ermöglicht.

Während bei Dieselmotoren die VTG-Technologie schon seit Jahren zum Stand der Technik gehört, werden in Ottomotoren standardmäßig starre Turbolader verwendet, wobei damit der Nachteil der schlechten Ansprechzeit und die eingeschränkte Anpassbarkeit an das Drehzahlband des Motors einhergeht. Um diesen Nachteil zu eliminieren, konzentrieren sich die Bestrebungen darauf, Turbinen mit variabler Turbinengeometrie auch bei Ottomotoren zu implementieren. Dabei muss beachtet werden, dass Ottomotoren, prinzipbedingt, ein um durchschnittlich 150K höheres Abgastemperaturniveau aufweisen, was die Verwendung von VTG-Turbinen vom Dieselmotor enorm einschränkt. Um trotzdem die VTG-Technologie auch bei Ottomotoren verwenden zu können, bestehen die Möglichkeiten entweder die VTG-Technologie für die Verwendung in Ottomotoren weiter zu entwickeln, oder die Randbedingungen am Motor so einzustellen bzw. zu beeinflussen, dass die Verwendung vorhandener Komponenten aus der Dieselmotorentechnik möglich wird.

Um die Emissionsgrenzwerte zu erreichen, wird der Ottomotor im emissionsrelevanten Bereich bei $\lambda=1$, in Kombination mit einem 3-Wege-Katalysator betrieben. Da beim Betrieb mit $\lambda=1$ hohe Abgastemperaturen entstehen, wird der Motor an der Vollast mit $\lambda<1$ betrieben, um abgasseitige Bauteile vor zu hohen Temperaturen zu schützen. Diese Strategie ist unter der Bezeichnung „Anfetten“ bekannt. Die Wirkungsweise lässt sich thermodynamisch zum einen Teil auf die, durch die zusätzliche Menge an Kraftstoff erzielbare, Verdampfungsenergie, die im Gesamtsystem „Brennraum“ der Ladungsmasse Wärme entzieht, und zum anderen auf die höhere Ladungsmasse zurückführen was in einer niedrigeren Ladungstemperatur vor

Verbrennungsbeginn resultiert. Abb. 1.1 zeigt die, durch den zusätzlichen Kraftstoff entstandene, Verdampfungsenergie bei einem 2 l Ottomotor bei 1500 1/min und 20bar BMEP. Für die Berechnung der Verdampfungsenergie wurde der Messpunkt 10 als Bezugsunkt definiert. Aus dem Diagramm ist ersichtlich, welchen enormen Einfluss das Verbrennungsluftverhältnis auf den spezifischen Kraftstoffverbrauch und die Abgastemperatur hat.

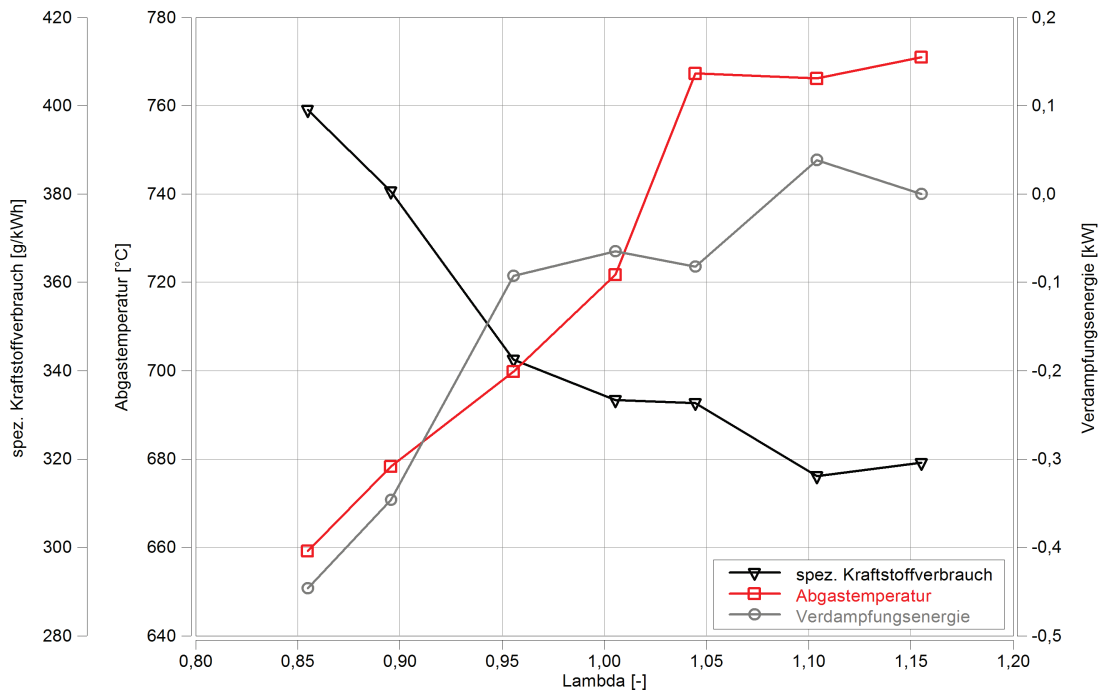


Abb. 1.1 Berechnete Verdampfungsenergie aus Messergebnissen von λ -Variationen bei 1500 1/min und 20bar BMEP, 2 l Ottomotor

Bei der Bedatung konventioneller Ottomotoren wird vorrangig darauf geachtet, das Emissionsverhalten in den Betriebsbereichen, die während der emissionsrelevanten Testzyklen durchfahren werden, zu optimieren. Da die aktuellen Testzyklen aber nur einen geringen Teil des möglichen Betriebsbereiches eines Motors abdecken, wird in den nicht emissionsrelevanten Betriebsbereichen eher auf die mechanische und thermische Haltbarkeit, sowie die erzielbare Spitzenleistung Wert gelegt. Es ist daher, speziell an der Volllast, üblich, den Motor mit $\lambda < 1$, in besonderen Fällen sogar in der Nähe der unteren Zündgrenze, zu betreiben. Dies schlägt sich wiederum direkt im spezifischen Kraftstoffverbrauch nieder. Das Ziel zukünftiger Motorkonzepte muss es sein, auch im nicht emissionsrelevanten Betriebsbereich das Emissionsverhalten zu verbessern und gleichzeitig den Kraftstoffverbrauch zu minimieren.

1.2. ZIELSETZUNG

Das Ziel des Projektes „Aktive Abgaskühlung“ besteht darin, den Ottomotor in Kombination mit einem Diesel-VTG-Lader bei Volllast mit $\lambda=1$ zu betreiben und dafür die Abgastemperatur auf Dieselniveau abzusenken (Temperatur vor Turbolader $\sim 820^{\circ}\text{C}$). Es soll eine Leistung von 147kW bei 4500 1/min mit einem maximalen Drehmoment von 320Nm ab 1500 1/min, d.h. eine hubraumspezifische Leistung von $\sim 75\text{kW/l}$, erreicht werden.

Weitere Untersuchungen sollen sich darauf konzentrieren, den bereits erwähnten Nachteil des schlechten Ansprechverhaltens des aufgeladenen Ottomotors mit Hilfe der VTG-Technologie zu eliminieren.

Das definierte Ziel, den Ottomotor bei Volllast mit $\lambda=1$ zu betreiben und gleichzeitig eine hohe spezifische Leistung zu erreichen erfordert neue technische Lösungen. Das Grundkonzept dieses Projektes sieht vor, einen konventionellen Ottomotor mit Kraftstoff-Direkteinspritzung, Phasenstellern für die Ein- und Auslassnockenwelle und 3-Wege-Katalysator mit einem VTG-Lader auszurüsten. Um die thermische Belastung der abgasseitigen Komponenten in den Griff zu bekommen, wird mit aktiver Kühlung des Abgases die Senkung des Temperaturniveaus angestrebt. Die aktive Kühlung wird realisiert indem der Abgaskrümmen und das VTG-Turbinengehäuse als gekühlte Bauteile ausgeführt werden.

1.3. KRITERIEN FÜR DIE SERIENEINFÜHRUNG

Um den zukünftigen Serieneinsatz der aktiven Abgaskühlung zu gewährleisten, muss sichergestellt werden, dass gewisse Kriterien nicht außer Acht gelassen werden. Unter anderem ist eine Abschätzung der zusätzlichen Kosten, die zur Herstellung der neuen Komponenten anfallen, notwendig wie auch die Sicherstellung der Integrierbarkeit des Systems in den vorhandenen Bauraum und die Einbindung in das Kühlsystem. Weiters bedarf es einer Überprüfung des Systems auf die Konformität bezüglich der aktuell gültigen, als auch der zukünftigen Abgasgesetzgebung. Zum letztgenannten Punkt sei erwähnt, dass das Aufwärmverhalten des Abgasstranges, insbesondere das des Katalysators bei einem Kaltstart, einer expliziten Überprüfung unterzogen werden muss.

1.4. INHALTLICHE ABGRENZUNG DER DIPLOMARBEIT

<p>Projektstand bei Beginn der DA</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Patentrecherche zur Abklärung der Patentierbarkeit des Systems • Konstruktion der Bauteile unter Berücksichtigung der Vorgaben • Berechnung der Bauteile bezüglich Festigkeit und Analyse der Strömungsverhältnisse mit Hilfe von 3D-CFD Simulationen • Stichversuch mit Prototypen der gekühlten Bauteile
<p style="writing-mode: vertical-rl; transform: rotate(180deg);">Fragestellungen, die im Zuge dieser Diplomarbeit behandelt wurden</p>	<p>Prüfstand</p> <ul style="list-style-type: none"> • Durchführung des bereits vordefinierten Messprogramms • Festlegung weiterer Messprozeduren bezüglich der, im Zuge der Diplomarbeit, auftretenden Fragestellungen
	<p>Analyse</p> <p><u>BSFC-Einsparungspotential</u></p> <p><u>Kühlsysteme des AGK und des VTG-Turbinengehäuses</u></p> <ul style="list-style-type: none"> ↳ Definition der Berechnungsweise ↳ Durchführung und Verifikation der Berechnungen <p><u>VTG-Wirkungsgrad</u></p> <ul style="list-style-type: none"> ↳ Entwicklung eines Berechnungsalgorithmus ↳ Programmierung des Algorithmus für die Auswertungssoftware Concerto ↳ Verifikation des Algorithmus <p><u>Berechnung des Massendurchflusses der VTG-Turbine</u></p> <ul style="list-style-type: none"> ↳ Entwicklung eines Berechnungsalgorithmus ↳ Verifikation der Berechnungsergebnisse <p><u>Transientverhalten</u></p> <ul style="list-style-type: none"> ↳ Definition einer Vorgehensweise zur Ermittlung einer optimalen VTG-Strategie für den transienten Drehmomentaufbau ↳ Erstellen des benötigten Messprogramms ↳ Zusammenstellung einer Strategie aus den erhaltenen Messergebnissen ↳ Verifikation der ermittelten Strategie anhand von Prüfstandsversuchen ↳ Berechnung von transienten Lastsprüngen zur Ermittlung von nicht messbaren Parametern, sowie zur Verifikation der VTG-Strategien ↳ Entwicklung einer Funktionsstruktur für die Motorsteuerung

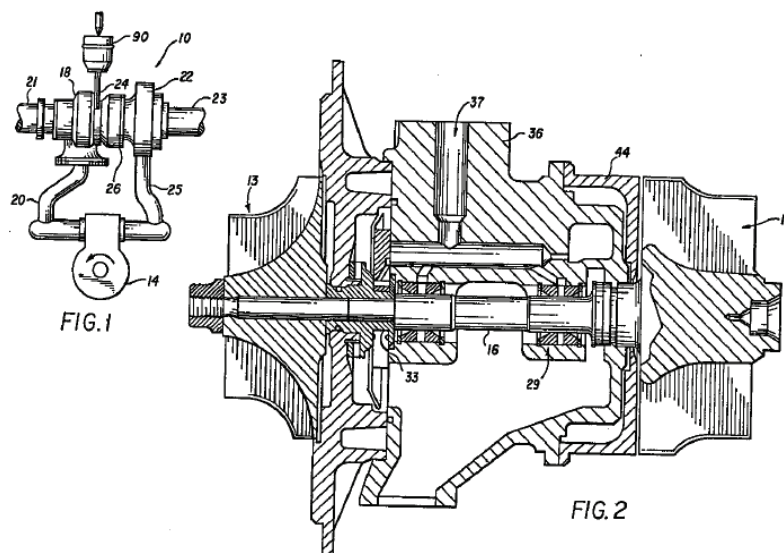
2. AUSGANGSSITUATION

2.1. STAND DER TECHNIK/PATENTRECHERCHE

Die Aufladetechnik mit variabler Turbinengeometrie (VTG) wurde im Laufe der Zeit ständig weiterentwickelt. Daher soll im folgenden Abschnitt auf die technische Entwicklung der VTG für die Anwendung bei Verbrennungskraftmaschinen eingegangen werden. Im Sinne einer übersichtlichen Darstellung, wird die Technik der VTG im Folgenden in die drei Hauptmerkmale Schaufellagerung, Schaufelverstellung und Turbinengehäuse unterteilt.

2.1.1. Schaufellagerung

Die erste VTG-Turbine (Abb. 2.1 - Abb. 2.3), die in Serie eingesetzt wurde, war die „Garrett step-1“. Das dazugehörige Patent [1] wurde 1986 angemeldet und kann als Grundlage für die weiteren Entwicklungen der Betätigungselemente für die Leitschaufelverstellung gesehen werden. Ein Kennzeichen der „Garrett step-1“ war, dass der Trägerring (138) mit den Leitschaufeln mit Distanzhülsen (130) in das Turbinengehäuse (118) eingeschraubt wurde (siehe Abb. 2.4). Die Weiterentwicklungen bezüglich der Ausführung des Verstellmechanismus zogen eine Reihe weiterer Patentanmeldungen nach sich.



0226444

Abb. 2.1 Schnittdarstellung, Garrett step-1 [1]

0226444

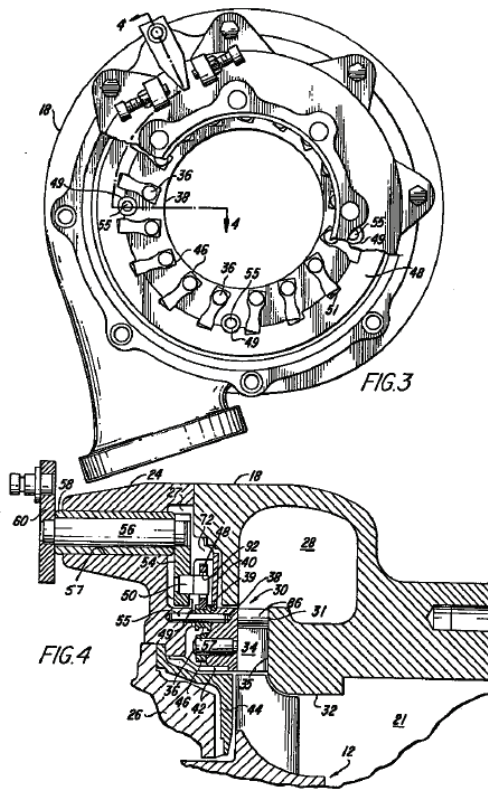
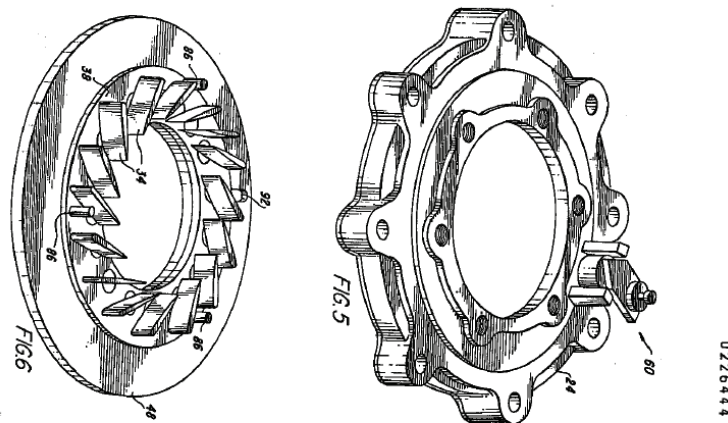


Abb. 2.2 Verstellmechanik der Leitschaufeln, Garrett step-1 [1]



0226444

Abb. 2.3 Trägerring mit Leitschaufeln, Garrett step-1 [1]

0226444

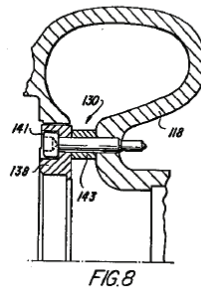


Abb. 2.4 Verschraubung des Trägerringes mit dem Turbinengehäuse, Garrett step-1 [1]

Eine wesentliche technische Weiterentwicklung stellen die zum Einbau vormontierten Leitschaufelträger, sogenannte Kartuschen, dar (Abb. 2.5, Abb. 2.6) [2]. Die Vorteile dieser Bauform liegen in den kleinen Spielen und der Zwängungsfreiheit im System der Leitschaufelverstellung. Aufgrund der hohen thermischen Belastung, sind aber zumindest die Trägerringe und die Leitschaufeln aus hochwarmfesten Werkstoffen herzustellen, was aufgrund der höheren Materialkosten als Nachteil für diese Bauform gewertet werden muss. Trotzdem stellt die vormontierte Kartusche die aktuell verwendete technische Lösung dar.

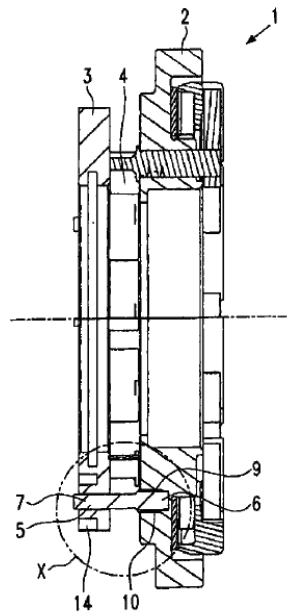


Abb. 2.5 Schnittdarstellung, Kartusche [2]

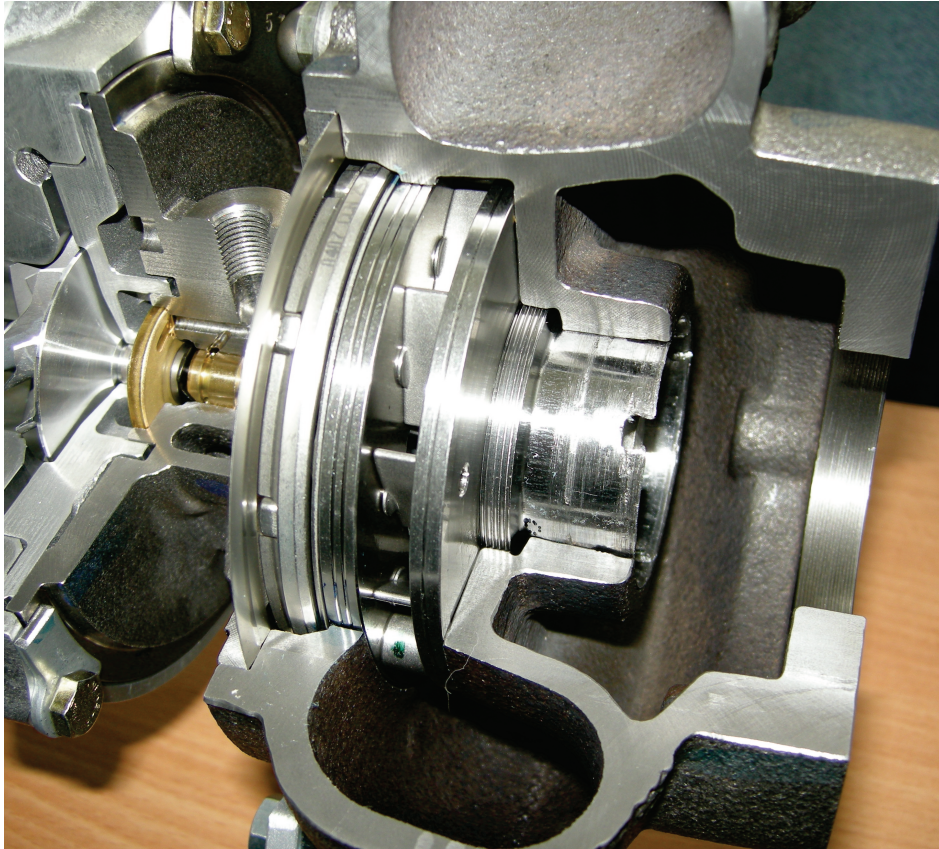


Abb. 2.6 Schnittmodell einer VTG-Turbine mit Kartusche

Bei allen Ausführungsformen einer VTG-Turbine müssen in der Schaufelträgereinheit axiale und radiale Spalte für eine freie Dehnung der Leitschaufeln vorgesehen werden, was wiederum Nachteile bezüglich Betriebsspiel, Wirkungsgrad und Dichtigkeit mit sich bringt.

Der aktuelle Trend zu VTG-Turbo ladern bei Ottomotoren erfordert neue temperaturfeste Werkstoffe, führt damit aber auch zu höheren Kosten. Ziel muss es daher sein, neue Lösungen zu entwickeln, die auch kostentechnisch vertretbar sind.

2.1.2. Schaufelverstellung

Die Konstruktion des Mechanismus zur Verstellung des Leitschaufelwinkels hat sich, von der ersten VTG-Turbine bis zu heutigen Modellen, kaum verändert. Grundsätzlich gibt es drei Varianten die Verstellung des Schaufelwinkels zu bewerkstelligen. Abb. 2.7 und Abb. 2.8 zeigen die von Toyota patentierte Lösung [3]. Die Schaufeln (8) sind dabei auf einer Welle (10), an der ein Hebel (11) befestigt ist, in einem Trägerring (9) gelagert. Durch Verdrehung des Verstellringes (16) durch einen Hebel (15) kann der Winkel der Leitschaufeln (8), deren Hebelen (11) bezüglich der Stellung des Ringes mit Pins (13) arretiert sind, verändert werden.

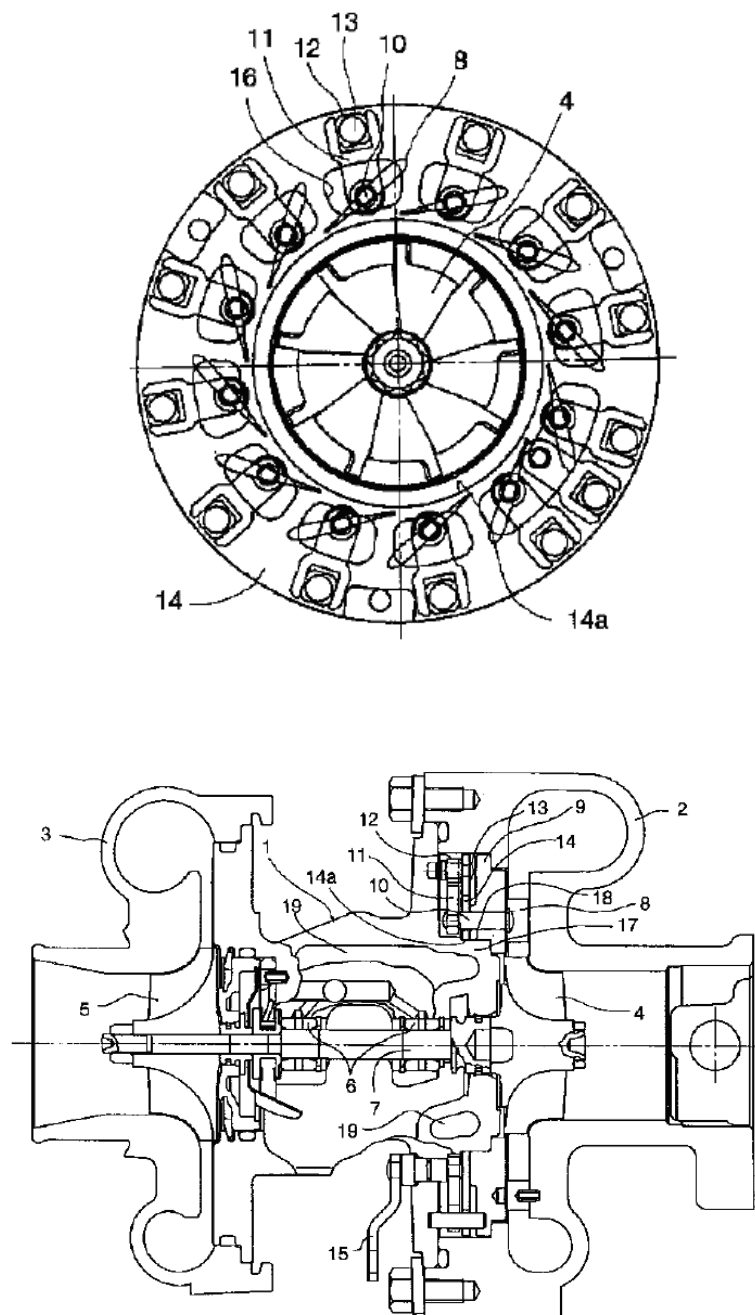
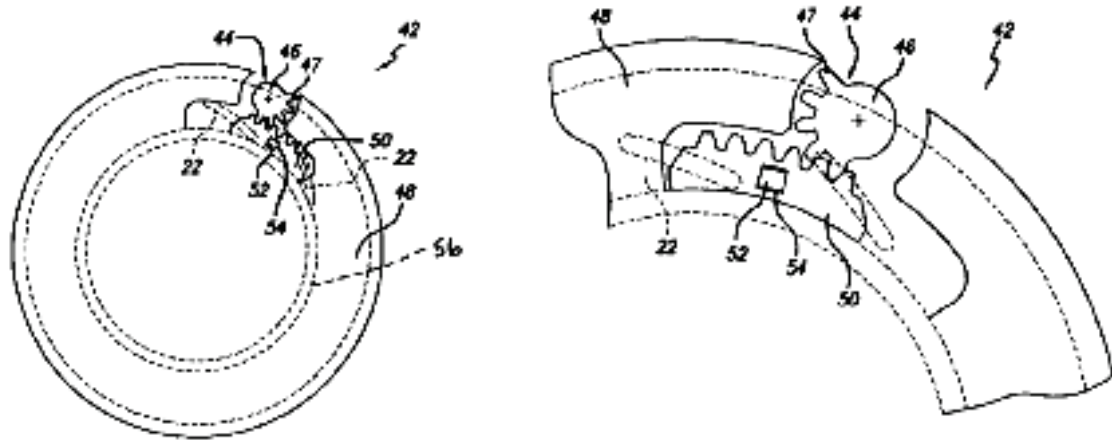


Abb. 2.8 Schnittdarstellung VTG, Toyota [3]

Ein weiteres Prinzip zur Verstellung des Leitschaufelwinkels zeigt Abb. 2.9. Bei diesem wurde der Hebelmechanismus zur Verstellung des Verstellringes (56) durch ein Ritzel (46) und ein Zahnsegment (50), das mit dem Verstellring über das Element (52) verbunden ist, ersetzt. Die Verstellung der Leitschaufeln erfolgt durch Verdrehung eines, auf der Ritzelwelle gelagerten, Hebels.



Die Verstellmechanik ist üblicherweise im Raum zwischen Turbine und Verdichter untergebracht. Abb. 2.10 zeigt eine Konstruktion, bei der der Verstellmechanismus auf der Außenseite des Turbinengehäuses positioniert ist. Des Weiteren ist die Konstruktion als Kartusche (vormontierte einsteckbare Einheit) ausgeführt.

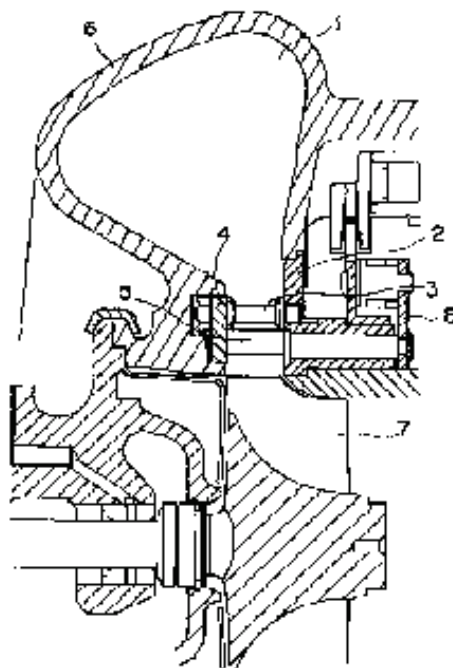


Abb. 2.10 Verstellmechanik außenliegend [5]

Neben den vorher gezeigten Patenten gab es noch andere Lösungen zur Verstellung der Leitschaufeln, wie den Verstellmechanismus mit Gelenkhebeln von Mitsu, sowie den Versuch von der Firma KKK die Variabilität mit einem verschiebbaren Ringspalt darzustellen.

2.1.3. Turbinengehäuse

Prinzipiell hat das Turbinengehäuse die Aufgabe, die Verstellmechanik der VTG-Turbine aufzunehmen und die, für das jeweilige Turbinenrad passende, Oberflächengeometrie für die Strömung des Abgases bereitzustellen (Abb. 2.11).

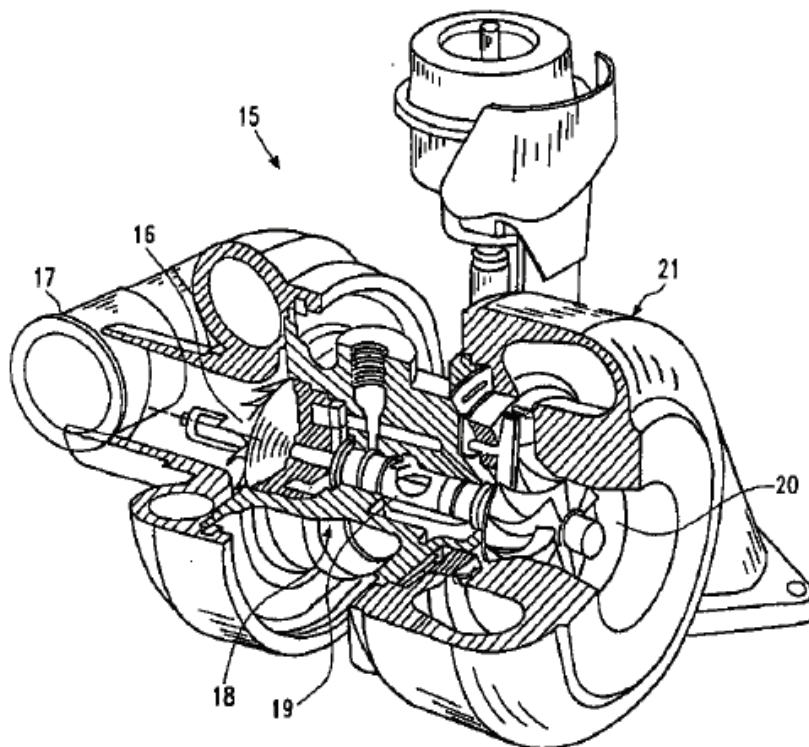
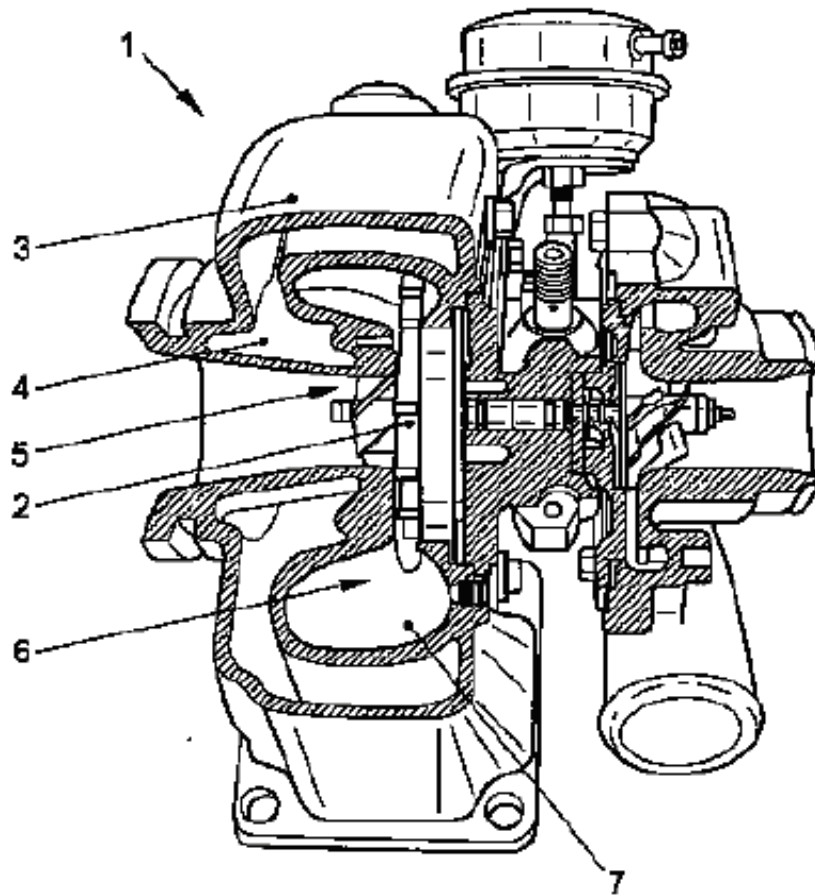


Abb. 2.11 Standard VTG-Turbinengehäuse [2]

Im Hinblick auf die Entwicklung der wassergekühlten VTG-Turbine soll an dieser Stelle eine Konstruktion, zur Patentierung eingereicht von der Volkswagen AG, erwähnt werden, die für den Marineinsatz von Brennkraftmaschinen entwickelt wurde (Abb. 2.12). In diesem Fall bestehen bestimmte Teile des Turbinengehäuses, die vom Kühlmedium (Meerwasser) durchflossen werden, aus einem korrosionshemmenden oder korrosionsresistenten Material (Aluminium) [6].



2.1.4. Benchmark: Porsche 911 Turbo

Die Firma BorgWarner Turbosystems (BWTS) begann 2001 mit der Entwicklung eines Abgasturboladers mit variabler Turbinengeometrie für Ottomotoren. Ziel war es, als erster Hersteller diese vielversprechende Technologie anbieten zu können. Zu diesem Zweck wurde eine Entwicklungspartnerschaft mit Porsche eingegangen. Seit 2005 liefert BWTS nun solche Turbolader für die Serienproduktion des Porsche 911 Turbo. In diesem Fahrzeug werden zwei Lader mit der Bezeichnung „BV50G“ mit elektrischer VTG-Betätigung eingesetzt (siehe Abb. 2.13). Der aufgeladene 6-Zylinder Boxermotor liefert bei 1.950 1/min das maximale Drehmoment von 620Nm und eine Nennleistung von 353kW bei 6000 1/min [7].

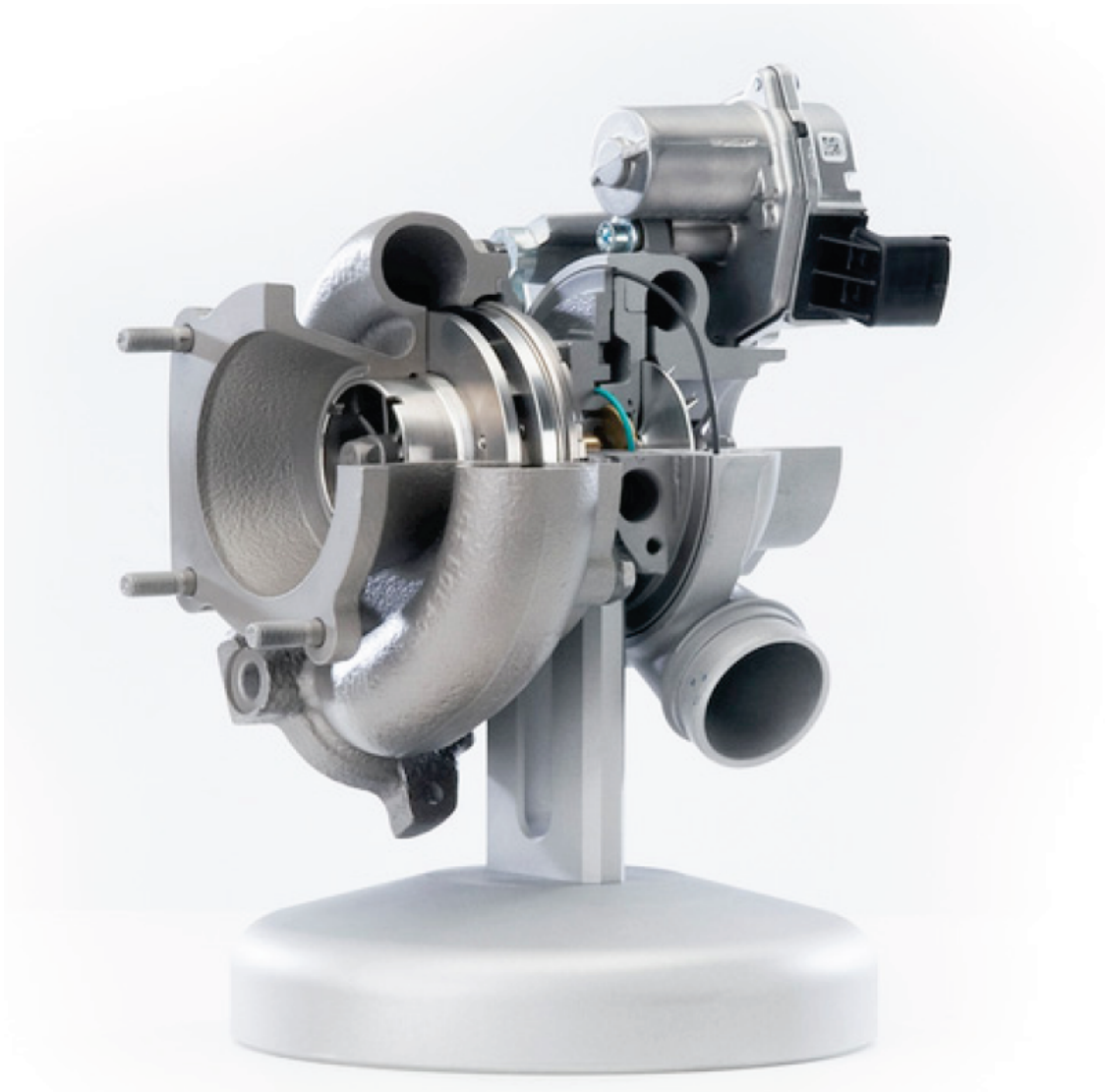


Abb. 2.13 Abgasturbolader BV50G mit variabler Turbinengeometrie, BWTS [7]

Die Funktionsweise und der Grundaufbau der Otto-VTG sind identisch zu einer Diesel-VTG der dritten Generation. Der Turbolader ist als Kartuschenlösung unter Verwendung hochtemperaturfester Werkstoffe ausgeführt. Aufgrund der erhöhten Wärmebelastung und der zum Einsatz kommenden Werkstoffe, mussten Spiel- und Spaltmaße angepasst werden. Zum Schutz vor Überhitzung des turbinenseitigen Kolbenringes wurde ein doppelter Hitzeschild ausgeführt (siehe Abb. 2.14). Das Schalenelement auf der Rückseite der Turbine dient als Hitzeschild für die dahinterliegende Feder. Diese wiederum hat die Aufgabe den Raum zwischen Lagergehäuse und Turbinenrad gegen das heiße Abgas abzudichten [7].

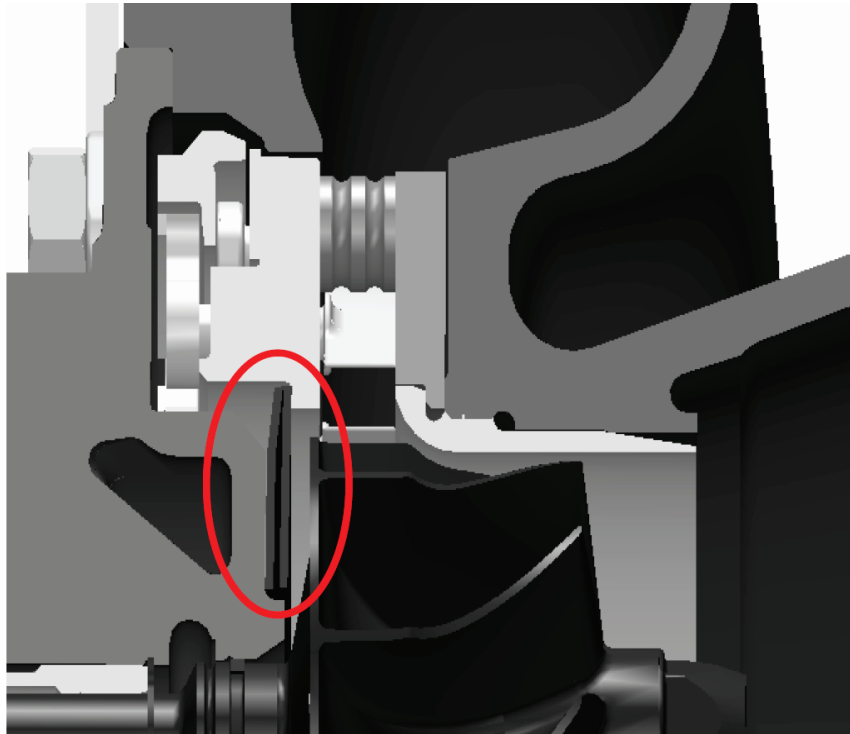


Abb. 2.14 Ausschnitt Turbinengehäuse BV50G [7]

Der von BWTS in Kooperation mit Porsche entwickelte Turbolader hält Abgastemperaturen von bis zu 1000°C stand und die nächste Generation der Otto-VTG von BWTS soll diesen Wert übertreffen und Temperaturen bis 1050°C standhalten. Durch die hohen Kosten, die sich durch die Verwendung von hochtemperaturfesten Werkstoffen, die genauen Fertigungsvorgaben und die zu erreichenden Oberflächenbeschaffenheiten ergeben, beschränkt sich die Anwendung dieser Turbolader jedoch derzeit auf Fahrzeuge der Oberklasse.

2.2. THEORETISCHER HINTERGRUND

In diesem Abschnitt wird auf die verschiedenen Möglichkeiten der Aufladung unter Verwendung des Abgasenthalpiestromes eingegangen. Die Abgasturboaufladung hat den Zweck, die im Abgas vorhandene Energie zu nutzen, wobei grundsätzlich zwischen zwei Beaufschlagungsarten der Turbine, nämlich der Stau- und der Stoßaufladung, unterschieden werden kann.

2.2.1. Stauaufladung

Bei der Stauaufladung werden die Auspuffgase aus den einzelnen Zylindern in einen gemeinsamen Behälter geleitet, wo sich die Druckstöße der einzelnen Zylinder beruhigen und das Gas mit nahezu konstantem Druck zur Turbine strömt. Prinzipiell ist dafür nur ein Turbolader mit einem einfachen Eintritt in die Turbine notwendig. Das für eine ausreichende Dämpfung der Druckpulsationen erforderliche Volumen des Auslassbehälters ist von der

Frequenz der Pulsationen, das heißt von der Anzahl der, in den Behälter mündenden, Zylinder abhängig.

Die thermodynamischen Zustandsänderungen des Verbrennungsgases sind für ein überkritisches Druckverhältnis, Zylinderdruck p_z zu Behälterdruck p_3 , im h - s -Diagramm in Abb. 2.15 vereinfacht dargestellt. Der Darstellung im h - s -Diagramm liegt die Annahme eines wärmeisolierten Behälters sowie die Voraussetzung, dass h_0 die mittlere spezifische Enthalpie der während eines Arbeitsspieles ausgeschobenen Masse darstellt, zugrunde. Die Bezugnahme auf die mittlere spezifische Enthalpie ist deshalb notwendig, weil die ausströmende Masse am Beginn des Ausschiebetaktes eine höhere, am Ende jedoch eine niedrigere Temperatur als jene im Behälter aufweist. Die vom Zylinder in den Behälter austretende Gesamtenthalpie bleibt aber erhalten.

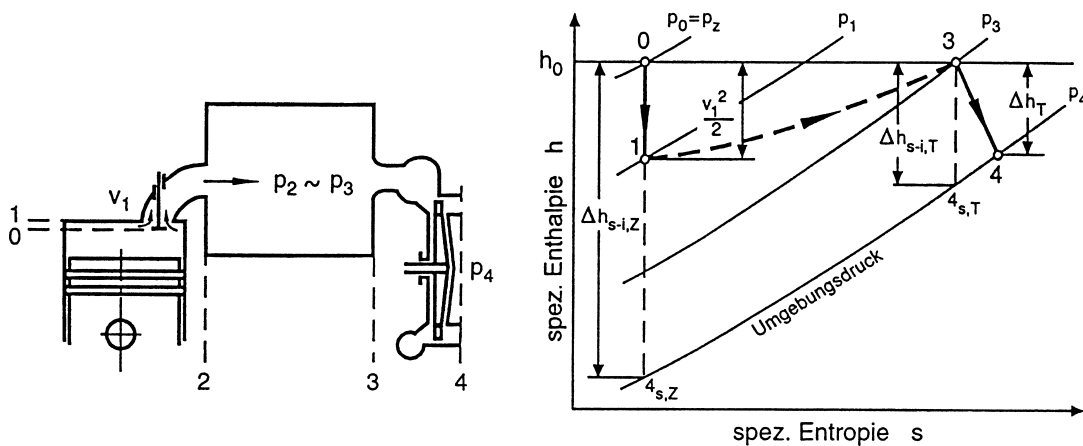


Abb. 2.15 h - s -Diagramm für Stauaufladung bei überkritischem Druckverhältnis [8]

Abhängig vom Druckverhältnis p_z/p_3 strömt das Gas mit kritischer oder unterkritischer Geschwindigkeit durch den Ventilspalt und expandiert im Abgasbehälter unter Verwirbelung der Geschwindigkeitsenergie $v_1^2/2$ auf den annähernd konstanten Behälterdruck p_3 . Obwohl die Totalenthalpie erhalten bleibt, führen die Durchmischung des Behälterinhaltes mit der einströmenden Masse veränderlicher Temperatur, die Verwirbelung der Geschwindigkeitsenergie und die Drosselung, abhängig vom Druckgefälle, zu einer starken Entropiezunahme. Dadurch steht der Turbine bei isentroper Expansion auf Umgebungsniveau nur mehr das verhältnismäßig geringe Enthalpiegefälle $\Delta h_{s-i,T}$ zur Verfügung, während bei isentroper Expansion vom Zylinderdruckniveau aus, die theoretisch verfügbare Enthalpiedifferenz $\Delta h_{s-i,Z}$ beträgt. Aufgrund der Turbinenverluste kann vom vorhandenen isentropen Enthalpiegefälle $\Delta h_{s-i,T}$ nur Δh_T für den Antrieb des Verdichters genutzt werden. Bei der Stauaufladung wird die schlechte Nutzung der Abgasenthalpie durch die besseren Turbinenwirkungsgrade bei praktisch konstanter Druckbeaufschlagung teilweise wieder aufgewogen [8].

2.2.2. Stoßaufladung

Bei der Stoßaufladung fehlt ein Ausgleichsbehälter. Wegen des kleinen Volumens der Auspuffleitung steigt der Druck nach dem Öffnen des Auslassventils während der Druckabsenkung im Zylinder rasch an.

Die charakteristischen Merkmale der thermodynamischen Zustandsänderungen des Abgases sind in Abb. 2.16 im h - s -Diagramm vereinfacht dargestellt, wobei h_0 wieder für die mittlere spezifische Enthalpie der, aus dem Zylinder austretenden, Masse steht. In der ersten Phase nach dem Öffnen des Auslassventils (Vorauslass) herrscht zwischen dem Zylinderdruck p_z und dem Behälterdruck p_3 ein überkritisches Druckverhältnis. Das mit Schallgeschwindigkeit durch den Ventilspalt strömende Verbrennungsgas wird am Beginn der Auspuffleitung auf den momentanen Druck p_2 gedrosselt, wobei abhängig vom Verhältnis Leitungs- zu Ventildurchtrittsquerschnitt ein Teil der Geschwindigkeitsenergie $v_2^2/2$ erhalten bleibt. Die Druckwelle läuft nun mit Schallgeschwindigkeit zum Rohraustritt, wo unter der Voraussetzung eines kurzen wärmeisolierten Rohres und der Vernachlässigung der Reibungsverluste das Gas mit der Geschwindigkeit $v_3 \approx v_2$ in die Turbine strömt.

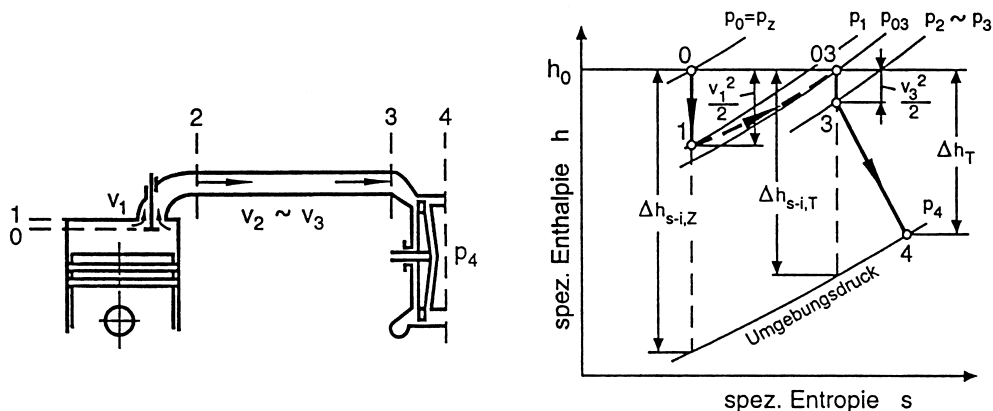


Abb. 2.16 h - s -Diagramm für Stoßaufladung bei überkritischem Druckverhältnis [8]

Am Beginn des Auslasstakts ist wegen des hohen Druckverhältnisses p_z/p_2 die Einströmgeschwindigkeit v_1 wesentlich größer als die Ausströmgeschwindigkeit v_3 . Dies führt zu einem raschen Anstieg des Auslassrohrdrucks, wodurch das Druckgefälle zwischen Zylinder und Auslassrohr sinkt und die Drosselverluste wesentlich abnehmen. Die kleineren Drosselverluste und die teilweise Erhaltung der Geschwindigkeitsenergie bewirken eine geringere Entropiezunahme, als dies bei der Stauaufladung der Fall ist. Somit kann vom theoretisch möglichen Enthalpiegefälle $\Delta h_{s-i,Z}$ ein größerer Anteil Δh_T für den Antrieb des Verdichters genutzt werden.

Der größte Teil der Energie wird als Druckwelle, ein wesentlich kleinerer Teil als Geschwindigkeitswelle zur Turbine transportiert. Diese Druckschwankungen wirken sich wegen des Rückstaus auch auf die Ausschleifarbeit des Motors aus, wodurch sich bei stoßaufgeladenen Motoren der Verbrauch im Allgemeinen geringfügig erhöht.

Bei der Stoßaufladung bringt die ungleichmäßige Beaufschlagung für die Turbine nur Nachteile, wie beispielsweise das geringere Schluckvermögen, die stärkere Anregung der Schaufelschwingungen oder einen schlechteren Wirkungsgrad, mit sich. Der Nachteil des schlechteren Wirkungsgrades wird jedoch normalerweise vom höheren Energieangebot überwogen [8].

2.3. BERECHNUNG

2.3.1. Auslegung des Verdichters

Die Anforderungen an den Turbolader werden durch den, für eine geforderte Motorleistung notwendigen, Luftdurchsatz, das dafür erforderliche Druckverhältnis und durch den Einsatzzweck des aufgeladenen Motors bestimmt. Für eine Vorauslegung lässt sich der erforderliche Luftdurchsatz L_p bezogen auf die Leistungseinheit mit Gl. 2.1 ermitteln [8].

$$L_p = \frac{\dot{m}_L}{P_e} = \frac{\dot{m}_B}{P_e} \lambda L_{st} = b_e \lambda L_{st} \quad \text{Gl. 2.1}$$

Für den spezifischen Kraftstoffverbrauch b_e in kg/kWh und das Luftverhältnis λ können, unter Berücksichtigung der Emissionsanforderungen, Werte basierend auf Erfahrungen bei ähnlichen Motoren eingesetzt werden.

Der vom Betriebspunkt abhängige Luftdurchsatz kann im Druckverhältnis-Volumenstrom-Kennfeld dargestellt werden. Dabei wird der notwendige Durchsatz (Motorschlucklinie), bezogen auf den Zustand vor Verdichter, abhängig vom Ladedruck und der Motordrehzahl aufgetragen (siehe Abb. 2.17).

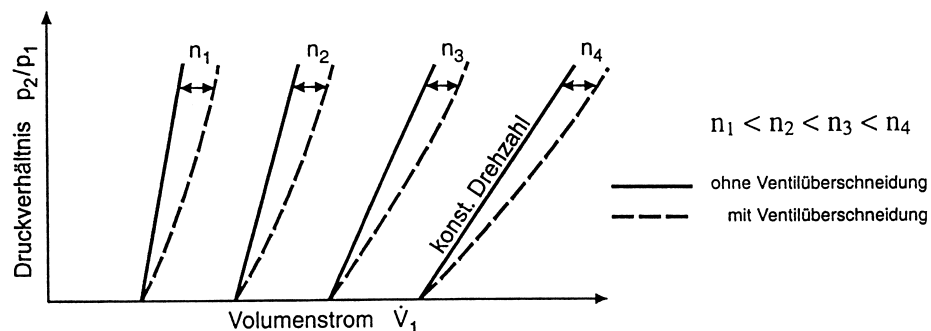


Abb. 2.17 Motorschlucklinien eines Viertaktmotors bei verschiedenen Drehzahlen (n) [8]

Beim Viertaktmotor errechnet sich der Volumenstrom aus der angesaugten und der während der Ventilüberschneidung durchgespülten Masse. Der Volumendurchsatz \dot{V}_1 errechnet sich näherungsweise aus dem Hubvolumen V_h , der Motordrehzahl n und dem Liefergrad λ_l mit:

$$\dot{V}_1 = V_h \frac{n}{2} \frac{\rho_2}{\rho_1} \lambda_l + \psi_{23} \frac{\rho_2}{\rho_1} \sqrt{2 R T_2} \frac{\int \mu_{red} A_{red} d\varphi}{720} \quad \text{Gl. 2.2}$$

Während der erste Term proportional zur Motordrehzahl ist, hängt der zweite Term vom Druckverhältnis und der Ventilüberschneidung, die über A_{red} in die Berechnung eingeht, ab. Die durchgespülte Masse ist von der Drehzahl weitgehend unabhängig. ψ_{23} , die sogenannte Durchflussfunktion, ist nach Gl. 2.3 definiert.

$$\psi_{23} = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \left[\left(\frac{p_3}{p_2} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_3}{p_2} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad \text{Gl. 2.3}$$

Bei aufgeladenen Viertaktmotoren mit großer Ventilüberschneidung kann der Liefergrad mit guter Näherung durch die empirische Beziehung

$$\lambda_l \approx \frac{\varepsilon}{\varepsilon-1} \frac{T_2}{313 + \frac{5}{6} t_2} \quad \text{Gl. 2.4}$$

ersetzt werden [8]. Darin ist ε das Verdichtungsverhältnis, T_2 die Temperatur vor dem Einlassventil in [K] und t_2 dieselbige in [°C]. Der Ausdruck $\varepsilon/(\varepsilon-1)$ berücksichtigt, dass bei großer Ventilüberschneidung keine nennenswerte Rückexpansion des Restgases stattfindet und der zweite Ausdruck bewertet die Erwärmung der Ladeluft während des Ansaugvorganges. Bei kleiner Ventilüberschneidung und der dadurch bedingten Restgasverdichtung kann der tatsächliche Liefergrad mit dieser vereinfachten Betrachtungsweise nicht ausreichend genau bestimmt werden. Die Bestimmung erfolgt stattdessen mit Hilfe der Ladungswechselrechnung.

Bei der Wahl des Laders wird darauf geachtet, dass die, für den gewünschten Momentenverlauf des Motors erforderliche, Frischladung für den ganzen Drehzahlbereich des Motors vom Lader bestmöglich bereitgestellt wird.

Für das Projekt „Aktive Abgaskühlung“ wird ein Turbolader der Firma Garrett mit der Bezeichnung GT2052V verwendet. Dieser Lader wird aktuell bei einem Motor mit 2 l Hubraum und einer Nennleistung von 120kW eingesetzt. Das zugehörige Verdichterfeld ist in Abb. 2.18 dargestellt.

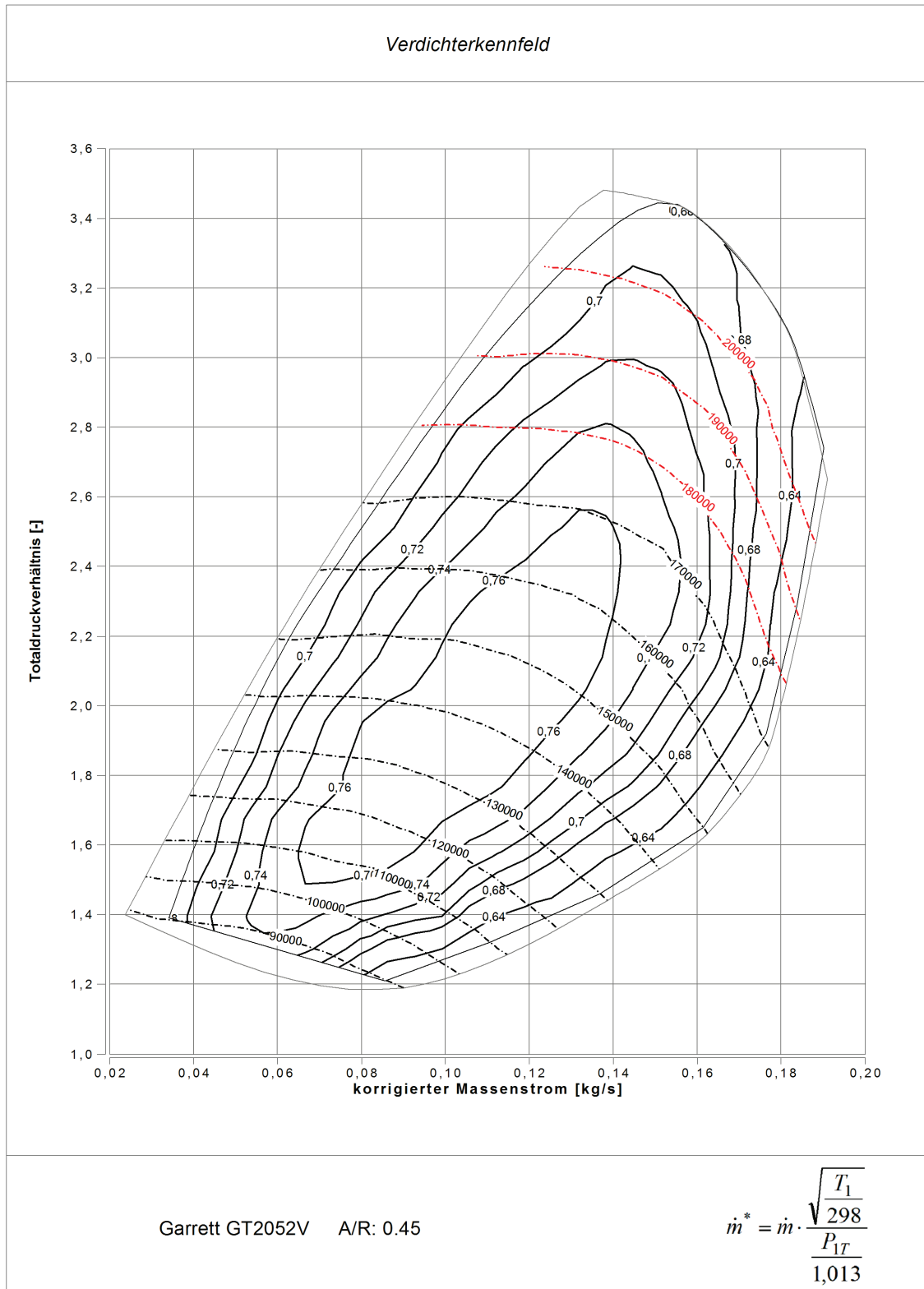


Abb. 2.18 Verdichterkennefeld Garrett GT2052V

2.3.2. Auslegung des Abgaskrümmers

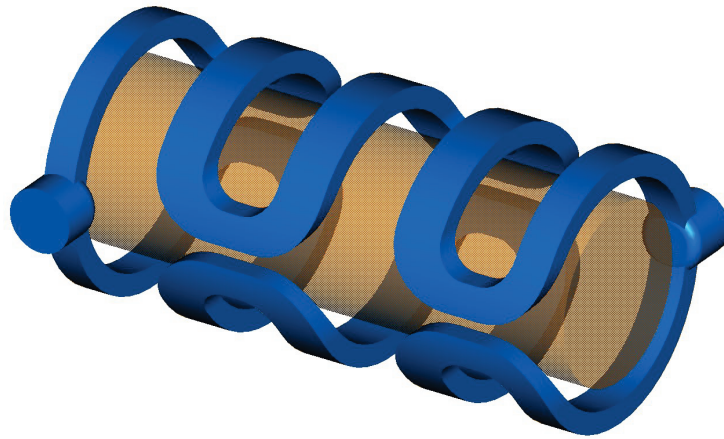
Die Anforderungen für den Abgaskrümmers bestehen darin, die Temperatur des Abgases auf ein Niveau von 850°C zu senken, was bei einem Ottomotor mit einer Abgastemperatur von ~1000°C ein ΔT von ~150°C ergibt. Um die überschüssige Wärmeenergie abzuführen, wird im Abgaskrümmers ein Kühlsystem integriert. Die abzuführende Wärmeleistung kann nach einer überschlägigen Berechnung mit ~30kW beziffert werden. Da aber der neue Abgaskrümmers mit integriertem Kühlsystem im selben Bauraum des Grauguss-Krümmers platziert werden muss, ist es konstruktiv nicht möglich den Krümmers in einer Art und Weise auszuführen, die die Abführung der notwendigen Wärmeleistung gewährleistet. Für die oben genannte Wärmeleistung und einen Krümmers-Innendurchmesser von ~30mm wäre eine Gesamtlänge des Krümmers von 700–900mm notwendig. Die gesamte Länge des konstruierten Krümmers liegt bei ~500mm, was zur Folge hat, dass sich die abführbare Wärmeleistung auf ~19kW verringert, wobei dies wiederum bedeutet, dass das geforderte Temperaturniveau von 850°C bei Volllast mit $\lambda=1$ nicht erreicht werden wird und folglich, trotz integrierter Abgaskühlung, angefettet werden muss.

2.4. KONSTRUKTION

Die Konstruktion war zu Beginn der vorliegenden Diplomarbeit bereits abgeschlossen. Es wurden mehrere Revisionen durchgeführt, um notwendige Änderungsmaßnahmen, die aufgrund von Simulationsergebnissen festgestellt wurden, zu berücksichtigen. Die Abänderungen betrafen vorrangig die Gestaltung des Kühlmantels des Abgaskrümmers (AGK) und des Turbinengehäuses (TG).

2.4.1. Abgaskrümmers AVL

In der Konzeptphase standen für die Durchströmung des Krümmers zwei Ausführungsmöglichkeiten zur Auswahl. Eine serielle Durchströmung, wie in Abb. 2.19, hat den Vorteil des erzwungenen Flusses des Kühlmediums durch die Kühlkanäle, aber auch den Nachteil, dass sich aufgrund der langen Kanäle ein hoher Durchflusswiderstand ergibt und sich die Gefahr von örtlichem Sieden zum Ende des Kühlkanals erhöht.



Eine parallele Ausführung der Kühlkanäle (Abb. 2.20) bringt den Vorteil eines geringeren Durchflusswiderstandes mit sich. Bei mangelhafter konstruktiver Ausführung besteht jedoch die Gefahr, dass es an Stellen mit schlechten Strömungsverhältnissen, aufgrund der fehlenden erzwungenen Durchströmung, zu örtlichem Sieden kommen kann.

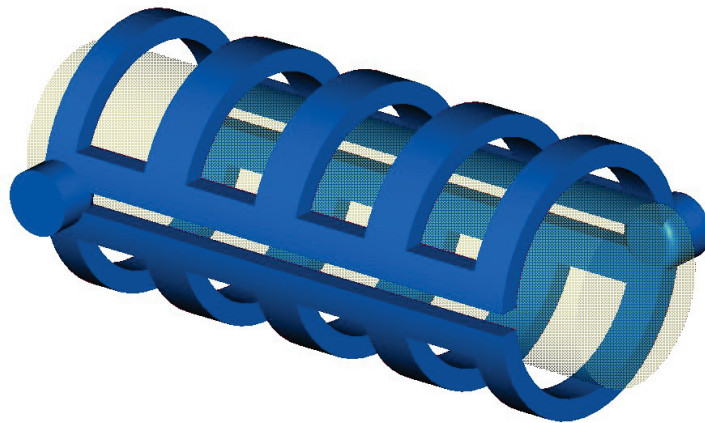


Abb. 2.20 Parallele Durchströmung

Die Entscheidung fiel zugunsten der parallelen Durchströmung. Eventuelle Schwachstellen in der Kühlmantelgeometrie wurden mit Hilfe von CFD-Simulationen ermittelt und beseitigt. Da der Ottomotor mit Quantitätsregelung, im Vergleich zum Dieselmotor mit Qualitätsregelung, auf Schwankungen der Ladungsmasse empfindlicher reagiert, wurde, wie in Abb. 2.21 ersichtlich, ein Wastegate (C) vorgesehen, um damit einerseits die Lastregelung bei Volllast und konstanter VTG-Stellung zu realisieren und andererseits einen zusätzlichen Freiheitsgrad bei der Wahl des Nennlastpunktes zu erhalten.

Die Kühlmittelzufuhr in den Abgaskrümmen erfolgt durch die mit (A) gekennzeichneten Öffnungen, während die Kühlmittelabfuhr über die Austrittsöffnungen, die mit (B) gekennzeichnet sind, bewerkstelligt wird.

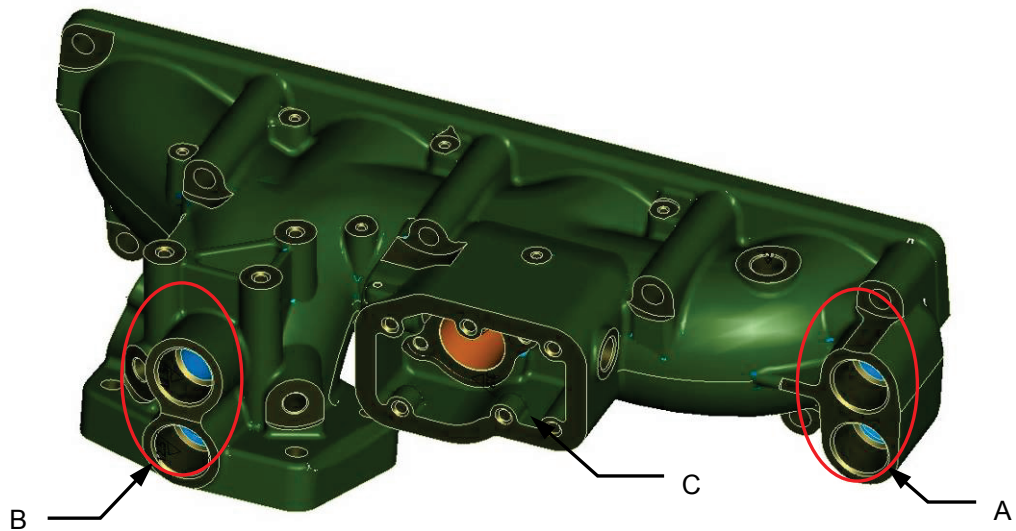


Abb. 2.21 Abgaskrümmter AVL „Oberseite“

Abb. 2.22 zeigt die Unterseite des ausgeführten Abgaskrümmers, bei dem die vier Gewindebohrungen im Flansch (A) zur Montage des VTG-Turbinengehäuses dienen. Der Flansch mit der Kennzeichnung (B) stellt die Entnahmestelle für die Abgasrückführung dar.



Abb. 2.22 Abgaskrümmter AVL „Unterseite“

Das Kühlsystem wurde, wie zu Beginn dieses Kapitels erklärt, in zwei getrennte, jeweils parallel angeordnete Kühlkreise aufgeteilt. Die Trennung der beiden Kühlkreise erfolgt entlang einer horizontalen Ebene, die auf Höhe der Mittelpunkte der Eintrittsöffnungen der abgasführenden Rohre, liegt. Mit dieser Aufteilung soll der Abtransport von eventuell auftretenden Bläschen, die

durch örtliches Sieden entstehen können, forciert werden. Diese Aufteilung ist vor allem für den unteren Kühlkreis von großer Bedeutung, da die Dampfbläschen in diesem Teil des Kühlmantels nicht ins Kühlmedium, also nach oben, entweichen können, sondern an der heißen Oberfläche hängen bleiben würden.

Die folgenden Abbildungen, Abb. 2.23 und Abb. 2.24, stellen den Kühlmantel des Abgaskrümmers dar. Da der Wastegateschacht enormen thermischen Belastungen ausgesetzt ist, wird eine zusätzliche „Kühlzunge“ (A) integriert.

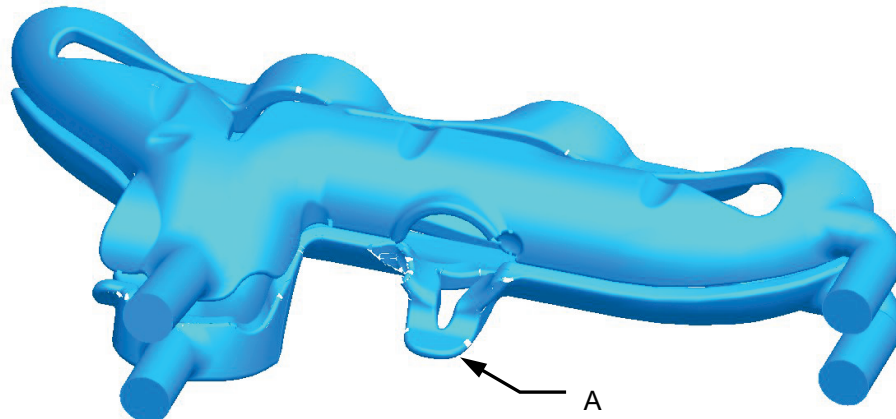


Abb. 2.23 Kühlmantel Abgaskrümmers AVL „Oberseite“

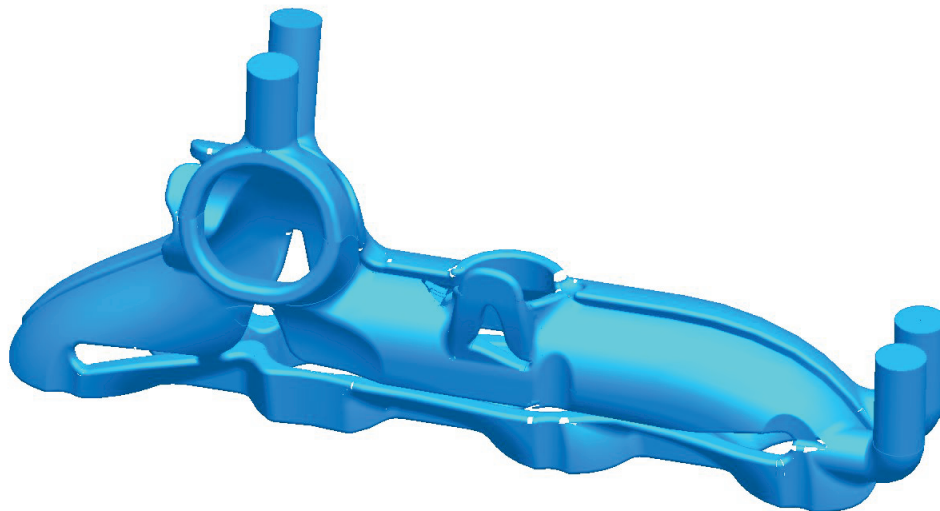


Abb. 2.24 Kühlmantel Abgaskrümmers AVL „Unterseite“

2.4.2. Turbinengehäuse AVL

Wie in Kapitel 2.3.1 erwähnt, wurde für dieses Projekt die Turbine GT20V der Firma Garrett verwendet, von der alle Komponenten, bis auf das Turbinengehäuse, übernommen wurden. Aus diesem Grund mussten die Geometrie für das Laufrad der Turbine (A), die Anschlüsse (B) und die Kontaktflächen (C) zum Lagergehäuse vom Standardgehäuse übernommen werden (siehe Abb. 2.25, Abb. 2.26).

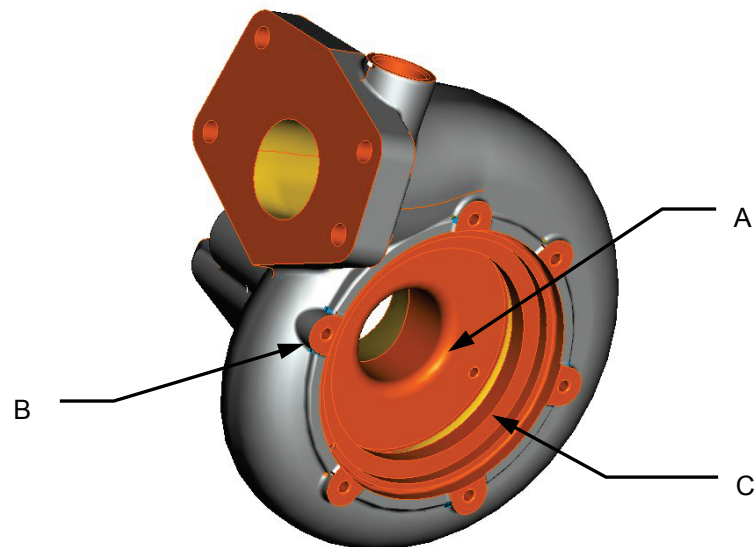


Abb. 2.25 Turbinengehäuse AVL „Zustromseite“

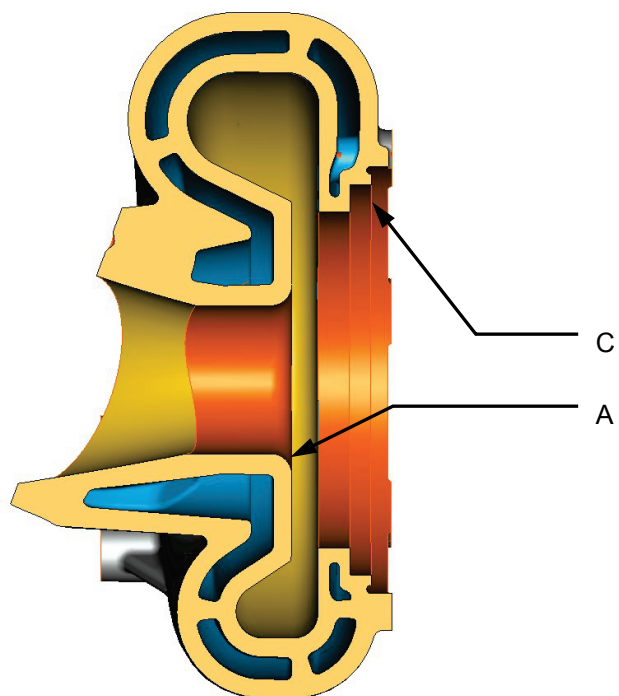


Abb. 2.26 Schnitt durch Turbinengehäuse AVL

Abb. 2.27 zeigt den Kühlmiteleintritt (A), den Kühlmittelaustritt (B), den Flansch für den Auspuff (C) sowie die Gewindebohrungen für die Montage des VTG-Stellers (D).

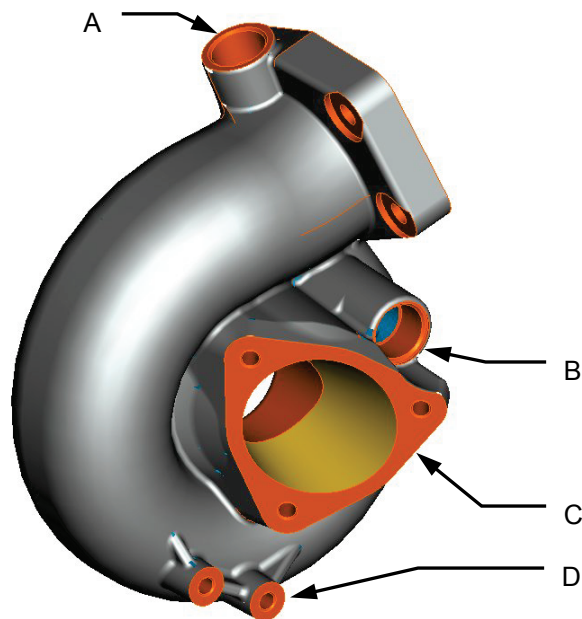


Abb. 2.27 Turbinengehäuse AVL „Abstromseite“

Der Kühlmantel für das Turbinengehäuse wurde mit einer seriellen Durchströmung ausgeführt. Das Basiskonzept (siehe Abb. 2.28, Abb. 2.29) wurde mit Hilfe von CFD-Simulationsergebnissen analysiert und in mehreren Iterationsschritten weiterentwickelt, um den, aufgrund der seriellen Durchströmung vorhandenen, Nachteil des hohen Druckverlustes zu minimieren.

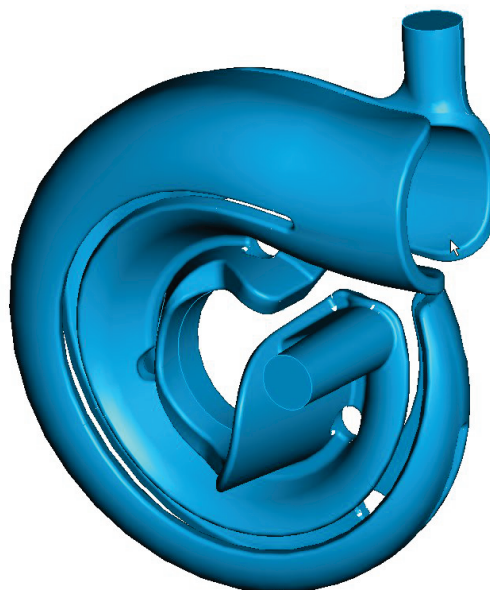


Abb. 2.28 Basiskonzept Kühlmantel Turbinengehäuse AVL „Abstromseite“



Abb. 2.29 Basiskonzept Kühlmantel Turbinengehäuse AVL „Verdichterseite“

Ein weiteres Ziel war es, die Stellen mit hoher Strömungsgeschwindigkeit zu entschärfen, um eine möglichst gleichmäßige Durchströmung darzustellen. Wie in Abb. 2.30 und Abb. 2.31 ersichtlich, konnte dies mit gezielten konstruktiven Maßnahmen erreicht werden.

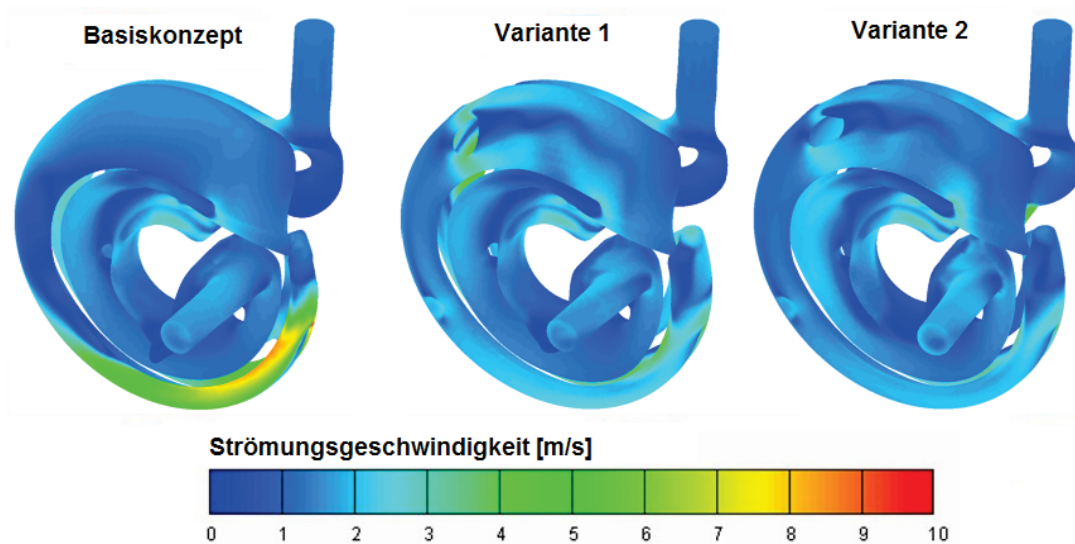


Abb. 2.30 Vergleich der Strömungsgeschwindigkeit im Turbinengehäuse, Ansicht „Abstromseite“

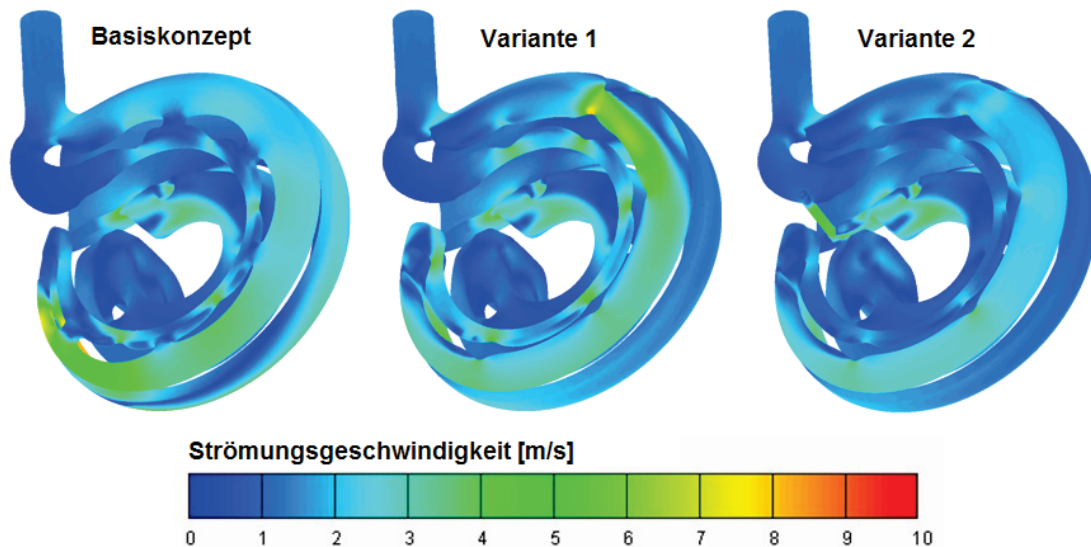


Abb. 2.31 Vergleich der Strömungsgeschwindigkeit im Turbinengehäuse, Ansicht „Verdichterseite“

Laut Simulationsergebnissen konnte der Druckverlust, von 560mbar im „Basiskonzept“ auf 310mbar in „Variante 1“ und schlussendlich auf 190mbar in „Variante 2“ gesenkt werden. Neben den geometrischen Veränderungen im Kühlmantel wurde auch eine Kurzschlussbohrung vorgesehen (siehe Abb. 2.32). Der Effekt dieser Bohrung ist die direkte Einleitung des Kühlmittels in den dem Kühlmittleintritt gegenüberliegenden Bereich, die an dieser Stelle die Kühlung unterstützt und gleichzeitig die Temperatur am Kühlmittelaustritt absenkt. Die Auswirkungen der geometrischen Abänderungen auf die Temperaturverteilung im Kühlmittel werden in Abb. 2.33 und Abb. 2.34 verdeutlicht.

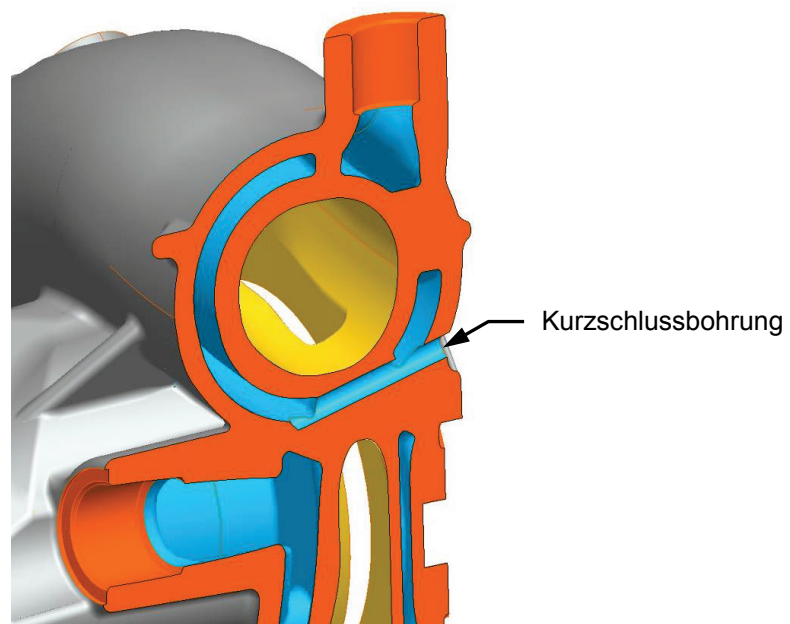


Abb. 2.32 Schnittbild der Kurzschlussbohrung im Turbinengehäuse

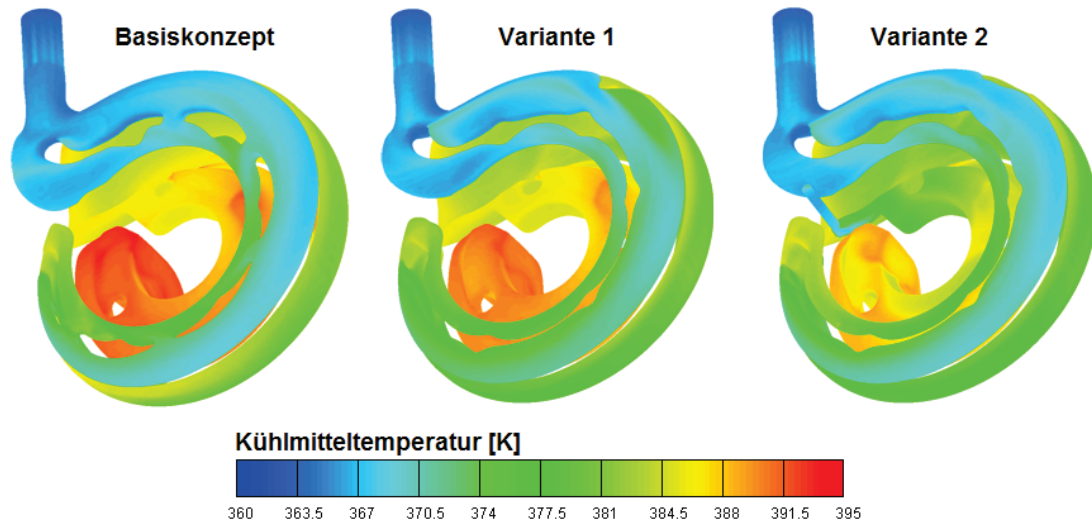


Abb. 2.33 Vergleich der Kühlmitteltemperatur im Turbinengehäuse „Verdichterseite“

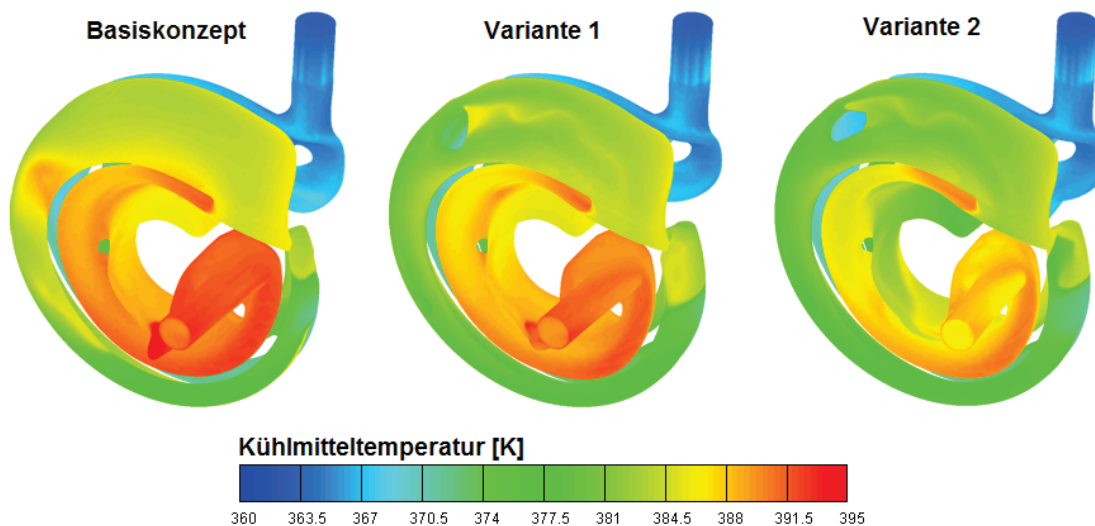


Abb. 2.34 Vergleich der Kühlmitteltemperatur im Turbinengehäuse „Abstromseite“

Eine konstruktive Besonderheit stellt die Gestaltung der Kontaktfläche zwischen dem Ring, in dem die Leitschaufeln gelagert sind, und dem Turbinengehäuse dar. Im Sinne einer durch Flächenkontakt herbeigeführten Wärmeleitung, wurde diese Fläche turbinengehäuseseitig mit einer Rillenstruktur versehen, die es ermöglicht, den Turbolader im kalten Zustand zwängungsfrei zusammenzubauen. Zusätzlich bewirkt diese Struktur, dass bei Erwärmung der Bauteile zunächst nur kleine Flächenanteile des Lagerrings mit dem Turbinengehäuse kontaktieren. Bei zunehmender Bauteiltemperatur findet eine gewollte plastische Verformung an den Spitzen der Rillenstruktur (Abplattung) statt und resultiert in einer Vergrößerung der Kontaktfläche und folglich einer Zunahme der, von den Leitschaufeln über den Lagerring an das Turbinengehäuse, abführbaren Wärmeenergie. Der Wärmetransport ist damit temperatur- und

somit auch lastabhängig und kann, durch die geometrische Formgebung der Rillenstruktur, konstruktiv beeinflusst werden.

Aufgrund des geringsten Druckverlustes der „Variante 2“, wurde das Turbinengehäuse basierend auf dieser Konstruktion hergestellt. Die Herstellung erfolgte mit dem Rapid Prototyping-Verfahren und die mechanische Nachbearbeitung wurde in der AVL durchgeführt.

3. PRÜFSTANDSPROGRAMM

Die Versuchsplanung wurde anfangs grob definiert und während des Projektes kontinuierlich angepasst und erweitert. Es wurde eine grundsätzliche Unterteilung bezüglich der Motoraufbauvarianten vorgenommen:

- Basis: GG-Krümmen mit GG-VTG-Turbine
- Variante 1: Abgaskrümmen AVL mit GG-VTG-Turbine
- Variante 2: Abgaskrümmen AVL mit Turbinengehäuse AVL

Um verschiedene Interessensgebiete abzudecken, wurde eine Vielzahl an Versuchen durchgeführt. Die für diese Diplomarbeit relevanten Versuche sollen nun im Folgenden kurz beschrieben werden.

3.1. ERMITTLUNG DER MAXIMAL ZULÄSSIGEN ABGASTEMPERATUR

Im Sinne der Vollständigkeit soll zunächst der Messaufbau zur Ermittlung der maximal zulässigen Abgastemperatur erläutert werden.

Für den Vergleich der Volllastkurven der verschiedenen Varianten musste die maximal zulässige Abgastemperatur ermittelt werden, wofür ein optischer Temperatursensor im Turbinengehäuse für die Messung der Betriebstemperatur der Leitschaufeln installiert wurde.

Abb. 3.1 zeigt die Positionierung des Sensors für die VISIO-Temperaturmessung¹ beim GG-Turbinengehäuse sowie den, zur Überprüfung und Korrelierung der VISIO-Messwerte, installierten Temperaturfühler.

¹ optisches Verfahren zur Ermittlung der Oberflächentemperatur von Bauteilen unter Ausnutzung der Strahlungsemissionen derselben.

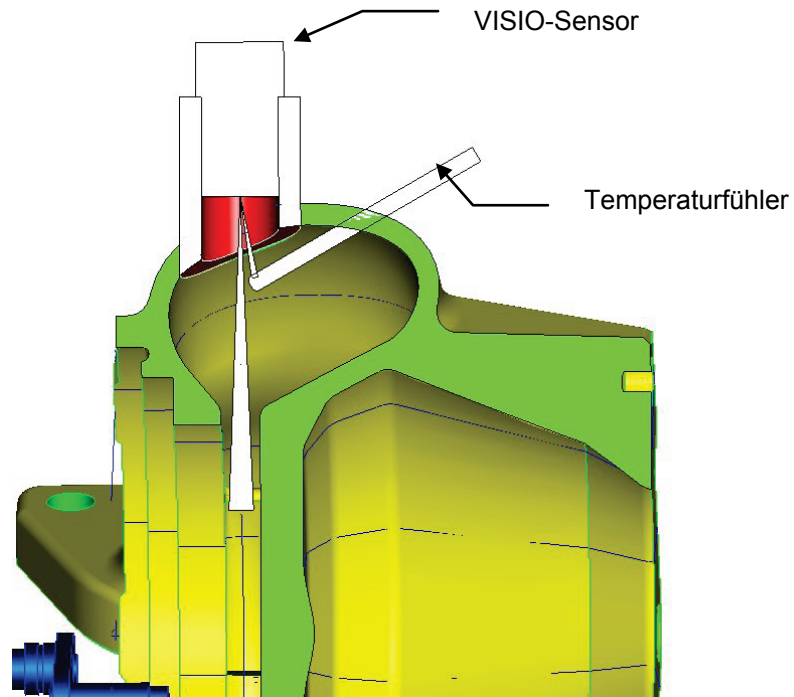


Abb. 3.1 Schnittbild VISIO-Temperaturmessung beim GG-Turbinengehäuse

Der Sensor verfügt über vier optische Kanäle, deren Ausrichtung in Abb. 3.2 ersichtlich ist. Für die Ermittlung der Schaufeltemperatur wurde der dritte Kanal verwendet, da dieser bei jedem Winkel der Leitschaufeln ungestört und in seinem vollen Querschnitt auf die zu vermessende Oberfläche zielt.

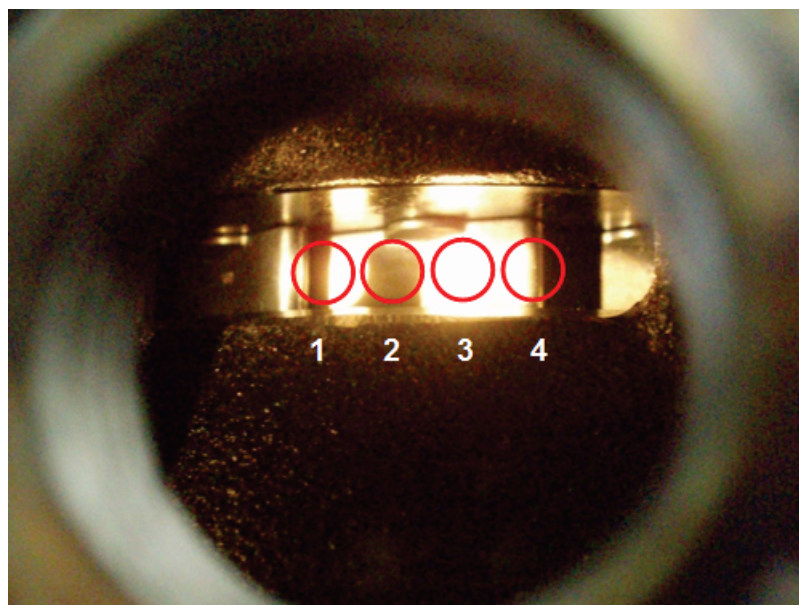


Abb. 3.2 Ausrichtung der Lichtkegel für die VISIO-Temperaturmessung

3.2. VOLLLASTKURVEN

Es wurden Volllastkurven mit unterschiedlichen VTG-Leitschaufelstellungen und verschiedenen Abgastemperaturen für die einzelnen Varianten vermessen. Diese Messungen bilden die Basis für die Analyse des VTG-Wirkungsgrades und die Optimierung der Volllastpunkte hinsichtlich des spezifischen Kraftstoffverbrauchs.

3.3. LASTPUNKTE ZUR VERIFIKATION DER MASSENSTROMBERECHNUNG

Zur Verifikation der Massenstromberechnung (siehe Kapitel 4.4.5) wurden Lastpunkte bei 2000 und 4000 1/min bei 8, 10, 12 und 14bar BMEP mit drei verschiedenen VTG-Leitschaufelstellungen vermessen.

3.4. LASTSPRÜNGE BEI 1500 1/MIN MIT VERSCHIEDENEN VTG-POSITIONEN

Die Untersuchungen bezüglich des transienten Ansprechverhaltens wurden anhand des, in der AVL standardisierten, Kriteriums zur Beurteilung des Drehmomentaufbaus eines Motors durchgeführt. Diese Vorgehensweise ist durch einen Lastsprung bei 1500 1/min von 1 auf 17bar BMEP gekennzeichnet.

Zur Generierung der Basismessdaten wurde ein automatisierter Testlauf verwendet, der Lastsprünge mit jeweils konstanten Leitschaufelstellungen beinhaltet. Aus den gemessenen Lastsprüngen wurde, mit Hilfe eines eigens entwickelten Auswerteverfahrens, eine Strategie für die optimale Leitschaufelstellung bei einem Lastsprung zusammengestellt und anschließend am Prüfstand verifiziert.

3.5. VERMESSUNG DES STATIONÄRPUNKTES: 1500 1/MIN, 1BAR BMEP

Der Lastpunkt „1500 1/min / 1bar“ stellt den Ausgangspunkt für die transienten Lastsprünge dar und wurde detaillierter vermessen, um den spezifischen Kraftstoffverbrauch (BSFC) und die Turbinendrehzahl in diesem Betriebspunkt zu optimieren.

4. ANALYSE DER MESSERGEBNISSE

4.1. BSFC-EINSPARUNGSPOTENTIAL BEI MAXIMAL MÖGLICHER BELASTUNG DER VTG-TURBINE

Die Randbedingungen für die VTG-Turbine wurden für die unterschiedlichen Konfigurationsvarianten folgendermaßen definiert:

Variante:	Randbedingung:	Bemerkung:
Basis GG-AGK / GG-VTG	T₃₁=820°C	T ₃₁ entspricht damit der Temperatur des Abgases eines Dieselmotors
Variante 1 AVL-AGK / GG-VTG	T₃₁=820°C	T ₃₁ entspricht damit der Temperatur des Abgases eines Dieselmotors. Mit dieser Festlegung können die ermittelten Einsparungen im BSFC direkt dem gekühlten AGK zugeordnet werden.
Variante 2 AVL-AGK / AVL-TG	Temperatur der VTG-Leitschaufeln: T_{VTG_FLAP}=740°C daraus folgt: T₃₁=950°C	T _{VTG_FLAP} entspricht damit dem Wert, der in der Basisvariante bei Betrieb mit T ₃₁ =820°C mit Hilfe der optischen Temperaturmesstechnik (VISIO) gemessen wurde. Mit dieser Festlegung wird die Turbine bei gleicher thermischer Belastung wie in der Basisvariante betrieben und es kann damit das maximal mögliche BSFC-Einsparungspotential ermittelt werden.

Tabelle 4.1 Randbedingungen zur Ermittlung des BSFC-Einsparungspotentials

Anhand dieser Definitionen wurde eine Reihe von Messungen durchgeführt. In Abb. 4.1 ist ein Vergleich der Varianten „Basis“, „Variante 1“ und „Variante 2“ dargestellt. Ab Drehzahlen größer 2000 1/min kann festgestellt werden, dass die BSFC-Werte der gekühlten Konfigurationen (Variante 1, Variante 2) divergieren, wobei sich ab 3000 1/min ein nahezu konstanter Offset zwischen den einzelnen Varianten einstellt, der bis zum Erreichen der Nenndrehzahl gleich bleibt. Dies ergibt sich aus dem Sachverhalt, dass ab 2000 1/min der Wärmeeintrag in den

Abgaskrümmer (AGK) und das Turbinengehäuse (TG) derart zunimmt, dass die aktive Kühlung deutliche Potentialunterschiede der verschiedenen Varianten aufdeckt.

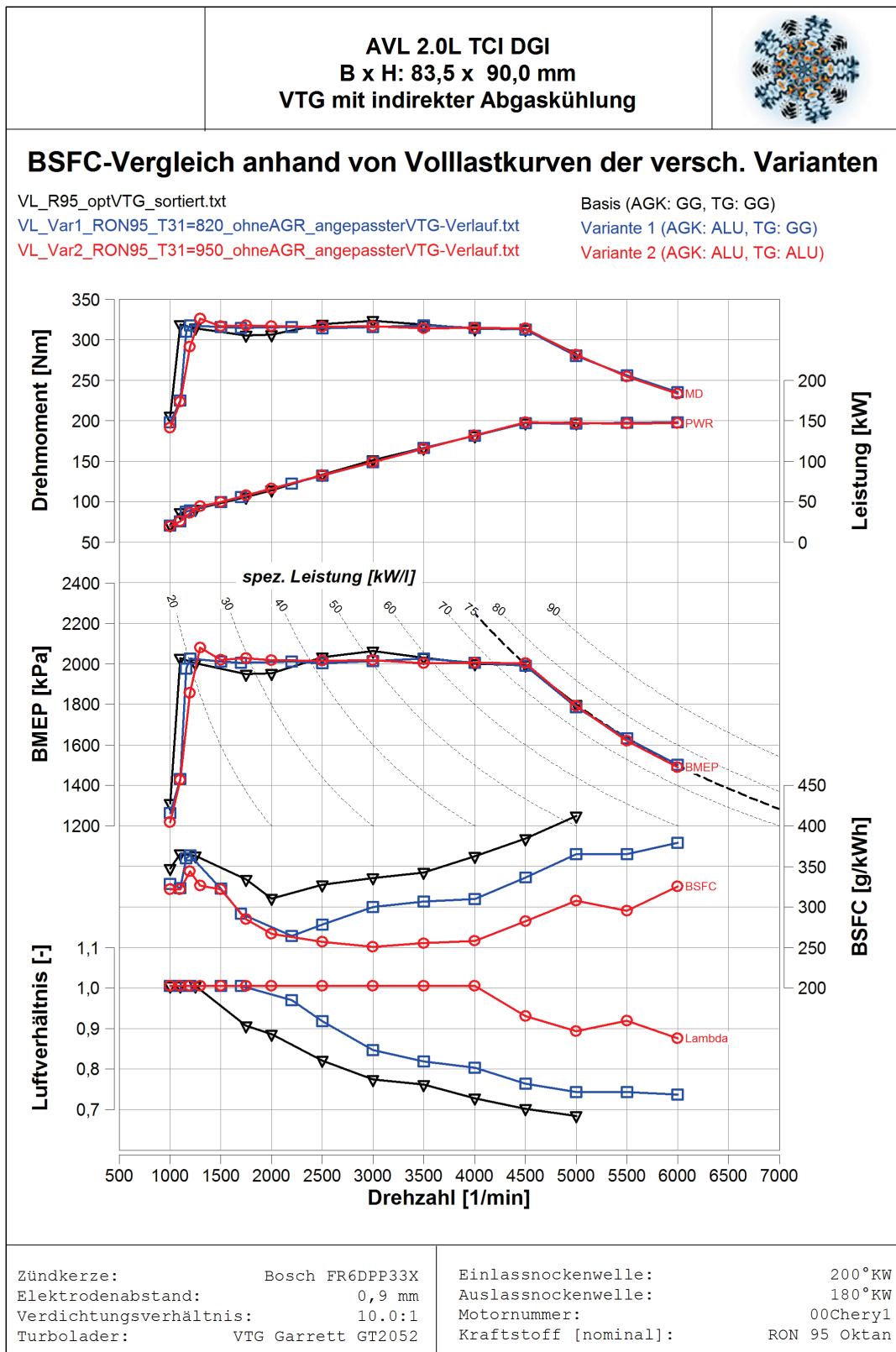


Abb. 4.1 BSFC-Vergleich der verschiedenen Varianten

Vergleicht man die Absolutwerte des BSFC kommt man zu folgender Auflistung an Einsparungspotentialen an der Volllast (Abb. 4.2 bzw. Abb. 4.3):

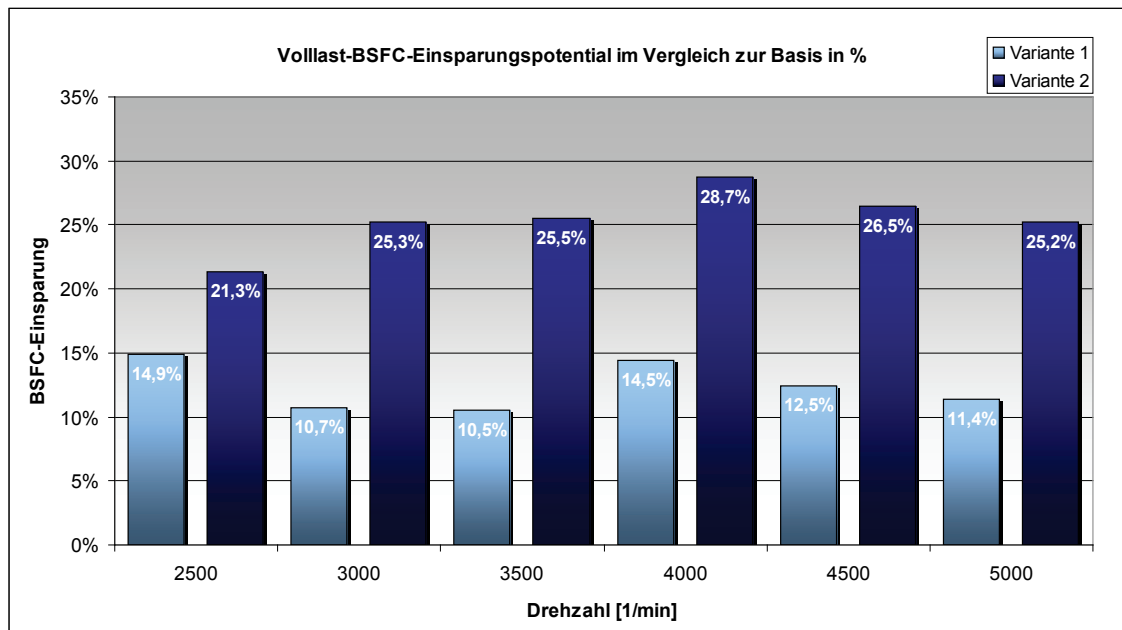


Abb. 4.2 Volllast-BSFC-Einsparungspotential im Vergleich zur Basis in %

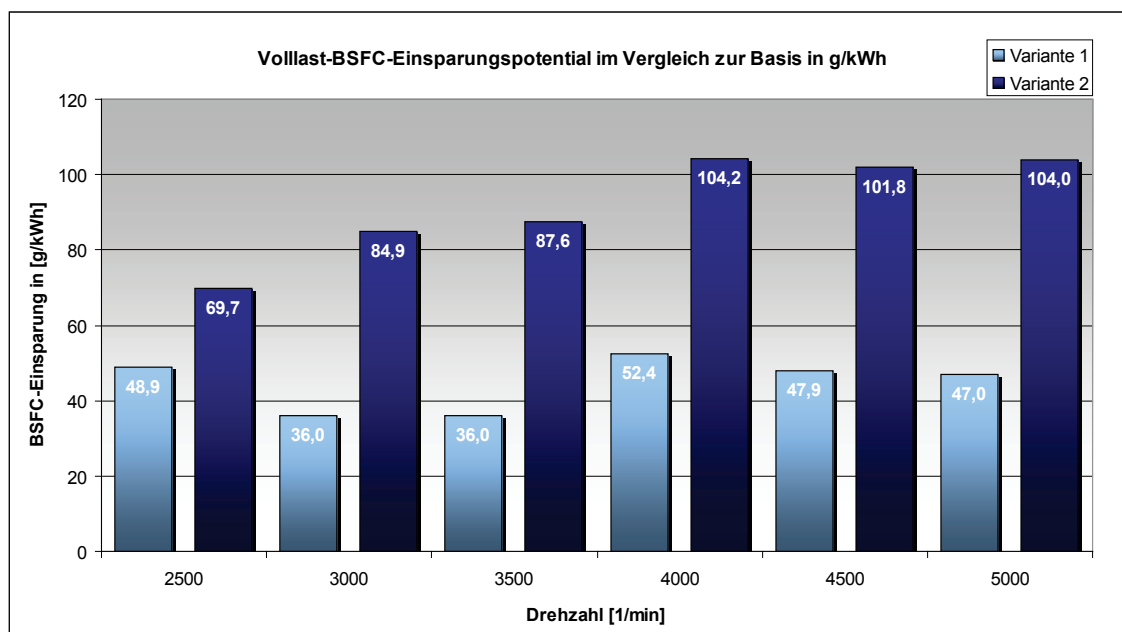


Abb. 4.3 Volllast-BSFC-Einsparungspotential im Vergleich zur Basis in g/kWh

In den oben dargestellten Diagrammen wird das Einsparungspotential der einzelnen Konfigurationen des Projektes „Aktive Abgaskühlung“ deutlich. Es werden Verbrauchseinsparungen an der Volllast von 10-15% mit Variante 1 und 21-29% mit Variante 2

erzielt. In Absolutwerten bedeutet das eine Verringerung des BSFC um 36-52g/kWh mit Variante 1 und 70-104g/kWh mit Variante 2.

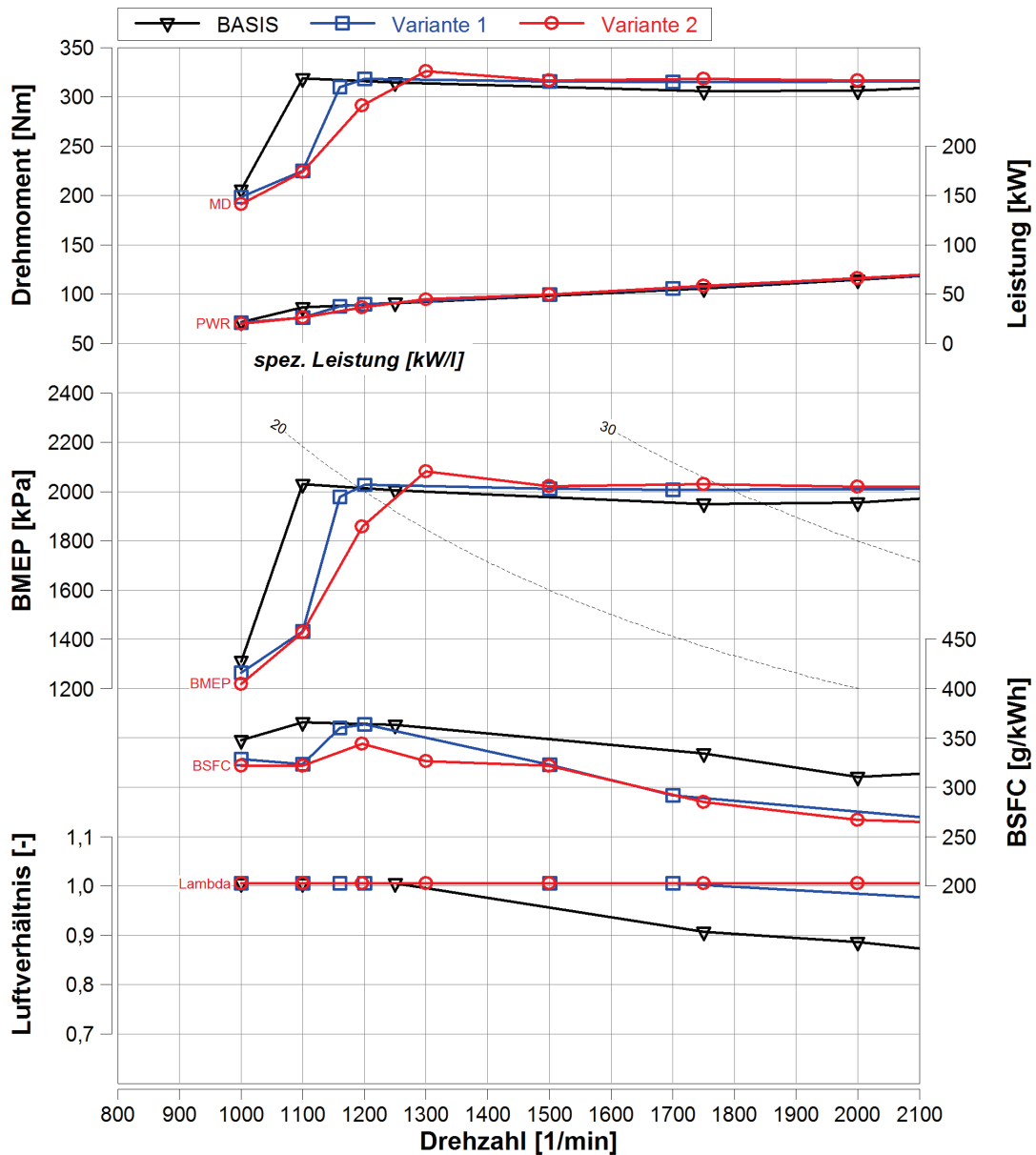


Abb. 4.4 Vergleich Low-End-Torque der verschiedenen Varianten

In Abb. 4.4 werden die Vollastkurven im Bereich von 1000-2000 1/min detailliert dargestellt, um die hierbei geringen Unterschiede zu veranschaulichen. Es ist ersichtlich, dass der Motor in der Basisvariante schon bei 1100 1/min den geforderten BMEP von 2000kPa liefert, während sich in den Varianten 1 und 2 dieser Punkt aufgrund der Kühlung zu höheren Drehzahlen verschiebt, wobei der Motor in Variante 2, wegen aktiver Kühlung von AGK und TG, erst bei 1300 1/min die geforderten 2000kPa liefert. Weiters kann festgestellt werden, dass der Motor in der Basisvariante aus Bauteilschutzgründen schon ab 1300 1/min mit einem $\lambda < 1$ betrieben werden muss. Im Bereich von 1500-2000 1/min fällt auf, dass der Messwert für den BSFC von Variante

1 und Variante 2 identisch ist, woraus abgeleitet werden kann, dass in diesem Drehzahlbereich die Kühlung des Turbinengehäuses keinen wesentlichen Einfluss auf den verbesserten BSFC-Wert hat. Die daraus entstehende Differenz im BSFC kann demnach direkt dem aktiven Kühlsystem für den AGK angerechnet werden.

Zur Veranschaulichung der unterschiedlichen Betriebsparameter in den verschiedenen Varianten werden in Abb. 4.5 ausgewählte Temperaturen aus den Messungen für die in Abb. 4.1 gezeigten Volllastkurven dargestellt.

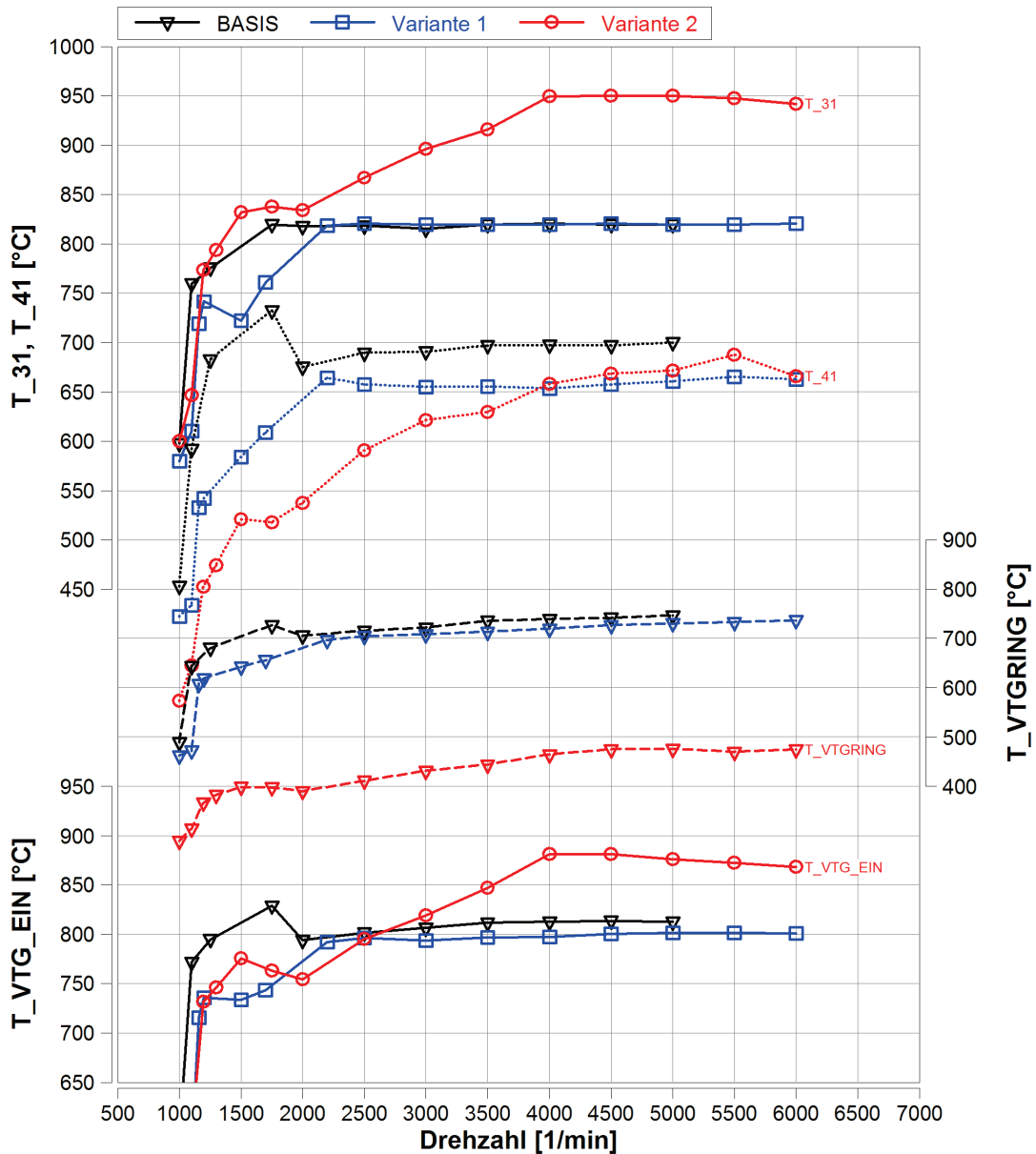


Abb. 4.5 Vergleich der Temperaturen im Abgasstrang und im VTG der verschiedenen Varianten

T₃₁ ist dabei die Abgastemperatur nach dem AGK, T₄₁ die Abgastemperatur nach dem Turbolader, T_{VTG_EIN} die Abgastemperatur am Eintritt des Laders und T_{VTGRING} die Bauteiltemperatur des Trägerrings der Leitschaufeln der VTG-Turbine.

Wie schon in Tabelle 4.1 beschrieben, wurde die Temperatur T_{31} für die Basisvariante und für Variante 1 mit maximal 820°C begrenzt. In der Variante 2 hingegen konnte diese Temperatur aufgrund der zusätzlichen Kühlung des TG angehoben werden. Die Temperaturüberhöhung von T_{31} in Variante 2 nimmt, im Vergleich zur Basis, ab 1000 1/min stetig zu und erreicht ihr Maximum bei 4000 1/min . Ab dieser Drehzahl muss aber auch in Variante 2, wenn auch nur im geringen Ausmaß, angefettet werden (siehe Abb. 4.1), was auch den nahezu konstanten Verlauf von T_{31} ab 4000 1/min erklärt. Charakteristische Ähnlichkeiten ergeben sich dabei auch im Verlauf von T_{VTG_EIN} . Die auffällig großen Unterschiede bei den Messschrieben der Temperatur $T_{VTGRING}$ lassen sich anhand der aktiven Kühlung des TG in Variante 2 erklären, da durch diese das Temperaturniveau der sich direkt im Abgas befindenden Bauteile bewusst abgesenkt wird.

4.2. BSFC-ERGEBNISSE FÜR DEN STATIONÄRPUNKT 1500 1/MIN, 1BAR BMEP

Der stationäre Betriebspunkt bei 1500 1/min und 1bar BMEP stellt den Startpunkt in der Vermessungsprozedur zur Ermittlung der optimalen VTG-Strategie dar. Aufgrund dessen sollen an dieser Stelle die Messergebnisse für diesen Betriebspunkt dargestellt werden.

Die Turbinendrehzahl im Startpunkt beeinflusst den weiteren Verlauf des Drehmomentenaufbaus bei einem Lastsprung in direkter Art und Weise. Soll die Drehzahl der Turbine angehoben werden besteht die Möglichkeit die Leitschaufeln der VTG zu schließen, um damit den effektiven Querschnitt, der dem Abgas zur Durchströmung des Leitapparates zur Verfügung steht, zu verringern. Daraus ergibt sich eine höhere Gasgeschwindigkeit die wiederum zu einer höheren Turbinendrehzahl führt. Dieser Effekt beeinflusst aufgrund des, mit geschlossenen Leitschaufeln, steigenden Abgasgedrucks die Gasdynamik in der Ladungswechselphase und führt zu einem steigenden Kraftstoffverbrauch. Die Auswirkungen dieses Verhaltens werden in Abb. 4.6 dargestellt. Zusätzlich zu den Messergebnissen des Betriebspunktes 1500 1/min , 1bar , sind in dieser Abbildung die Ergebnisse für 2 , 4 und 6bar enthalten. Wie in der Darstellung ersichtlich, ist der Effekt der Verbrauchserhöhung bei zunehmend geschlossenen Leitschaufeln nur im Betriebspunkt mit 1bar BMEP ausgeprägt. Bei den Teillastpunkten mit höherem BMEP kann dieses Verhalten nicht nachgewiesen werden. Eine Erklärung dafür ist, dass der Motor bei höherer Last unempfindlicher auf die sich ändernden Verhältnisse an der VTG-Turbine reagiert und der Mehrbedarf an Antriebsleistung für die Turbine bei geschlossenen Leitschaufeln, im Vergleich zum steigenden Abgasenergieniveau bei höheren Motorlasten, kleiner wird.

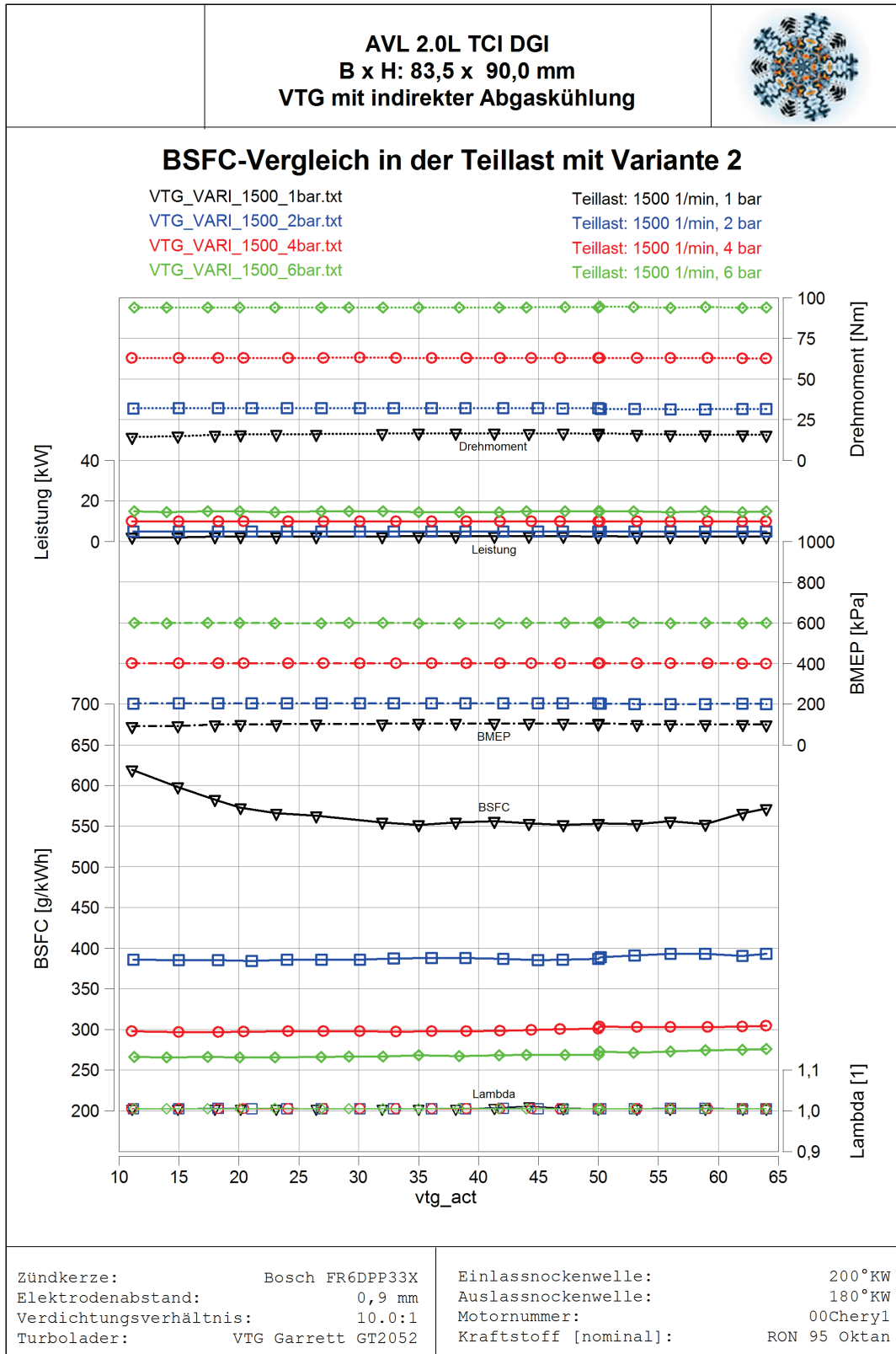


Abb. 4.6 BSFC-Vergleich in der Teillast mit Variante 2

4.3. KÜHLSYSTEME

4.3.1. Berechnung der realen Kühlleistung und Variantenvergleich

4.3.1.1. Theorie

Zur Berechnung der Wärmeenergiebilanz kann einerseits eine Energiebilanz für das Kühlsystem oder andererseits eine Abgasenergiebilanz aufgestellt werden.

Berechnung der Kühlmittelenergiebilanz

Die Erstellung einer Energiebilanz für das Kühlsystem ist relativ einfach zu bewerkstelligen, da man hierfür die Ein- und Ausgangstemperaturen sowie den Massenstrom des Kühlmediums im Krümmer misst, um dann anschließend die, über dem Krümmer aufgenommene, Energie auszurechnen. Dieses, thermodynamisch betrachtet, stationäre offene System wird mit folgenden Gleichungen berechnet.

$$\text{Erhaltung der Masse} \quad \dot{m} = A \rho v = \text{konst.} \quad \text{Gl. 4.1}$$

$$\text{Erhaltung der Energie} \quad \frac{v_2^2}{2} - \frac{v_1^2}{2} = h_1 - h_2 + q_a - g (z_2 - z_1) \quad \text{Gl. 4.2}$$

Berechnung der Abgasenergiebilanz

Die Ermittlung der Abgasenergiebilanz wird mit einem stationären offenen System durchgeführt, indem eine Temperaturmessung am Ende der Auslasskanäle und am Ende des Abgaskrümmers erfolgt. Da diese Messwerte aber wie üblich mit träger Temperaturmesstechnik ermittelt werden und somit nur Mittelwerte über die gesamte Messdauer liefern, ist mit den Messwerten für die Auslasskanaltemperaturen keine korrekte Berechnung möglich. Die Messwerte für das Ende des Abgaskrümmers hingegen eignen sich, aufgrund eines nahezu kontinuierlichen Massenstroms mit nur geringen Temperaturschwankungen, sehr wohl für die Berechnung. Die Herausforderung besteht also darin, die zeitbezogenen Verläufe der Temperatur, des Massenstroms und der temperaturabhängigen spezifischen Wärmekapazität für die Messstelle am Ende der Auslasskanäle zu ermitteln. Dies wird im Zuge der vorliegenden Diplomarbeit mit Hilfe der Ladungswechsel- und Verbrennungsanalyse (GCA) durchgeführt. Die Simulationsergebnisse dieses Auswerteverfahrens ermöglichen verschiedene Arten der Berechnung der Abgasenergiebilanz, wobei die abfließende Energie am Krümmeraustritt immer mit den Messwerten vom Motorprüfstand ermittelt wird.

Folgende Berechnungsarten zur Ermittlung der Energie am Krümmereintritt werden ausgeführt:

1. Enthalpiestrom direkt aus der GCA, kinetische Energie aus simuliertem Massenstrom und simulierter Gasgeschwindigkeit (Integral über °KW)
2. Auslasskanaltemperaturverlauf (=Krümmereintrittstemperaturverlauf) aus der GCA, polynomischer Ansatz für das c_p von Abgas, simulierter Massenstromverlauf, Integral über °KW für die Enthalpie am Krümmereintritt, kinetische Energie wie in Punkt 1
3. über Massenstrom gemittelte Auslasskanaltemperatur aus simuliertem Temperaturverlauf, polynomischer Ansatz für c_p von Abgas, simulierter Massenstromverlauf, kinetische Energie wie in Punkt 1

Diese Berechnungsarten liefern je nach Betriebspunkt unterschiedliche Ergebnisse, die im Folgenden diskutiert werden.

4.3.1.2. Ergebnisse für das Kühlsystem des AGK

Die Energiebilanzen für das Kühlsystem im Abgaskrümmen werden auf unterschiedliche Arten aufgestellt. Grundsätzlich wäre es für zukünftige Anwendungen der Abgaskühlung ausreichend nur die, über das Kühlmedium abzuführende Wärmemenge zu kennen. Da aber auf diesem Gebiet bezüglich der thermodynamischen Verhältnisse nur sehr wenig bekannt ist, wurde versucht mit den in Kapitel 4.3.1.1 erwähnten Berechnungsarten eine Gegenüberstellung der Energiebilanzen von Kühlmittel und Abgas zu erstellen. Abb. 4.7 zeigt einen Vergleich der Wärmemengen basierend auf den einzelnen Berechnungsarten. Dabei stellt

- Kurve „PWR_HEEXH“ die mit der Kühlmittelbilanz,
- Kurve „Q-ab_AGK“ die mit Ansatz 1,
- Kurve „Q_ab_AGK_II“ die mit Ansatz 2
- Kurve „Q_ab_massAVG“ die mit Ansatz 3

ermittelte Wärmemenge dar. Diese Abbildung verdeutlicht die sehr unterschiedlichen Kurvenverläufe. Ein Grund dafür könnten Einflüsse wie Wärmetransport über die Bauteilgrenzen durch Wärmeleitung und Wärmestrahlung sein, die in den Berechnungen keine Berücksichtigung finden. Einen weiteren Grund für die unterschiedlichen Kurvenverläufe könnte die zu gering bewertete kinetische Energie am Austritt des Krümmers darstellen, da mit dem vorhandenen Messaufbau und den damit erhaltenen Messergebnissen keine genauere Berechnung möglich ist. Selbstverständlich sind auch die Simulationsergebnisse in Frage zu stellen. Das Wandwärmeübergangsmodell für den Auslasskanal hat erheblichen Einfluss auf den simulierten Temperaturverlauf und somit auf die Berechnung der Abgasenergiebilanzen. Es

muss an dieser Stelle erwähnt werden, dass in der Ladungswechsel- und Verbrennungsanalyse nur ein simplifiziertes Modell (siehe Abb. 4.38), implementiert ist. Für eine qualitativ hochwertigere Berechnung der Abgasenergiebilanz für den Abgaskrümmen wäre es deshalb notwendig, das reduzierte Modell um die entsprechenden Komponenten zur Darstellung des Abgaskrümmers zu erweitern, um damit eine schlüssige Berechnung zu ermöglichen.

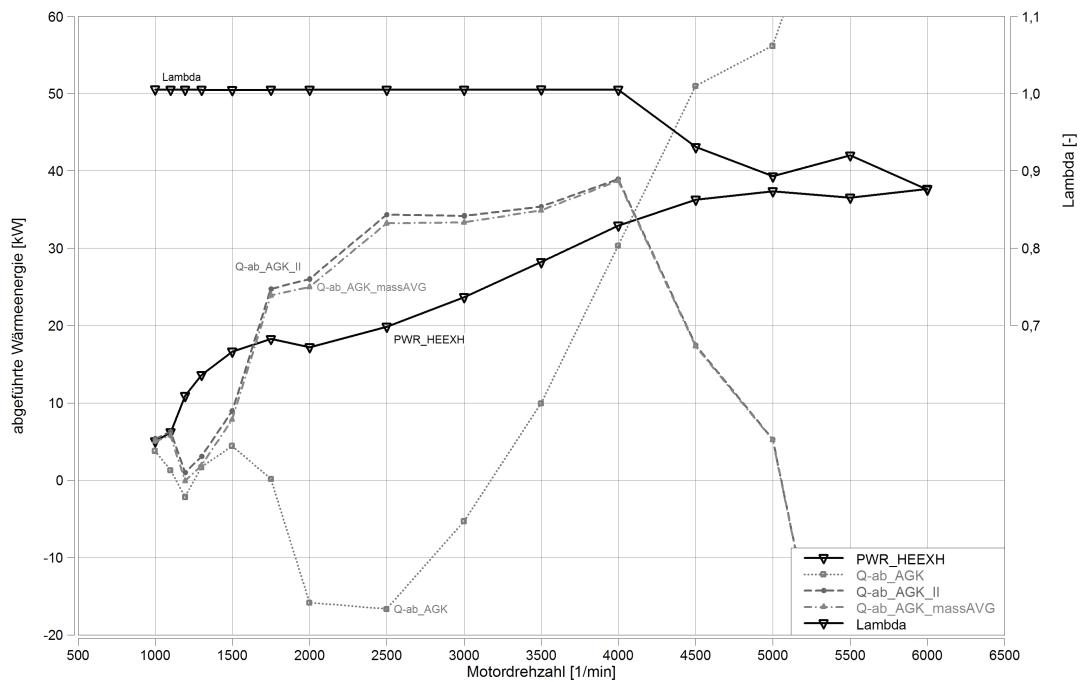


Abb. 4.7 Vergleich Q_{ab} für eine Vollastkurve der Variante 2, $T_{31}=950^{\circ}\text{C}$

Wie bereits erwähnt, werden die Effekte wie Wärmetransport und Wärmestrahlung nicht berücksichtigt. Vergleicht man die Kurvenverläufe in Abb. 4.7 ($T_{31}=950^{\circ}\text{C}$) mit den Verläufen in Abb. 4.8 ($T_{31}=820^{\circ}\text{C}$), so stellt man fest, dass diese ähnliche Charakteristiken aufweisen. Wie erwartet, verringert sich die abzuführende Wärmeenergie bei einer Absenkung der Abgastemperatur.

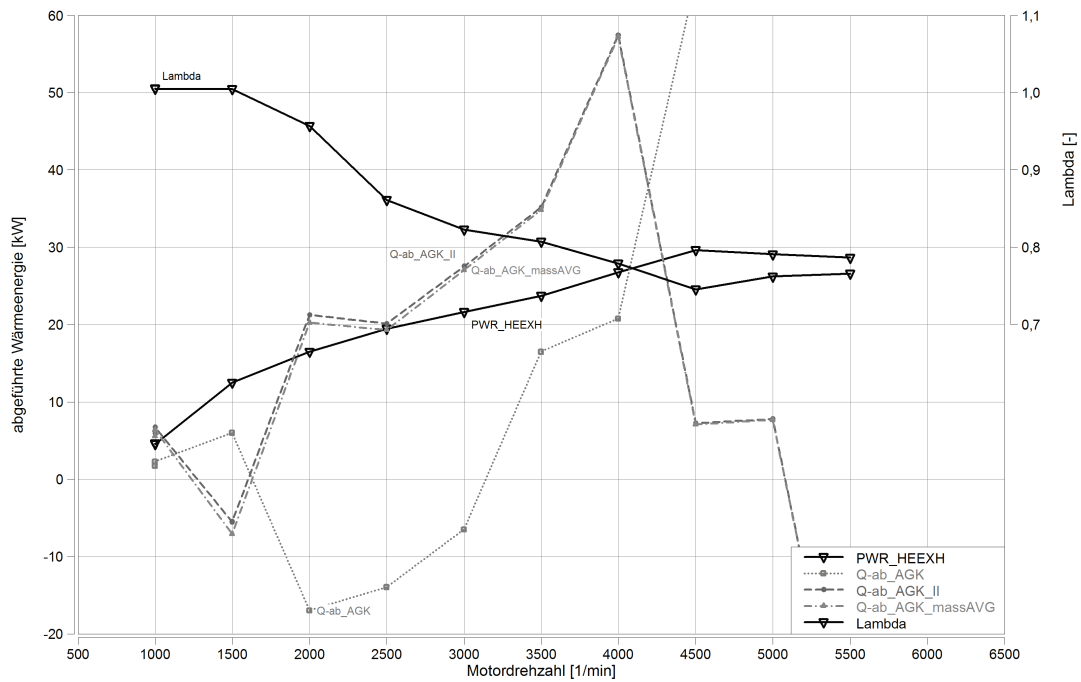


Abb. 4.8 Vergleich Q-ab im AGK für eine Vollastkurve der Variante 2, T₃₁=820°C

4.3.1.3. Ergebnisse für das Kühlsystem des VTG

Für das Kühlsystem des VTG wird eine Energiebilanz des Kühlmittelkreises ausgewertet. Dieses stationäre offene System kann mit den Gleichungen Gl. 4.1 und Gl. 4.2 berechnet werden. Abb. 4.9 zeigt eine Gegenüberstellung der berechneten abgeführten Wärmemengen von zwei Vollastkurven mit unterschiedlichen Abgastemperaturen und bestätigt die grundsätzliche Annahme, dass mit steigender Abgastemperatur bzw. mit steigendem Abgasmassenstrom die abzuführende Wärmeenergie zunimmt.



Abb. 4.9 Vergleich der abgeführten Wärmeenergie im VTG für Vollastkurven mit unterschiedlichen Abgastemperaturen (bzw. λ), Variante 2

4.4. VTG-WIRKUNGSGRAD

4.4.1. Theorie

Um den Wirkungsgrad sowie weitere Kenngrößen einer VTG-Turbine bestimmen zu können, benötigt man möglichst exakt definierte Betriebszustände der Turbine. Um diesem Kriterium Rechnung zu tragen, werden Brennkammerprüfstände zur Ermittlung der charakteristischen Kennzahlen und Kennlinien dieser Strömungsmaschine verwendet. Folgende Gleichungen sind für die Ermittlung der Kenngrößen erforderlich:

Leistung
$$P_T = M_T \omega_T \quad \text{Gl. 4.3}$$

Turbinenleistung
$$P_T = \dot{m}_T \eta_{s-i,T} \eta_{mT} h_3 \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\kappa_3 - 1}{\kappa_3}} \right] \quad \text{Gl. 4.4}$$

Die Kenngrößen werden üblicherweise vom Turboladerhersteller in Form von Kennfeldern oder Datensätzen bereitgestellt. Die Tatsache, dass die Standardeinheiten von Hersteller zu Hersteller variieren, muss im Zuge der Verwendung dieser berücksichtigt werden. Die Werte in den nachfolgenden Diagrammen beziehen sich auf eine Referenztemperatur von 20°C und

einen Referenzdruck von 1013mbar. Um mit den Messergebnissen vom Motorprüfstand entsprechende Werte aus den Diagrammen herauslesen zu können, ist es notwendig diese auf die entsprechende Referenz zu normieren. Für die Turbinendrehzahl, die abgegebene Arbeit und den korrigierten Massenstrom gilt:

korrigierte Turbinendrehzahl

$$N_T = \frac{N_{phy}}{\sqrt{\frac{T_1}{293,15}}} \quad \text{Gl. 4.5}$$

korrigierte Arbeit

$$W^* = \frac{W \cdot \sqrt{\frac{T_1}{293,15}}}{\frac{P_{1T}}{1,013}} \quad \text{Gl. 4.6}$$

korrigierter Massenstrom

$$\dot{m}^* = \dot{m} \cdot \frac{\sqrt{\frac{T_1}{293,15}}}{\frac{P_{1T}}{1,013}} \quad \text{Gl. 4.7}$$

In Abb. 4.10 findet man Kennlinien für den korrigierten Massenstrom und den Wirkungsgrad der Turbine bei konstanten Turbinendrehzahlen für die VTG-Position 0%, wobei die Stellung 0% vollständig geöffneten Leitschaufeln (Abb. 4.11) während 90% geschlossenen Leitschaufeln entspricht (Abb. 4.12). Die gesamten Kennfelder für die VTG-Positionen 0, 20, 40, 60, 80 und 90% können dem Anhang entnommen werden (Abb. 6.1 bis Abb. 6.6).

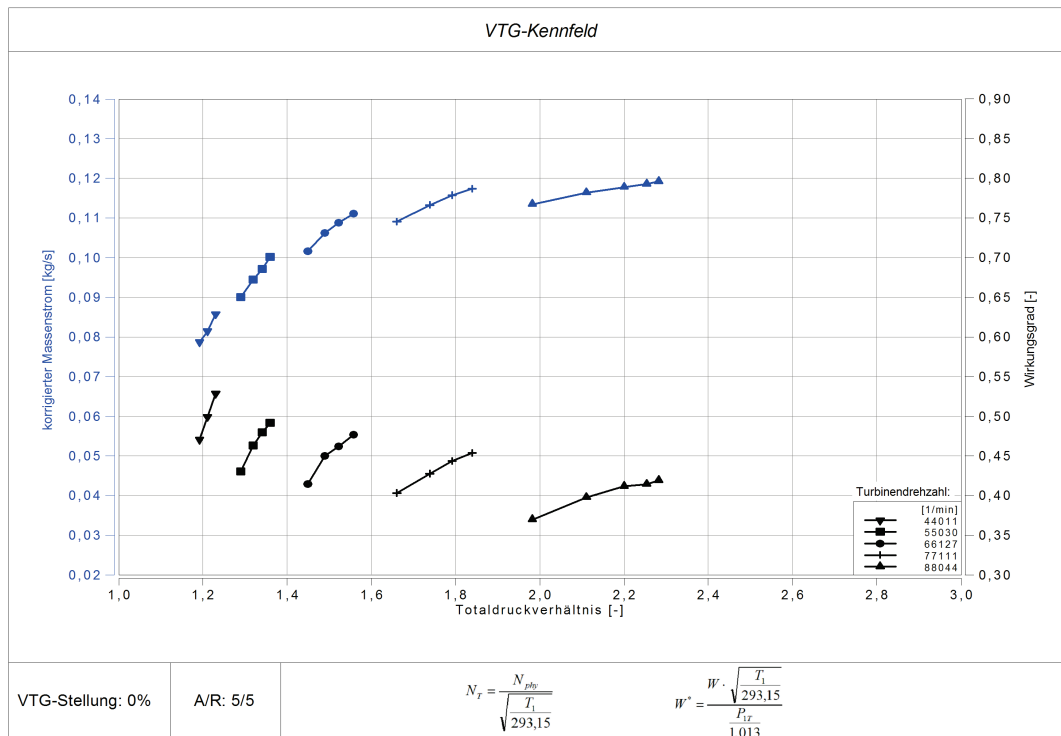


Abb. 4.10 Kennfeld GT20V VTG-Stellung 0%

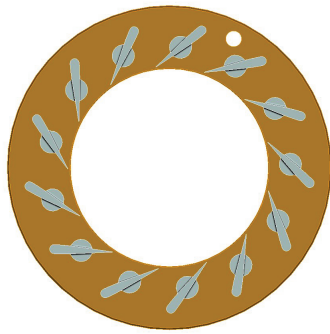


Abb. 4.11 VTG-Schaufelstellung „offen“ (0%)

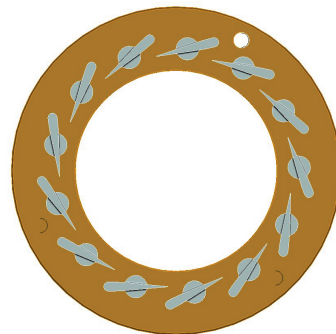


Abb. 4.12 VTG-Schaufelstellung „geschlossen“ (90%)

4.4.2. Entwicklung eines Algorithmus zur Ermittlung von VTG- η

Es wurde bereits darauf hingewiesen, dass eine genaue Ermittlung von Turbinenkennfeldern nur auf einem Brennkammerprüfstand möglich ist. Um Kennzahlen für die Messungen am Motorprüfstand zu erhalten, muss eine Möglichkeit gefunden werden, die entsprechenden Werte aus den VTG-Kennfeldern zu eruiieren. Im Zuge der vorliegenden Diplomarbeit wurde dazu ein Algorithmus für die Auswertungssoftware Concerto entwickelt.

Auf einem Motorprüfstand stellt die Turbine nur eine Komponente im Gesamtsystem dar. Sie bildet, in Kombination mit dem Verdichter, die Aufladeeinheit (Turbolader) und befindet sich in verschiedenen Betriebspunkten der Verbrennungskraftmaschine immer in einem Leistungsgleichgewicht. Dies bedeutet, dass die Leistung der Turbine, unter Berücksichtigung des mechanischen Wirkungsgrades, der Leistung des Verdichters entspricht. Als Messwerte am Motorprüfstand erhält man nur die Drehzahl des Turboladers und die Drücke am Ein- und Ausgang der Turbine. Diese Drücke müssen in Totaldrücke und zum Totaldruckverhältnis umgerechnet werden. Mit der Annahme einer unveränderten Gaskonstante R für das Verbrennungsgas in der Höhe von $287,058\text{J/kgK}$ kann mit der idealen Gasgleichung (Gl. 4.8) die Bestimmung der Dichte des Gases an der Messstelle erfolgen und mit Hilfe der Kontinuitätsgleichung (Gl. 4.1) der Totaldruck bestimmt werden.

Ideale Gasgleichung

$$p V = m R T$$

Gl. 4.8

Der Totaldruck errechnet sich aus dem Stationärdruck und dem Geschwindigkeitsdruck.

Totaldruck

$$P_{Tot} = P_{stat} + P_v$$

Gl. 4.9

Die Turbinendrehzahl ist mit der Gleichung Gl. 4.5 in eine korrigierte Drehzahl umzurechnen. Des Weiteren benötigt man die Position der Leitschaufeln, um die relevanten Kennfelder für die Berechnung bestimmen zu können. Dabei muss berücksichtigt werden, dass die Verstelleinheit bei den verschiedenen Varianten mit jeweils unterschiedlichen Hebelübersetzungen aufgebaut wurde. Um diese unterschiedlichen mechanischen Verhältnisse zu berücksichtigen, wurden die diversen Aufbauten vermessen und mit dementsprechenden Kennlinien hinterlegt (siehe Abb. 4.13). Die ermittelten Kalibrierkurven gelten entsprechend ihrer Benennung, ALU (blau) für Variante 2 (Turbinengehäuse AVL) und Guss (grau) für Variante 1 (Standard Turbinengehäuse).

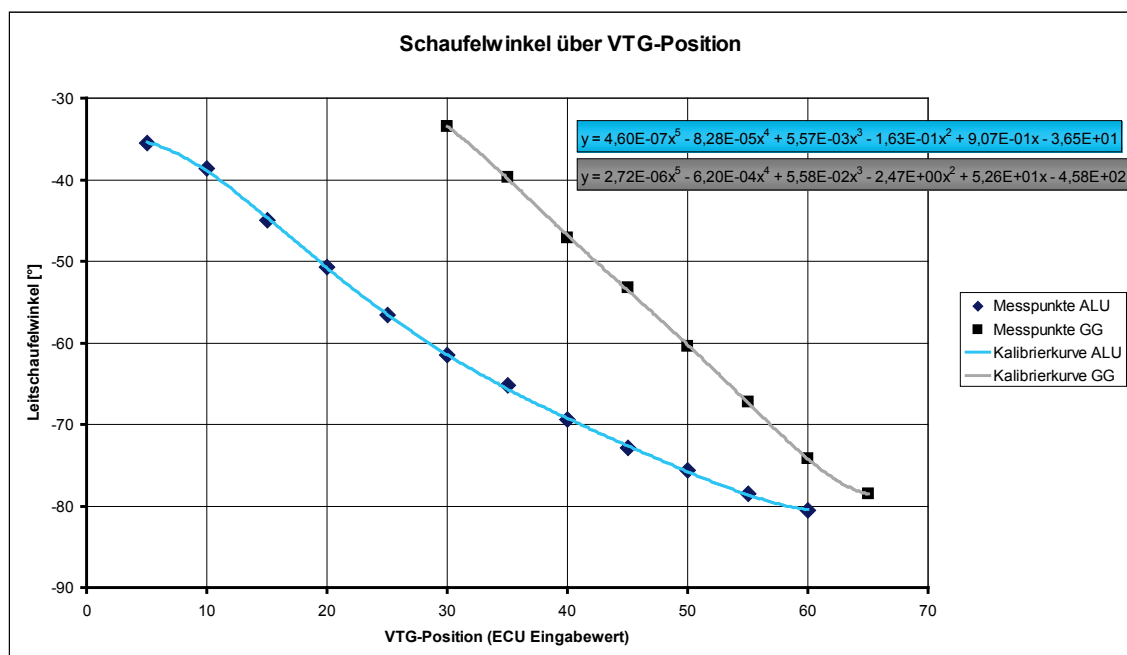


Abb. 4.13 Diagramm Leitschaufelwinkel / VTG-Position

Unter Berücksichtigung dieser Grundlagen und physikalischen Gegebenheiten erhält man die Messwerte und Parameter für die Turbine in der zur Ermittlung der Kennzahlen benötigten Form.

Da die Kennfelder für die VTG-Turbine nur als Diagramme ohne Datensätze verfügbar sind, wird aus diesen Diagrammen ein Rohdatensatz erstellt. Tabelle 4.2 zeigt die Rohdaten für das Kennfeld mit der VTG-Stellung 0%. Im Rohdatensatz wird der korrigierte Massenstrom mit „m*_VTG_r“, das Druckverhältnis mit „pp_VTG_r“, der Wirkungsgrad mit „eta_VTG_r“, die normierte Turbinendrehzahl mit „N_TURB_r“ und die VTG-Position mit „VTG_POS_r“ bezeichnet. Die Erweiterung der Kanalnamen mit „_r“ steht für ihre Funktion als Referenzwerte und dient zur Identifikation im Auswertprogramm.

Kanalname	m*_VTG_r	pp_VTG_r	eta_VTG_r	N_TURB_r	VTG_Pos_r
Beschreibung	korrigierter Massenstrom VTG	Druckverhältnis P1T/P2T	eta	Drehzahl	Position VTG-Steller
Einheit	kg/s	-	-	1/min	%
Daten	0,07874043	1,19152855	0,47040816	44011	0
	0,08149787	1,21086556	0,4994898	44011	0
	0,08578723	1,23020258	0,52857143	44011	0
	0,08997447	1,28913444	0,43061224	55030	0
	0,09446809	1,31952118	0,4627551	55030	0
	0,0971234	1,34069982	0,47959184	55030	0
	0,10008511	1,36003683	0,49183673	55030	0
	0,10161702	1,44935543	0,41479592	66127	0
	0,10621277	1,48987109	0,45	66127	0
	0,10876596	1,52209945	0,4622449	66127	0
	0,11111489	1,55801105	0,47653061	66127	0
	0,10907234	1,6606814	0,40306122	77111	0
	0,11325957	1,73848987	0,42755102	77111	0
	0,11571064	1,79189687	0,44336735	77111	0
	0,11734468	1,8388582	0,45357143	77111	0
	0,11346383	1,9825046	0,36938776	88044	0
	0,1163234	2,11049724	0,39744898	88044	0
	0,11775319	2,19981584	0,41173469	88044	0
	0,11857021	2,25322284	0,41428571	88044	0
	0,11918298	2,28176796	0,41887755	88044	0

Tabelle 4.2 Rohdatensatz für VTG-Stellung 0%

Jeder Datenpunkt kann durch die VTG-Position und die Turbinendrehzahl referenziert werden. Da im realen Betrieb am Motorprüfstand weder die VTG-Position, noch die Turbinendrehzahl irgendeinem Datenpunkt aus den Rohdatensätzen zugeordnet werden kann, ist es erforderlich zwischen den nächstgelegenen Datenpunkten zu interpolieren. Der zu entwickelnde Algorithmus muss die richtigen Daten in einer definierten Reihenfolge, zunächst anhand der VTG-Position und anschließend entsprechend der Turbinendrehzahl, herausfiltern. Des Weiteren werden, im Sinne der mathematischen Berechenbarkeit, die nun vorhandenen Datenpunkte in entsprechende Polynome umgerechnet (siehe Abb. 4.14). Die Berechnung erfolgt dabei jeweils für Datenpunkte mit gleicher Turbinendrehzahl („Curve_O_1“ und „Curve_O_2“) woraus sich die Polynome „Curve_O_1_p“ und „Curve_O_2_p“ ergeben, zwischen denen bezüglich der realen Turbinendrehzahl linear interpoliert wird. Das Ergebnis ist die Kurve „ppn_o“ (siehe Abb. 4.15), ein Polynom von Totaldruckverhältnis zu Turbinenwirkungsgrad entsprechend der realen Turbinendrehzahl. Dabei errechnen sich die Differenzdrehzahlen a und b wie folgt:

$$a = N_{akt} - N_{O_2} \quad \text{Gl. 4.10}$$

$$b = N_{O_1} - N_{akt} \quad \text{Gl. 4.11}$$

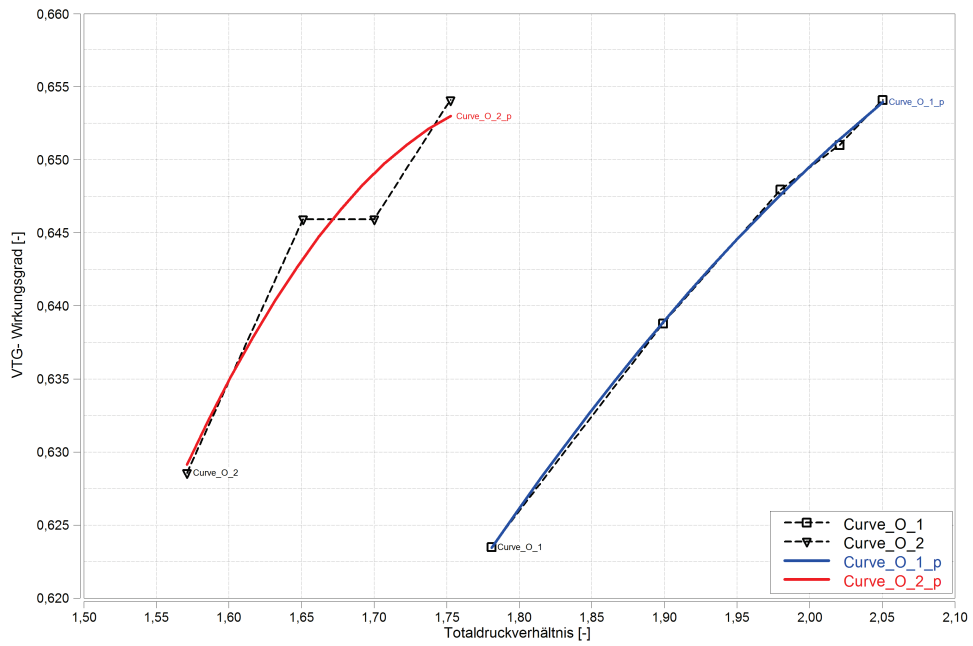


Abb. 4.14 Umrechnung der Rohdaten in polynomische Kurven

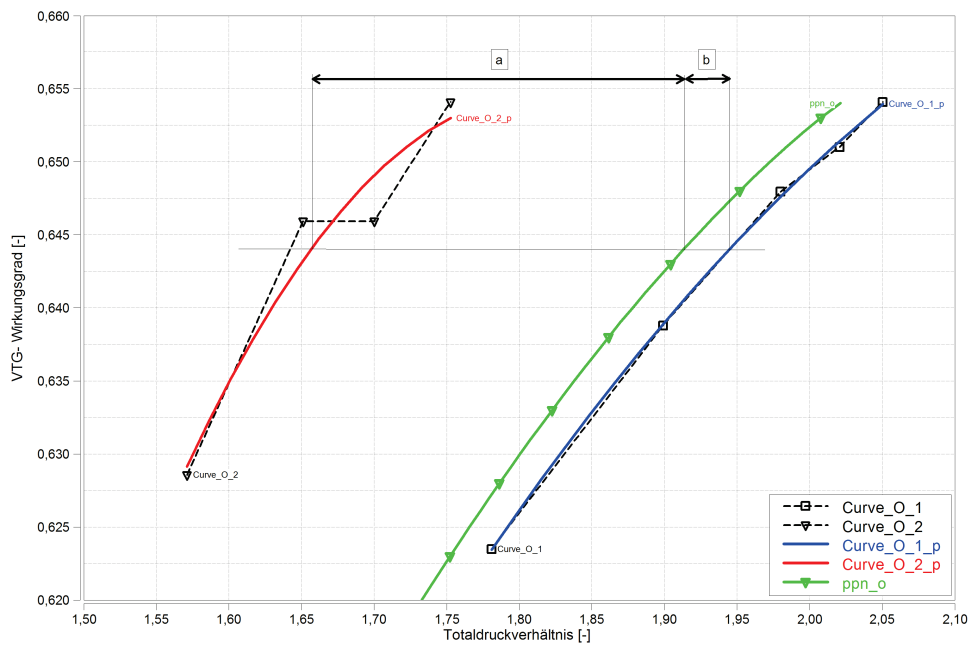


Abb. 4.15 Linear interpolierte Wirkungsgradkurve

Dieser Teil des Gesamtalgorithmus muss für die, der realen VTG-Position am nächsten liegenden, Kennfelder ausgeführt werden. Das Resultat sind zwei Polynome, „ppn_o“ und „ppn_u“, zwischen denen bezüglich des aktuellen Totaldruckverhältnisses und der realen VTG-Position ein zweites Mal linear interpoliert wird (siehe Abb. 4.16). Dabei errechnen sich die Differenzen in den VTG-Stellungen wie folgt:

$$a = vtg_O - vtg_{akt} \quad \text{Gl. 4.12}$$

$$b = vtg_{akt} - vtg_U \quad \text{Gl. 4.13}$$

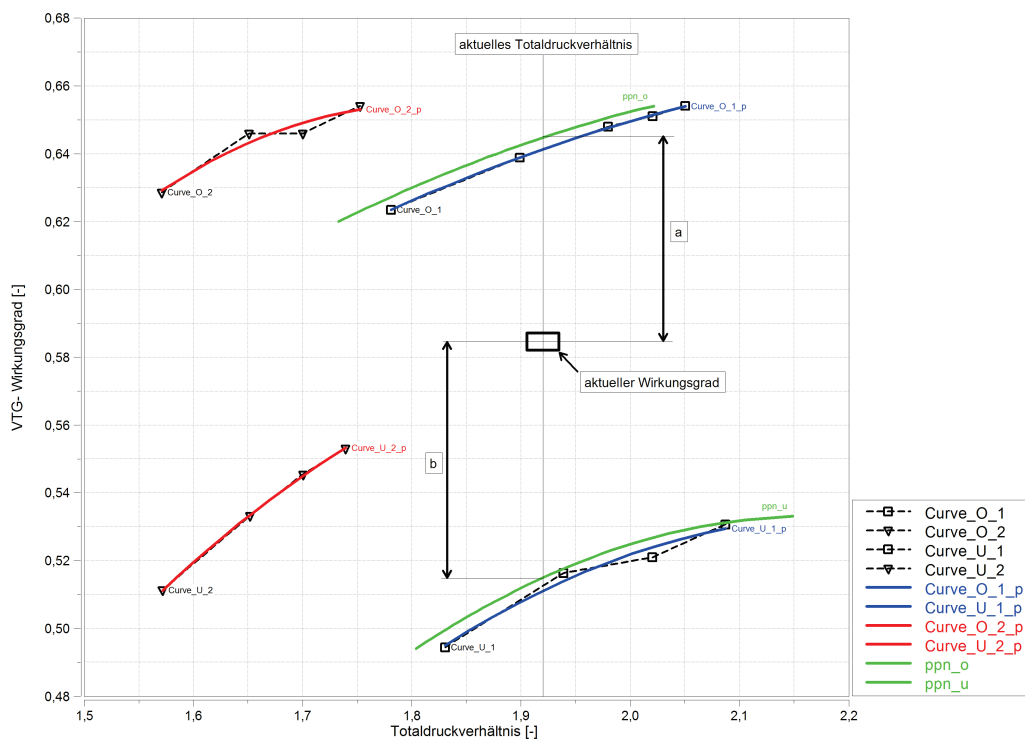


Abb. 4.16 Linear interpolierte Wirkungsgradkurven für die benachbarten VTG-Kennfelder

Mit Hilfe der zweiten Interpolation erhält man, passend zu den Messungen am Motorprüfstand, den jeweiligen Wirkungsgrad der Turbine. Derselbe Algorithmus wird ein zweites Mal zur Ermittlung des Abgasmassenstromes durch die Turbine verwendet. Damit ergibt sich ohne zusätzlichen messtechnischen Aufwand die Möglichkeit, den Massenstrom durch die Turbine bei Betriebspunkten bzw. Messungen mit geöffnetem Wastegate zu ermitteln (siehe Kapitel 4.4.5.).

4.4.3. Ermittlung der VTG- η Kennfelder

Bei den VTG- η Kennfeldern handelt es sich um Kennfelder, in denen der Wirkungsgrad der VTG-Turbine über dem Totaldruckverhältnis und dem Massenstrom aufgetragen ist. Da es aufgrund der mehrdimensionalen Beeinflussung des Wirkungsgrades einer VTG-Turbine nicht möglich ist, ohne etwaige Simulationen, Wirkungsgrade im Voraus zu berechnen, wird eine praktikablere Vorgangsweise gewählt. Zur Ermittlung der Kennfelder werden alle gemessenen Volllastkurven herangezogen und der bereits erklärte Algorithmus zur Ermittlung des VTG-Wirkungsgrades für die Gesamtheit der Messpunkte durchlaufen. Anschließend können die damit errechneten Ergebnisse zu einem Kennfeld zusammengefasst werden. Es sei an dieser Stelle erwähnt, dass die Qualität der Kennfelder in unmittelbarem Zusammenhang mit der Anzahl der Messpunkte und deren Verteilung im gesamten Ergebnisraum steht (siehe Abb. 4.17 und Abb. 4.18). Wie in den beiden Abbildungen ersichtlich, wird der jeweilige Ergebnisraum mit einer ausreichenden Anzahl an gleichmäßig verteilten Messpunkten abgedeckt.

Bei diesem Projekt wurden jeweils gültige Kennfelder für die Motoraufbauvarianten Variante 1 und Variante 2 ermittelt, die in weiterer Folge zur raschen quantitativen Beurteilung des Wirkungsgrades der VTG-Turbine einer gemessenen Volllastkurve herangezogen werden können.

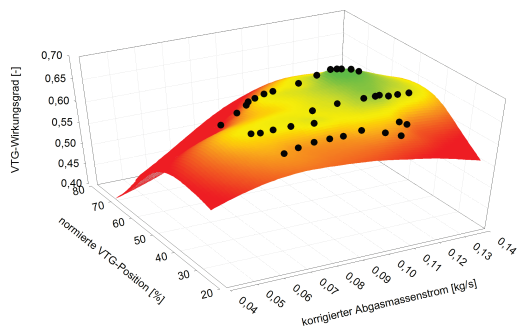


Abb. 4.17 3D-Darstellung des VTG-Wirkungsgradkennfeldes für Variante 1

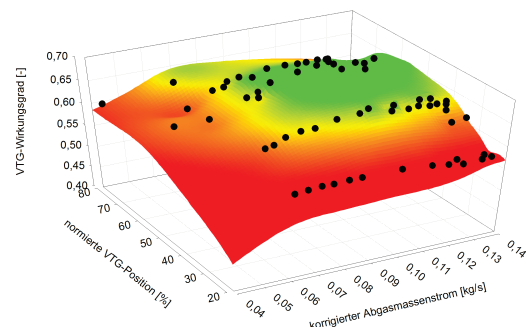


Abb. 4.18 3D-Darstellung des VTG-Wirkungsgradkennfeldes für Variante 2

4.4.4. Optimierte Volllastkurve im VTG- η Kennfeld

Im Folgenden wird das Ergebnis für den VTG-Wirkungsgrad einer Volllastkurve mit verbrauchsoptimierter VTG-Stellung erörtert. Die in Abb. 4.19 gezeigte Darstellung, eignet sich aufgrund ihrer Übersichtlichkeit hervorragend für eine unkomplizierte Bewertung der Volllastkurve bezüglich des Turbinenwirkungsgrades. Der Vorteil der Kennfelddarstellung liegt in der zweidimensionalen Betrachtung mit dem zusätzlichen Informationsgehalt des VTG-Wirkungsgrades anhand der farblichen Abstufung von guten zu schlechten Wirkungsgraden. Anders als in dreidimensionalen Darstellungen kann sich der Betrachter wesentlich leichter orientieren. Des Weiteren ist bei dieser Darstellungsweise keine zusätzliche Berechnung des VTG-Wirkungsgrades der jeweils zu überprüfenden Volllastkurve notwendig. Anhand der Grafik ist deutlich zu erkennen, dass sich die dargestellte Volllastkurve im optimalen VTG-Wirkungsgradbereich bewegt.

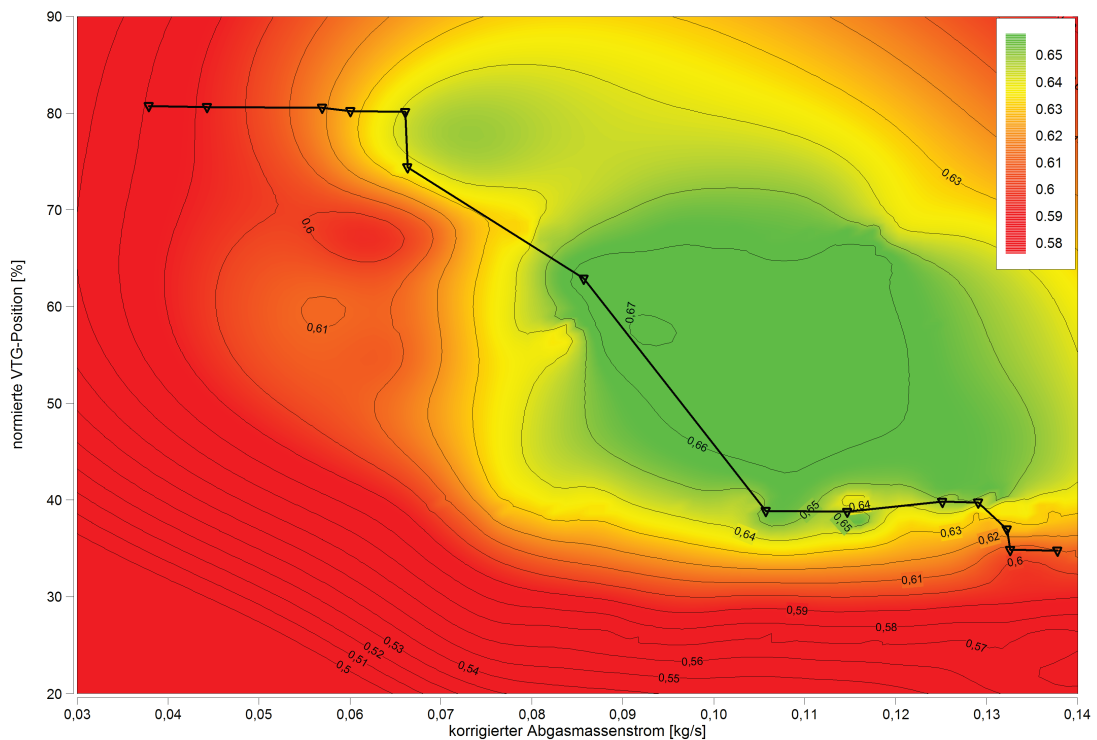


Abb. 4.19 VTG-Wirkungsgradkennfeld mit optimierter Volllastkurve, Variante 2

4.4.5. Verifikation der Massenstromberechnung

Zur Beurteilung der entwickelten Massenstromberechnung, die mit Hilfe des in Kapitel 4.4.2 beschriebenen Algorithmus durchgeführt wird, werden Messungen mit der Basis-Variante (GG-AGK, GG-VTG) mit geschlossenem Wastegate herangezogen. In Abb. 4.20 werden der gemessene und der berechnete Massenstrom für Teillastbetriebspunkte bei 15bar BMEP und verschiedenen Motordrehzahlen gegenübergestellt. Um Voraussagen für den Massenstrom durch die VTG-Turbine bei Betriebspunkten mit geöffnetem Wastegate treffen zu können, müssen beide Massenströme bei geschlossenem Wastegate ungefähr übereinstimmen.

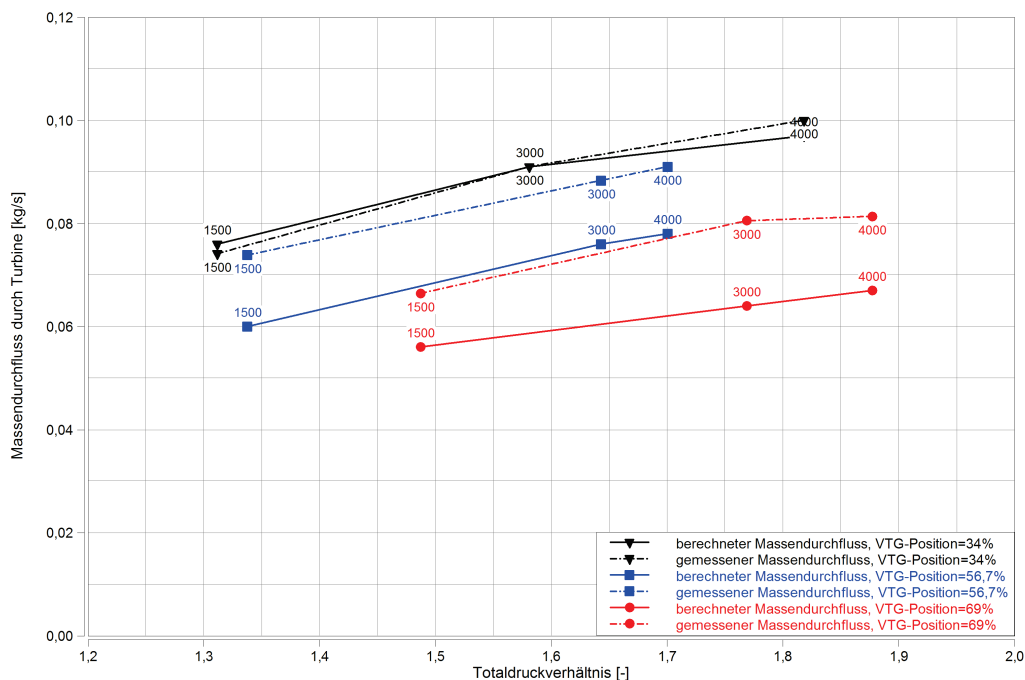


Abb. 4.20 Vergleich des berechneten und gemessenen Massenstroms der Turbine bei 1500–4000 1/min, 15bar BMEP bei verschiedenen VTG-Positionen, Wastegate geschlossen

Wie in Abb. 4.20 ersichtlich, wird die geforderte Übereinstimmung des berechneten zum gemessenen Massenstrom nicht für alle VTG-Stellungen erreicht.

In den Ergebnissen für eine Vollastkurve mit, ab einer bestimmtem Motordrehzahl, geöffnetem Wastegate spiegelt sich immerhin die richtige Tendenz für den Massenstrom über die VTG-Turbine wieder (siehe Abb. 4.21). Diese Ergebnisse machen eine Analyse bezüglich möglicher Fehlerquellen und derer Behebung notwendig, die im folgenden Kapitel beschrieben wird.

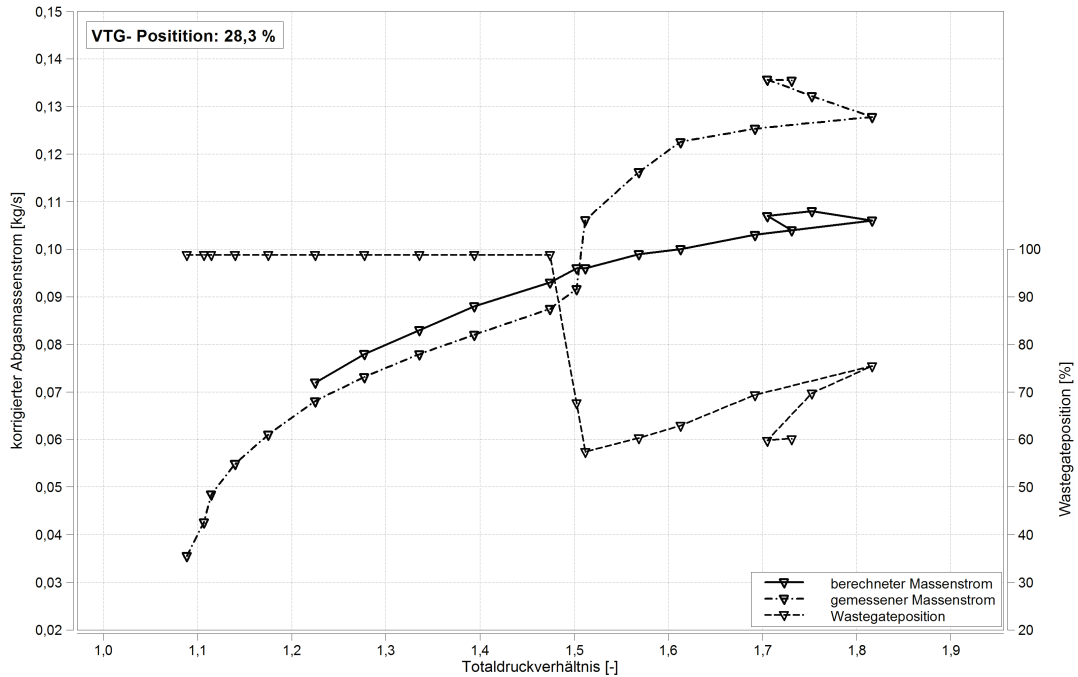


Abb. 4.21 Vergleich des berechneten zum gemessenen Massenstrom bei Vollast, VTG- Position = 28,3%

4.4.6. Fehleranalyse und Verbesserungspotentiale für die VTG- η Berechnung

Da es sich bei dem in Kapitel 4.4.2 vorgestellten Algorithmus um einen ersten Versuch, den Wirkungsgrad und den tatsächlichen Massenstrom einer VTG-Turbine aus den Herstellerdaten und Messdaten vom Motorprüfstand zu ermitteln handelt, sollen in diesem Abschnitt festgestellte Fehlerquellen und Verbesserungspotentiale erläutert werden.

4.4.6.1. Messung der Turboladerdrehzahl am Motorprüfstand

Problembeschreibung:

Im Zuge der Messung der realen Turbinendrehzahl hat sich gezeigt, dass das Messsystem empfindlich auf Abstandsänderungen zwischen Sensor und Laufrad der Turbine reagiert. In Folge dessen treten bei der Messung der Turbinendrehzahl kurze Signalaussetzer auf, die den Messwert einer Stationärmessung verfälschen.

Lösungsvorschlag:

Zur Eliminierung dieses Fehlers sollte ein unempfindlicheres Messsystem zur Anwendung kommen. Alternativ sollte beim verwendeten Messsystem eine Überprüfung des Messsignals in regelmäßigen Abständen durchgeführt und gegebenenfalls der Abstand des Messelementes zum Laufrad nachgestellt werden.

4.4.6.2. Kalibrierkurve für die VTG-Position

Problembeschreibung:

Als absolute Bezugsgröße für die VTG-Position dient der Winkel der Leitschaufeln am VTG-Leitapparat. Das A/R-Verhältnis² in den Herstellerdaten korrespondiert grundsätzlich mit dem Leitschaufelwinkel. Da der Turboladerhersteller keine weiteren Daten für die Korrelation des A/R-Verhältnisses mit der Stellung der Leitschaufeln zur Verfügung stellt, kann kein eindeutiger Zusammenhang zur VTG-Position abgeleitet werden. Es wird daher die vereinfachte Annahme getroffen, dass der, aus der VTG-Position abgeleitete, Leitschaufelwinkel im Verhältnis zum tatsächlich möglichen Winkelbereich dem A/R-Verhältnis entspricht.

Lösungsvorschlag:

Um einen eindeutigen Bezug zwischen Leitschaufelwinkel und A/R-Verhältnis definieren zu können, müssten zusätzliche Daten für die Korrespondenz zwischen den beiden Größen vom Hersteller zur Verfügung gestellt werden. Die daraus ableitbaren Kalibrierkurven sollten eine exaktere Berechnung von Wirkungsgrad und Massendurchfluss ermöglichen.

² Das A/R-Verhältnis gibt das Verhältnis von Eintrittsquerschnitt zum Radius zwischen Querschnittsflächenmittelpunkt und Mittellinie des Turbinenrades an. Ein kleiner Wert des A/R-Verhältnisses ist charakteristisch für eine „kleine“ Turbine und umgekehrt.

4.5. TRANSIENTVERHALTEN

Bei der Entscheidung für ein bestimmtes Aufladesystem müssen auf der einen Seite Zielwerte für das Drehmoment und die Motorleistung und auf der anderen Seite Zielwerte für das Instationärverhalten sowie die Antriebsleistung in Betracht gezogen werden. Da, im Zuge der Aufgabenstellung dieser Diplomarbeit, die Untersuchung des Transientverhaltens als vorrangiges Ziel definiert wurde, widmet sich dieses Kapitel ausschließlich dem Instationärverhalten des Turboladers.

Zur Beurteilung des Instationärverhaltens können, je nach Projekt, entsprechende Versuche mit dem Gesamtfahrzeug auf einer Teststrecke bzw. auf dem Rollenprüfstand, oder aber, wie in diesem Projekt, direkt auf dem Motorprüfstand erfolgen. Um unterschiedliche Motoren miteinander vergleichen zu können, hat sich in der AVL folgende Vorgehensweise etabliert. Das Transientverhalten wird anhand der Messergebnisse eines Lastsprunges bei 1500 1/min von 1 auf 17bar BMEP beurteilt. Da bei diesem Projekt ein VTG-Lader verwendet wird, stellt sich die Frage, ob und mit welcher Strategie die Leitschaufelstellung während des Lastaufbaus verstellt werden muss, um die zur Erreichung von 17bar BMEP benötigte Zeit möglichst kurz zu halten.

4.5.1. Ermittlung einer Transient-Strategie

Für die vorliegende Kombination, Ottomotor mit VTG-Aufladeeinheit, sind keine Erfahrungswerte vorhanden, weshalb folgende Vorgehensweise gewählt wird:

1. Messung von Lastsprüngen mit konstanten VTG-Positionen
2. Zusammenstellung einer Strategie aus den Messungen mit konstanter VTG-Position
3. Verifikation der Strategie am Motorprüfstand
4. Entwurf einer Funktion für die Motorsteuerung
5. Kontrolle der Funktion für die Motorsteuerung am Motorprüfstand

4.5.1.1. Messung von Lastsprüngen mit konstanten VTG-Positionen für Variante 2

Die vorangehenden Messungen der Lastsprünge werden für VTG-Positionen von 0% (offen) bis 100% (geschlossen) mit einer Schrittweite von ~2% durchgeführt. Die folgenden Abbildungen zeigen die wichtigsten Ergebnisse für die Variante 2, wobei darin der Verlauf der Ein- und Auslassnockenwellenposition (ENW, ANW), das Luftverhältnis (λ), der Zündwinkel, die Drosselklappenstellung (DK-Stellung) und die Turbinendrehzahl dargestellt sind.

Abb. 4.22 zeigt den Messschrieb bei vollständig geöffneten Leitschaufeln. Wie zu erkennen ist, werden beim Lastsprung die Nockenwellen auf mehr Überschneidung gestellt, der Zündwinkel wird nach spät verschoben um Klopfen zu vermeiden und das Luftverhältnis wird so gut wie möglich konstant gehalten. Die Verläufe dieser Motorparameter werden für alle gemessenen Lastsprünge mit konstanten VTG-Positionen, als auch bei der Verifikation der ermittelten VTG-Strategien beibehalten, um die Einflussparameter für die Analyse der optimalen VTG-Strategie auf die VTG-Stellung zu reduzieren. Des Weiteren ist ersichtlich, dass die saugmotorische Volllast von ~10bar BMEP innerhalb weniger Arbeitsspiele erreicht wird, die darauffolgende Leistungssteigerung durch Aufladung aber nicht wirklich in Schwung kommt. Dieses Verhalten kann auf die offene Leitschaufelstellung, bei der sich die VTG wie eine „große“ starre Turbine verhält, und auf das, bei dieser Drehzahl, geringe Angebot an Abgasenergie zurückgeführt werden.

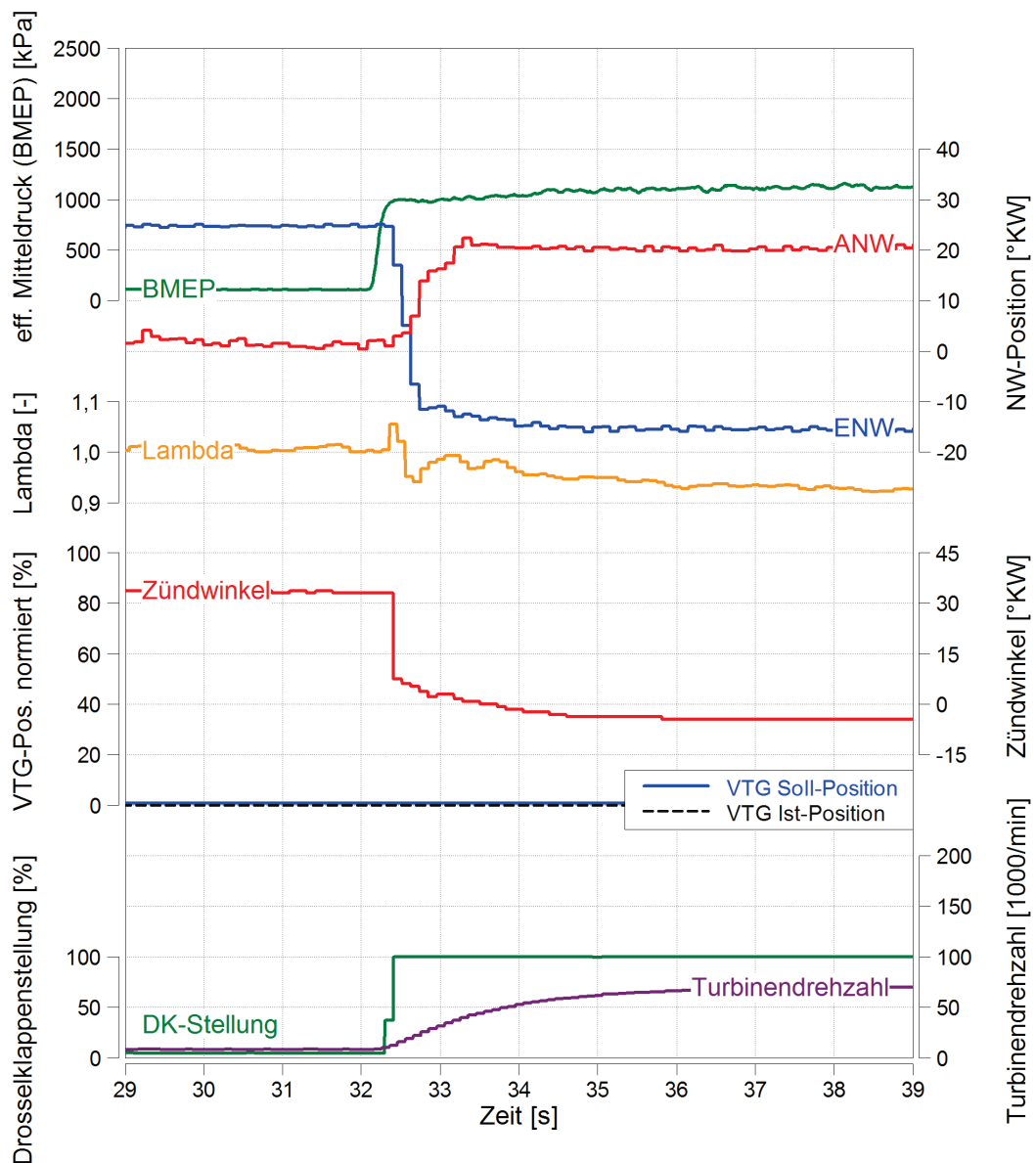


Abb. 4.22 Lastsprung mit konstanter VTG-Position 0%

Die Leitschaufeln werden in den weiteren Lastsprüngen sukzessive geschlossen, was einer Änderung des Verhaltens der VTG-Turbine zu dem einer „kleinen“ starren Turbine bewirkt. In Abb. 4.23 wird die Messung mit 50% VTG-Position dargestellt. Darin ist der Übergang zwischen saugmotorischer Volllast und nachfolgender Aufladung zu sehen. Vergleicht man Abb. 4.23 mit Abb. 4.24, in der ein Lastsprung mit 75% VTG-Position darstellt ist, so erkennt man, dass sich der Drehmomentverlauf im Übergangsbereich vom saugmotorischen zum aufgeladenen Betrieb mit zunehmend geschlosseneren Leitschaufeln verschlechtert, der Anstieg des Drehmoments nach dem Übergang aber steiler wird.

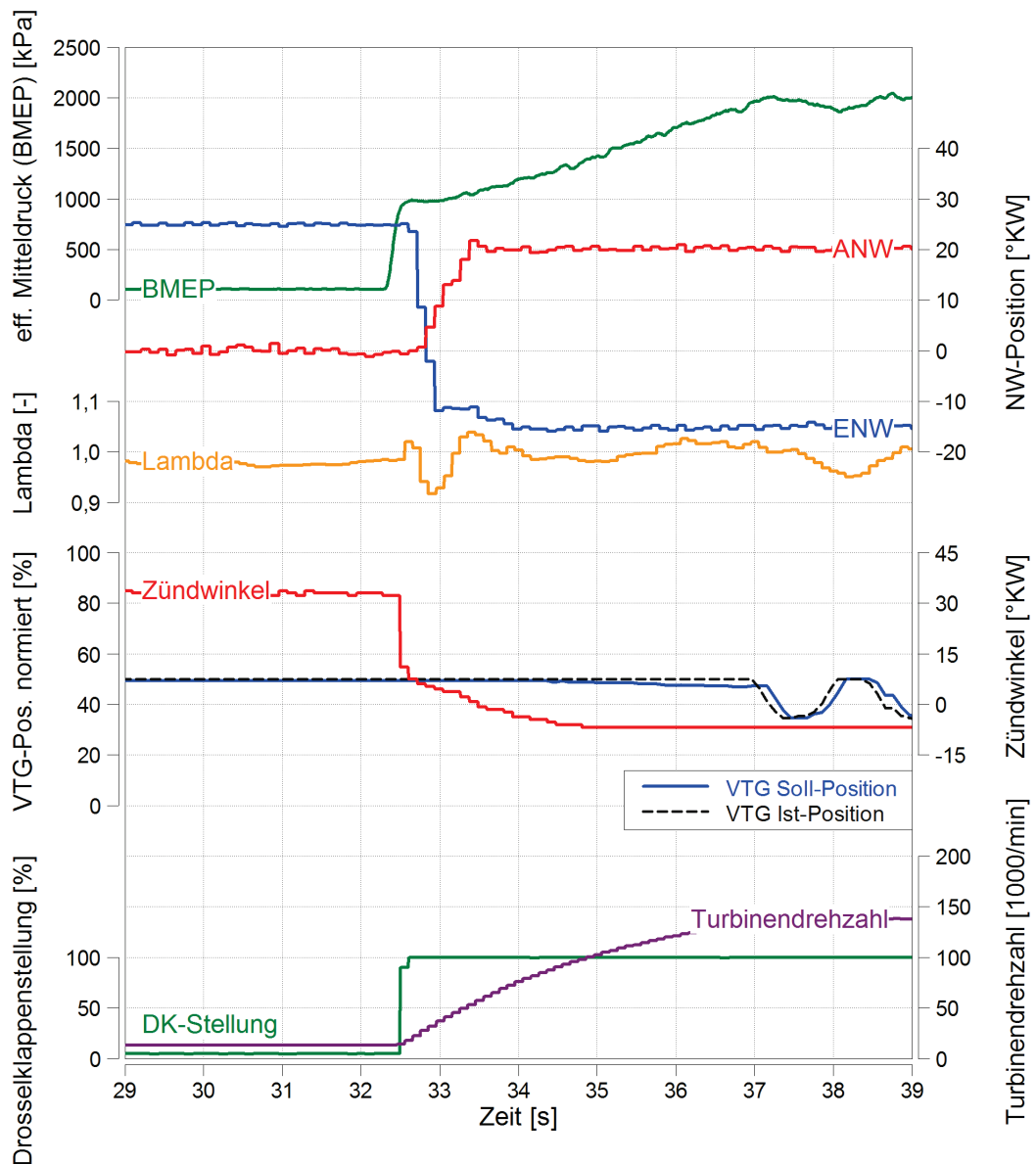


Abb. 4.23 Lastsprung mit konstanter VTG-Position 50%

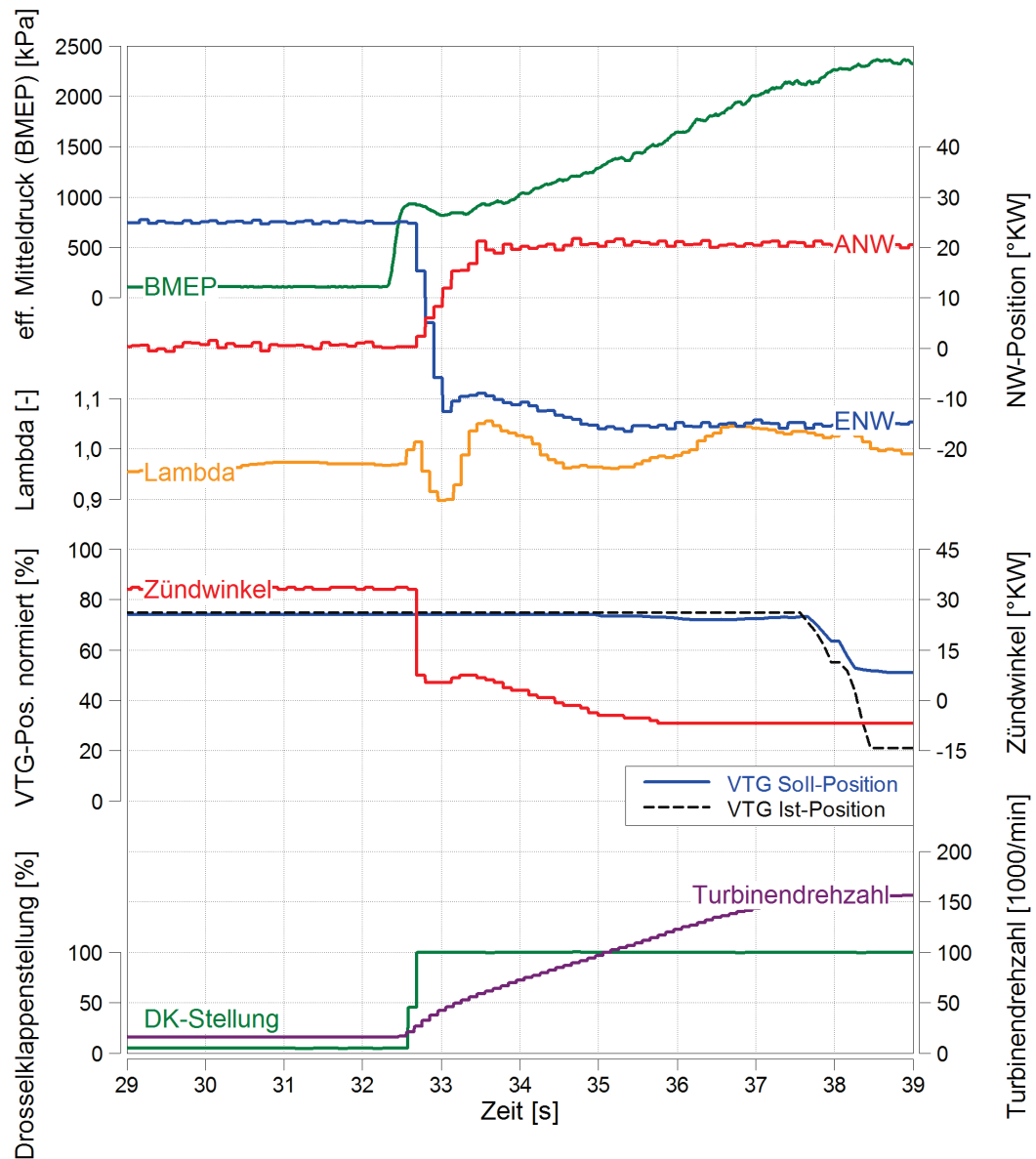


Abb. 4.24 Lastsprung mit konstanter VTG-Position 75%

Bei nahezu vollständig geschlossener Leitschaufelstellung (siehe Abb. 4.25) ist der Einbruch nach der saugmotorischen Vollast derart ausgeprägt, dass im weiteren zeitlichen Verlauf das Aufladesystem nicht in Gang kommt. Dieser Effekt kann auf den, mit geschlossener VTG-Stellung zunehmenden, Abgasgegendruck, der eine Erhöhung der Ladungswechselarbeit zur Folge hat, zurückgeführt werden. Der gestiegene Abgasgegendruck ist auch für die Erhöhung des Restgasgehalts im Zylinder verantwortlich.

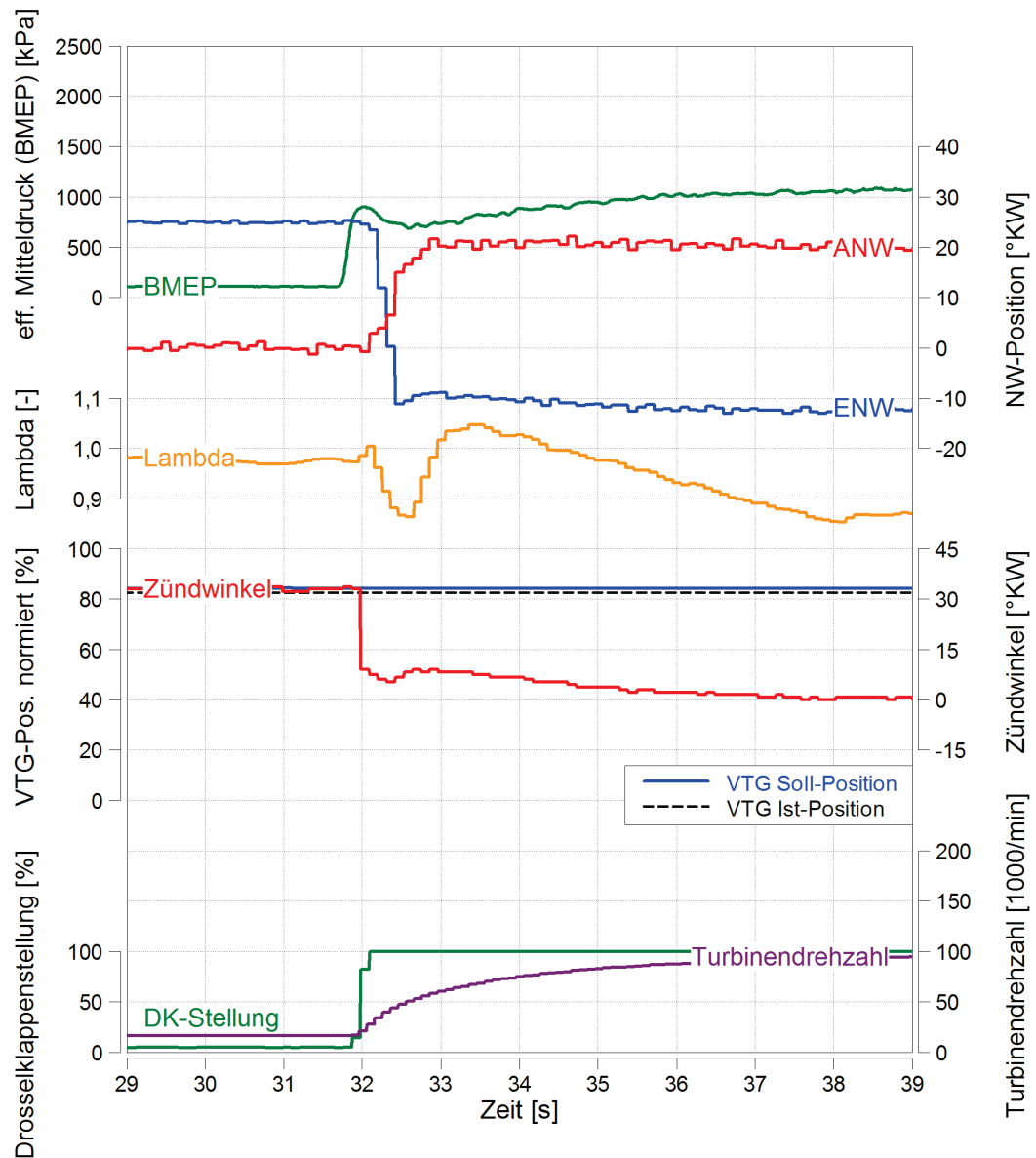


Abb. 4.25 Lastsprung mit konstanter VTG-Position 83%

Allgemein kann festgestellt werden, dass sich die Turbinendrehzahl beim Ausgangspunkt von 1500 1/min und 1bar BMEP mit zunehmend geschlossenen Leitschaufeln erhöht, was in der nachfolgenden Definition einer optimalen Strategie der Leitschaufelverstellung während eines Lastsprunges Berücksichtigung findet.

4.5.1.2. Zusammenstellung einer Strategie aus den Messungen mit konstanter VTG-Position

Wie bereits erwähnt werden zunächst Lastsprünge mit konstanter VTG-Position durchgeführt. Damit aus diesen Messdaten eine Strategie für die Leitschaukelverstellung über den Lastaufbau abgeleitet werden kann, ist es notwendig die vermessenen Lastsprünge miteinander zu vergleichen. Hierfür wird ein Algorithmus erstellt, der die Zeiten für den Aufbau von jeweils 1 bar BMEP-Differenz, beginnend von 1 auf 2, von 2 auf 3bar, und so weiter, für jeden Lastsprung ermittelt und miteinander vergleicht und die VTG-Position mit der kürzesten Zeit als Optimum für den jeweiligen Lastbereich festlegt. Im Hinblick auf die Ergebnisse des Algorithmus sei erwähnt, dass die beschriebene Vorgehensweise die physikalische Eigenschaft der Massenträgheit nicht berücksichtigt, was zur Folge hat, dass die damit ermittelte Strategie nur grundsätzliche Aussagen über deren Charakteristik erlaubt und nicht direkt auf das reale System übertragbar ist.

Der Auswertalgorithmus zur Optimierung des Ansprechverhaltens kann bei beliebigen Drehzahlen verwendet werden und ermöglicht damit die Erstellung eines kompletten Kennfeldes für die optimalen Leitschaukelstellungen für sämtliche Instationärszenarien.

Als Beispiel für den, mit Hilfe des davor erklärten Auswertalgorithmus, berechneten Verlauf der VTG-Position soll die in Abb. 4.26 dargestellte VTG-Strategie für die Variante 2 dienen.

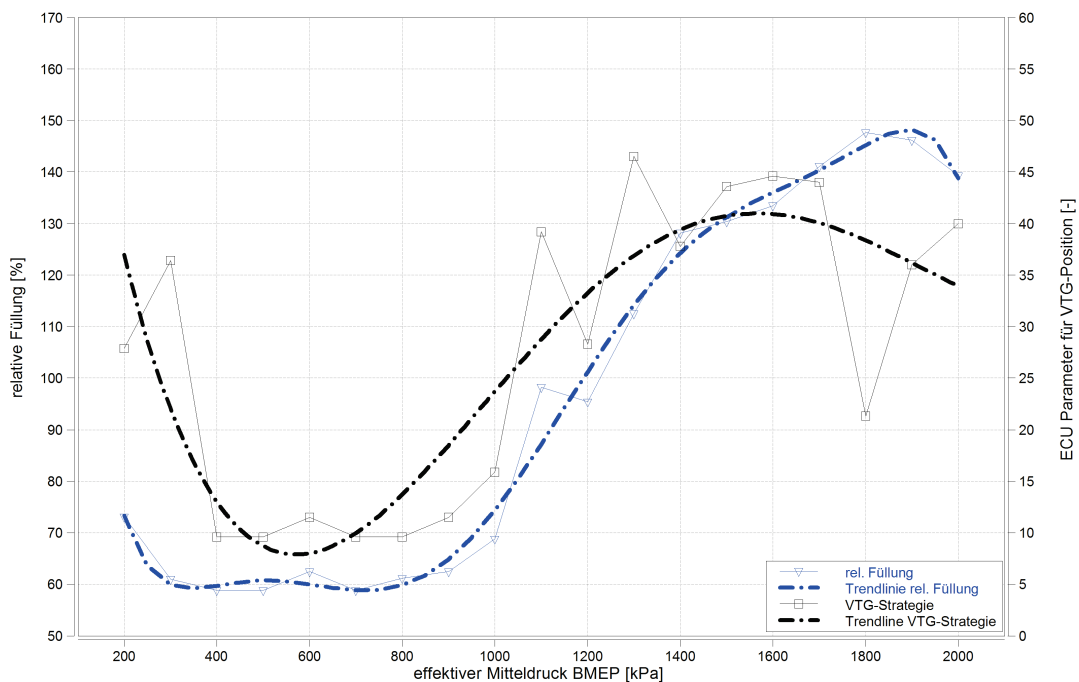


Abb. 4.26 Berechnete VTG-Strategie für Variante 2

Laut Berechnung sollten sich die Leitschaufeln bei Beginn des Lastsprunges, übereinstimmend mit der optimalen VTG-Position bei einer stationären Last von 100kPa BMEP, in mittlerer Stellung befinden. Über 200kPa BMEP weicht die geforderte VTG-Position von jener im Stationärbetrieb optimalen ab, da sich der Motor zu diesem Zeitpunkt bereits im Aufbau der geforderten Last und somit im transienten Betrieb befindet. Es ist aber ersichtlich, dass sich während des Drehmomentaufbaus bis zur saugmotorischen Volllast von ~900 kPa eine voll geöffnete Leitschaufelstellung als günstig erweist. Der, in dieser Stellung von der Turbine verursachte, geringe Abgasgegendruck garantiert bei saugmotorischen Bedingungen einen optimalen Ladungswechsel. Die angestellte Berechnung würde ergeben, dass ab ~900kPa BMEP die Leitschaufeln immer mehr geschlossen werden sollten, um die Voraussetzungen für den Aufbau des erforderlichen Ladedrucks zu schaffen.

4.5.1.3. Verifikation der ermittelten Strategie für Variante 2

Der in Abb. 4.26 dargestellte berechnete VTG-Verlauf wurde am Motorprüfstand verifiziert und basierend auf den in Abschnitt 4.5.1.2 erläuterten Erkenntnissen überarbeitet, um das Ansprechverhalten zu optimieren. Abb. 4.27 zeigt eine Zusammenstellung aller im Zuge der Verifikation vermessenen Abwandlungen der zuvor berechneten VTG-Strategie für Variante 2. In den nachfolgenden Diagrammen wird die berechnete Strategie mit der Bezeichnung „opt“ versehen, während die abgeänderten Strategien mit den Bezeichnungen „opt1“, „opt2“, usw. gekennzeichnet sind.

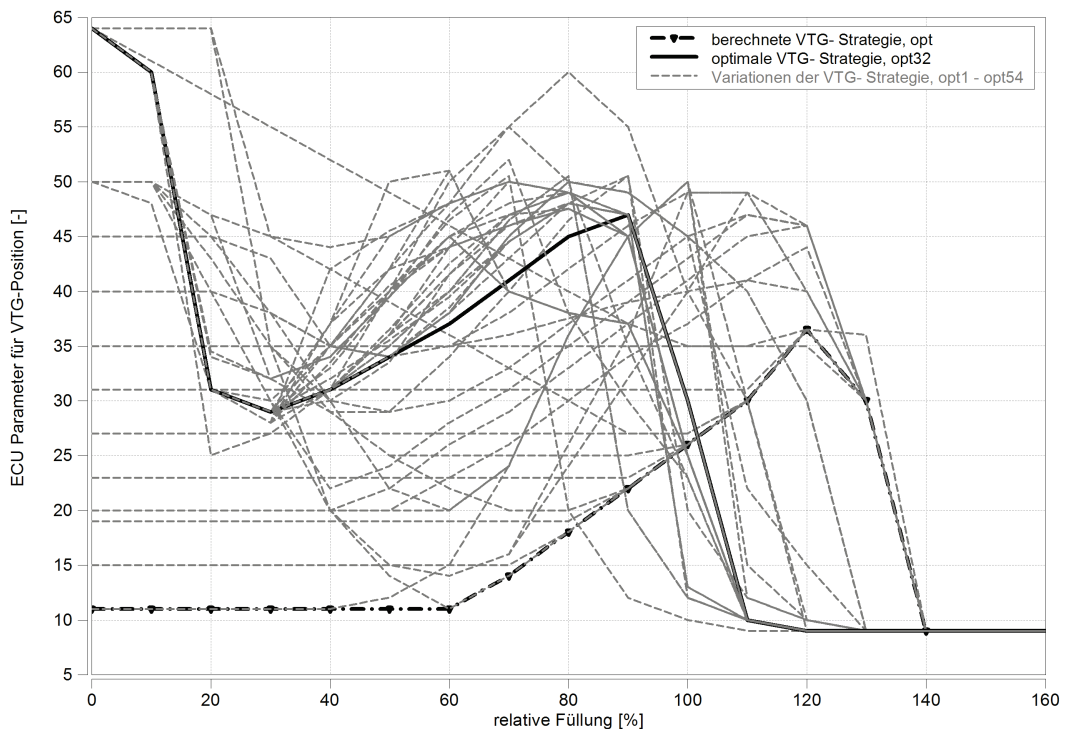


Abb. 4.27 Gegenüberstellung aller vermessenen VTG-Strategien

Bei den Abänderungen der berechneten VTG-Strategie wird zunächst versucht, die Turbinendrehzahl im stationären Betriebspunkt 1500 1/min, 1bar BMEP zu erhöhen. Um dies zu erreichen werden im ersten Ansatz die Leitschaufeln im saugmotorischen Betriebsbereich zunehmend geschlossen, wobei der Verlauf der VTG-Strategie im aufgeladenen Betriebsbereich von der berechneten Strategie „opt“ mit dem Ziel übernommen wird, ausschließlich den Einfluss im saugmotorischen Betrieb aufzuzeigen (siehe Abb. 4.28).

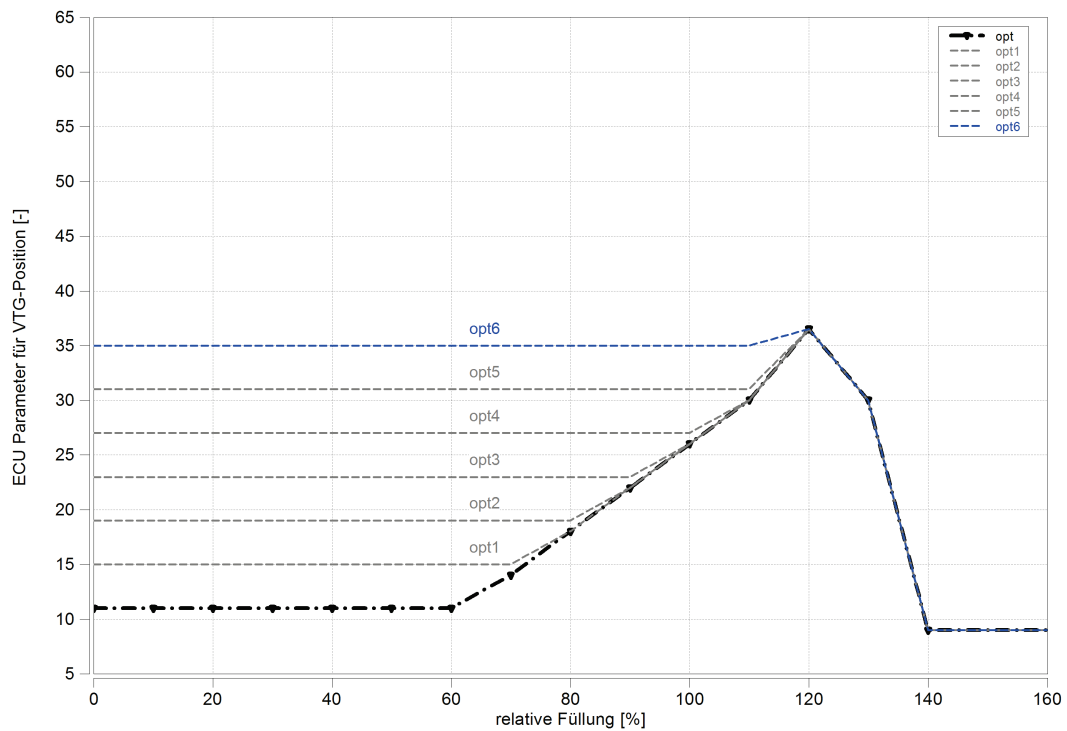


Abb. 4.28 Strategien zur Erhöhung der Turbinendrehzahl bei 1bar BMEP

Das Ergebnis dieser zunehmenden Schließung der Leitschaufeln ist eine Erhöhung der Turbinendrehzahl im stationären Ausgangspunkt von ~6000 auf ~11000 1/min, die darauf zurückzuführen ist, dass sich die Turbine mit geschlosseneren Leitschaufeln immer mehr wie eine kleine Turbine verhält (siehe Abb. 4.29).

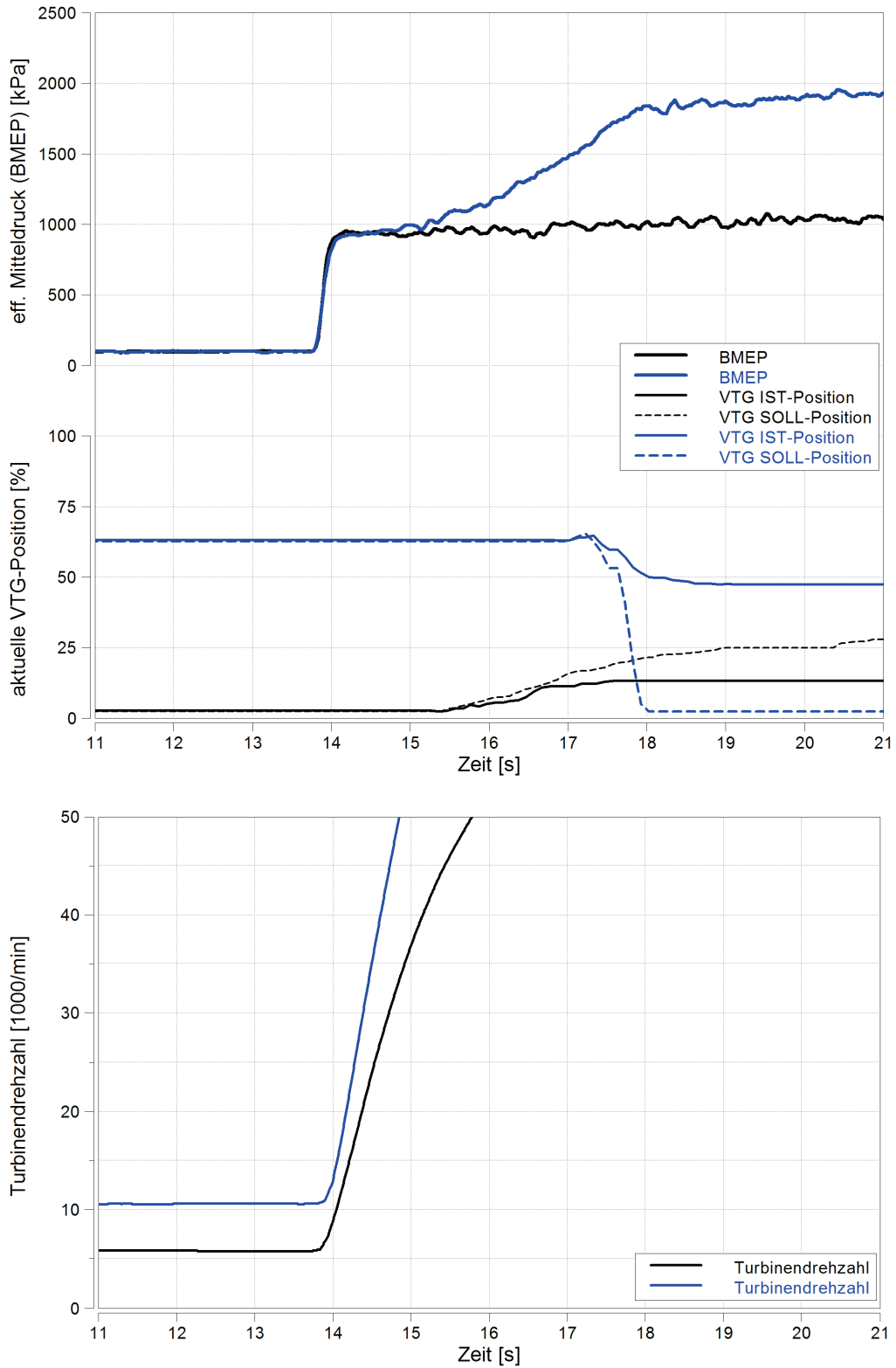


Abb. 4.29 Erhöhung der Turbinendrehzahl durch Schließen der Leitschaufeln (Vergleich von „opt“ mit „opt6“)

Der nächste Schritt zielt darauf ab, den Übergang von saugmotorischer Vollast in den aufgeladenen Betrieb zu verbessern. Diesbezüglich werden die in Abb. 4.30 dargestellten

Strategien ausgewertet. Diese werden so ausgeführt, dass mit geschlossener Schaufelstellung die maximal mögliche Turbinendrehzahl zu Beginn des Lastsprunges erreicht wird, die Leitschaufeln sich aber während des Aufbaus der saugmotorischen Volllast öffnen, um dann, bei Erreichen dieser, wieder geschlossen zu werden. Im Folgenden sollen die dargestellten Strategien kurz beschrieben werden:

- opt8: Leitschaufeln im Stationärpunkt vollständig geschlossen, zügiges Öffnen während des Aufbaus der saugmotorischen Volllast, ansonsten Verlauf der berechneten Strategie
- opt9: Leitschaufeln im Stationärpunkt vollständig geschlossen, zügiges Öffnen bis zum Erreichen der mittleren Leitschaufelstellung, dann langsames und nicht mehr vollständiges Öffnen bis zum Übergang in die berechnete Strategie
- opt10: wie opt9, aber Öffnen der Leitschaufeln weiter reduziert
- opt11: Leitschaufeln im Stationärpunkt vollständig geschlossen, zügiges Öffnen nur für kleinen Winkelbereich mit nachfolgender langsamer Öffnung bis zur berechneten Strategie, ansonsten Verlauf der berechneten Strategie

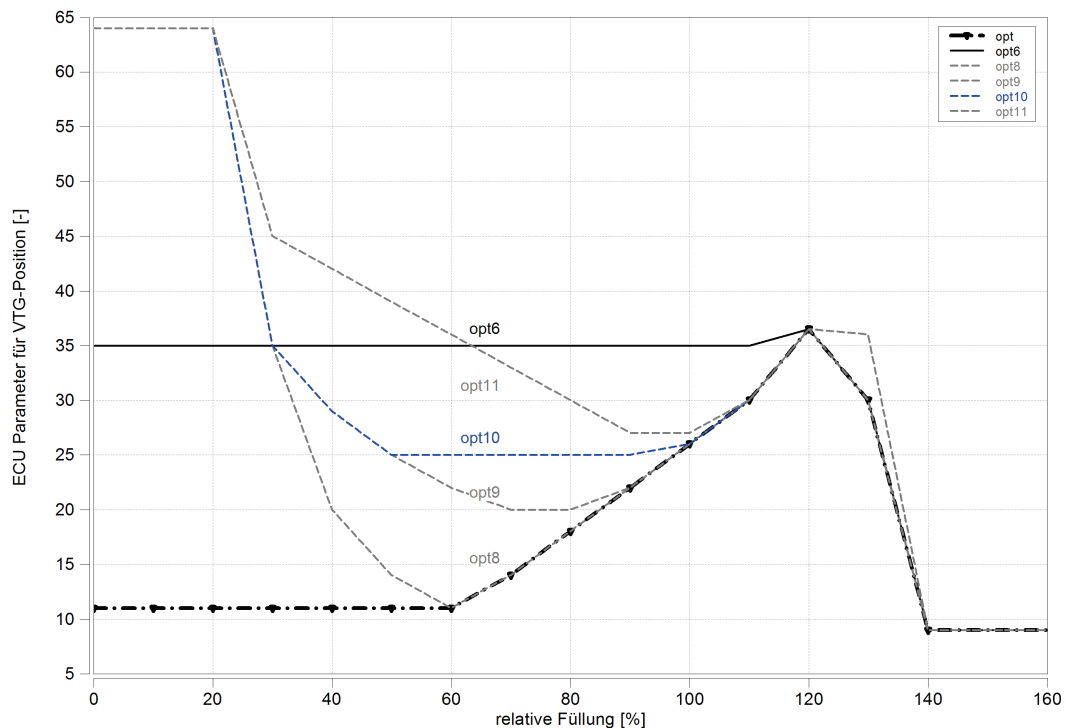


Abb. 4.30 Strategien zur Verbesserung des Überganges von saugmotorischer Volllast zum aufgeladenen Betrieb ausgehend von „opt6“

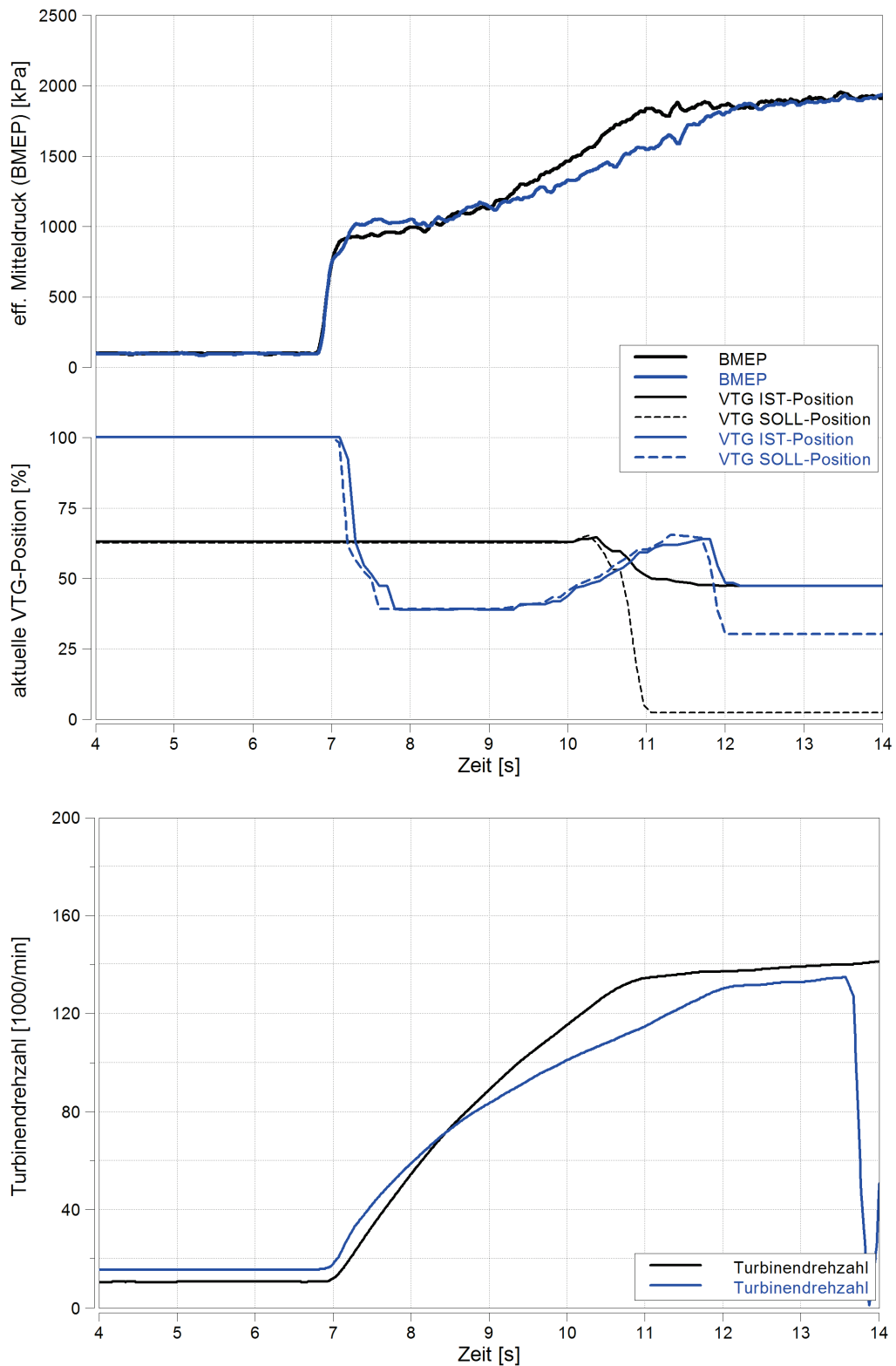


Abb. 4.31 Verbesserung des Überganges von saugmotorischer Volllast in den aufgeladenen Betrieb (Vergleich von „opt6“ mit „opt10“)

Wie in Abb. 4.31 ersichtlich, ist es nicht notwendig die Leitschaufeln vollständig zu öffnen. Der Übergang vom saugmotorischen zum aufgeladenen Betrieb kann auch mit einer kleinen

Turbine zufriedenstellend bewältigt werden. Eine weitere Erkenntnis ist, dass auch im aufgeladenen Betriebsbereich von der berechneten Strategie („opt“) abgegangen werden muss. Die diesbezüglich entworfenen Strategien sind in Abb. 4.32 zu sehen. Im Folgenden werden die einzelnen Strategien kurz erläutert:

- opt12-opt14: Leitschaufeln im Stationärpunkt auf verbrauchsoptimalem Niveau, frühes Öffnen, Schließen der Leitschaufeln anhand zunehmend parallel verschobenem Verlauf des berechneten Optimums
- opt15, opt16: grundsätzlich wie opt12, aber weitere Parallelverschiebung des Verlaufs und reduziertes Öffnen der Leitschaufeln
- opt17: wie opt16, aber weniger aggressives Schließen der Leitschaufeln im aufgeladenen Betriebsbereich

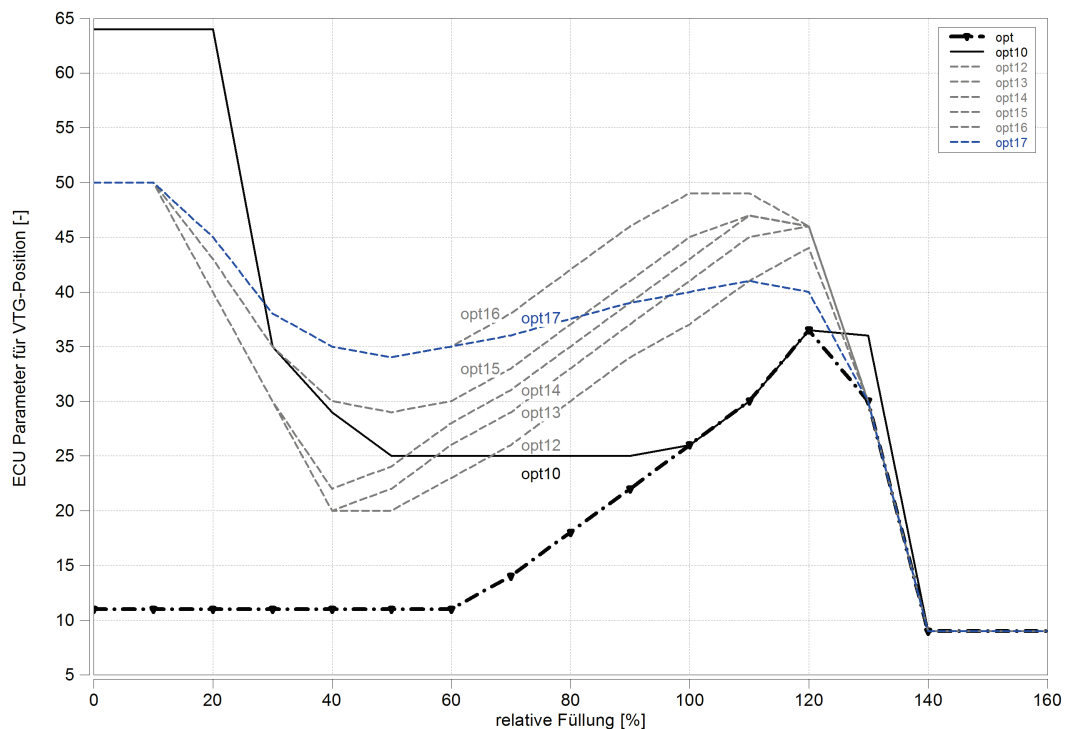


Abb. 4.32 Strategien zur Verbesserung des Drehmomentaufbaus im aufgeladenen Betriebsbereich ausgehend von „opt10“

Wie zuvor erklärt, wird der berechnete VTG-Positionsverlauf im Niveau angehoben und, um ein früheres Schließen der Leitschaufeln während des Lastaufbaus herbeizuführen, in Richtung kleinerer relativer Füllung verschoben. Zusätzlich werden die Leitschaufeln für den Teillastpunkt nicht vollständig geschlossen, da eine explizite Vermessung des Betriebspunktes 1500 1/min, 1bar BMEP einen erheblichen Verbrauchsnachteil bei komplett geschlossenen Leitschaufeln aufzeigt (siehe Kapitel 4.2).

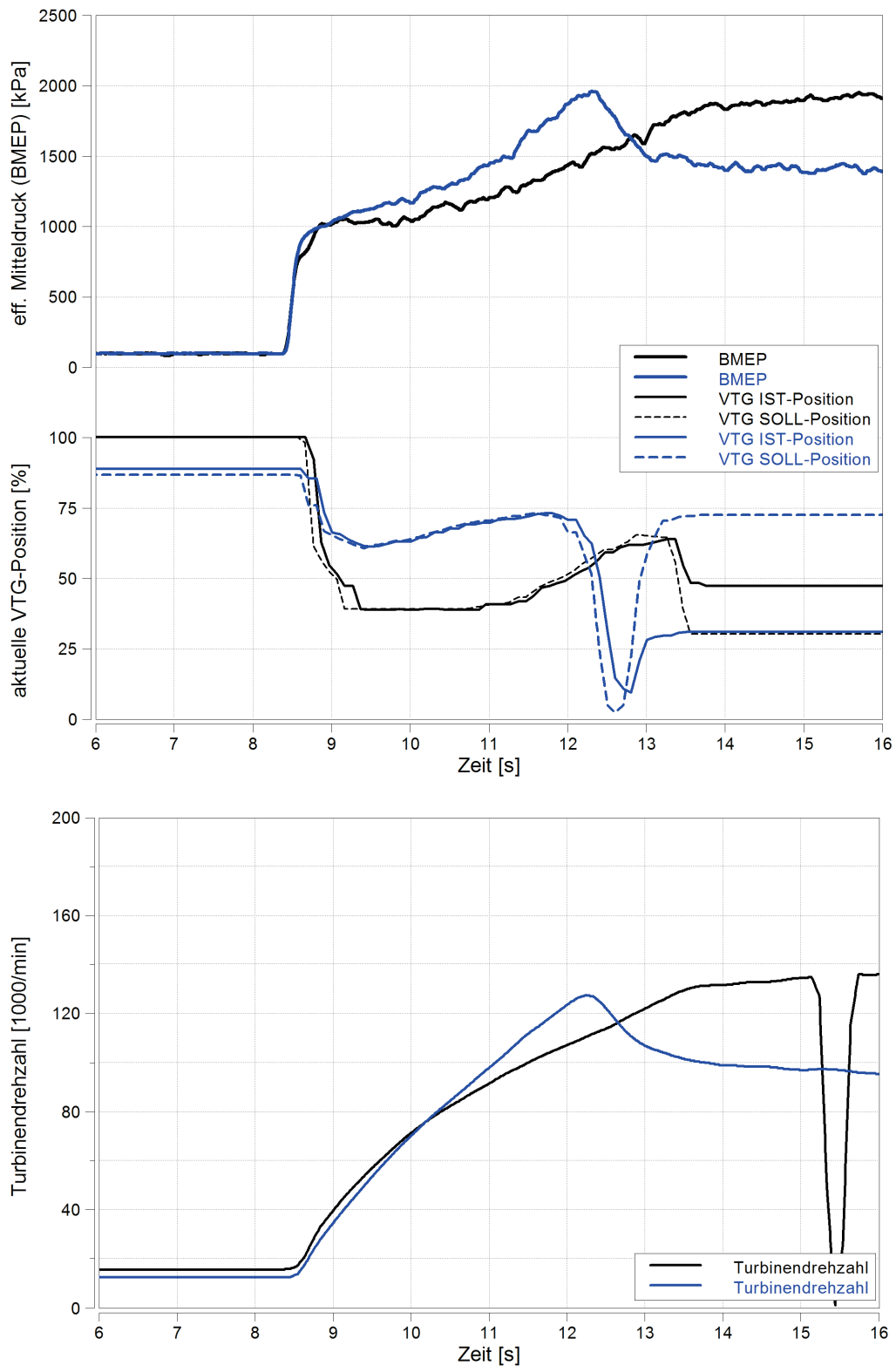


Abb. 4.33 Verbesserung des Drehmomentaufbaus im aufgeladenen Betriebsbereich (Vergleich von „opt10“ mit „opt17“)

Abb. 4.33 zeigt die Auswirkungen der vorher genannten Maßnahmen. Im Messschrieb für opt17 ist eine Verringerung der Turbinendrehzahl bei 1bar BMEP zu sehen. Der Übergang vom

saugmotorischen zum aufgeladenen Betrieb stellt sich, trotz geringerer Turbinendrehzahl im stationären Ausgangspunkt, zufriedenstellend dar und der Drehmomentaufbau im aufgeladenen Betriebsbereich kann signifikant verbessert werden.

Die weiteren Überlegungen richten sich darauf, die Schließgeschwindigkeit der Leitschaufeln zu optimieren, um die benötigte Zeit für den Lastaufbau bei 1500 1/min von 1 auf 17bar BMEP zu reduzieren. Die in Abb. 4.34 gezeigten Strategien werden im Folgenden kurz erläutert:

- opt27: Leitschaufeln im Stationärpunkt auf verbrauchsoptimalem Niveau, weiteres Öffnen der Leitschaufeln mit anschließend steilerem Schließgradienten
- opt28: wie opt27, aber früheres Öffnen und Schließen der Leitschaufeln
- opt30, opt31: wie opt28, aber Zurücknahme des Schließgradienten der Leitschaufeln
- opt32: Leitschaufeln im Stationärpunkt vollständig geschlossen, Öffnungsniveau wie opt31, aber geringfügig reduzierter Schließgradient

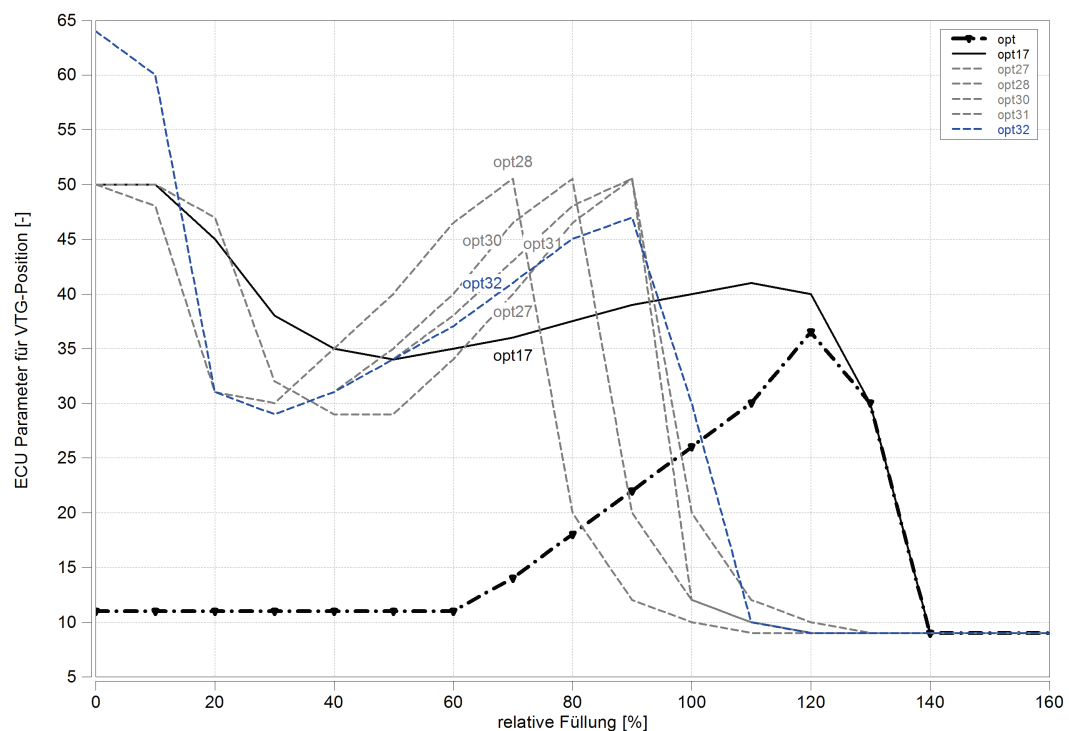


Abb. 4.34 Strategien zur weiteren Verbesserung des Drehmomentaufbaus im aufgeladenen Betriebsbereich ausgehend von „opt17“

Wie zuvor erklärt, wird die Steigung des VTG-Verlaufs im Bereich von ~40–90% relativer Füllung erhöht. In Abb. 4.35 ist der Unterschied des Drehmomentverlaufs zwischen „opt17“ und „opt32“ zu sehen. Es zeigen sich geringfügige Verbesserungen bezüglich des Übergangs vom saugmotorischen zum aufgeladenen Betrieb, die auf das weitere Öffnen der Leitschaufeln in der

Aufbauphase der Saugvolllast zurückzuführen sind. Durch das schnellere Schließen der Schaufeln im aufgeladenen Betriebsbereich, ergibt sich zusätzlich ein etwas schnellerer Aufbau des Drehmoments, der auch im Turbinendrehzahlverlauf zu erkennen ist.

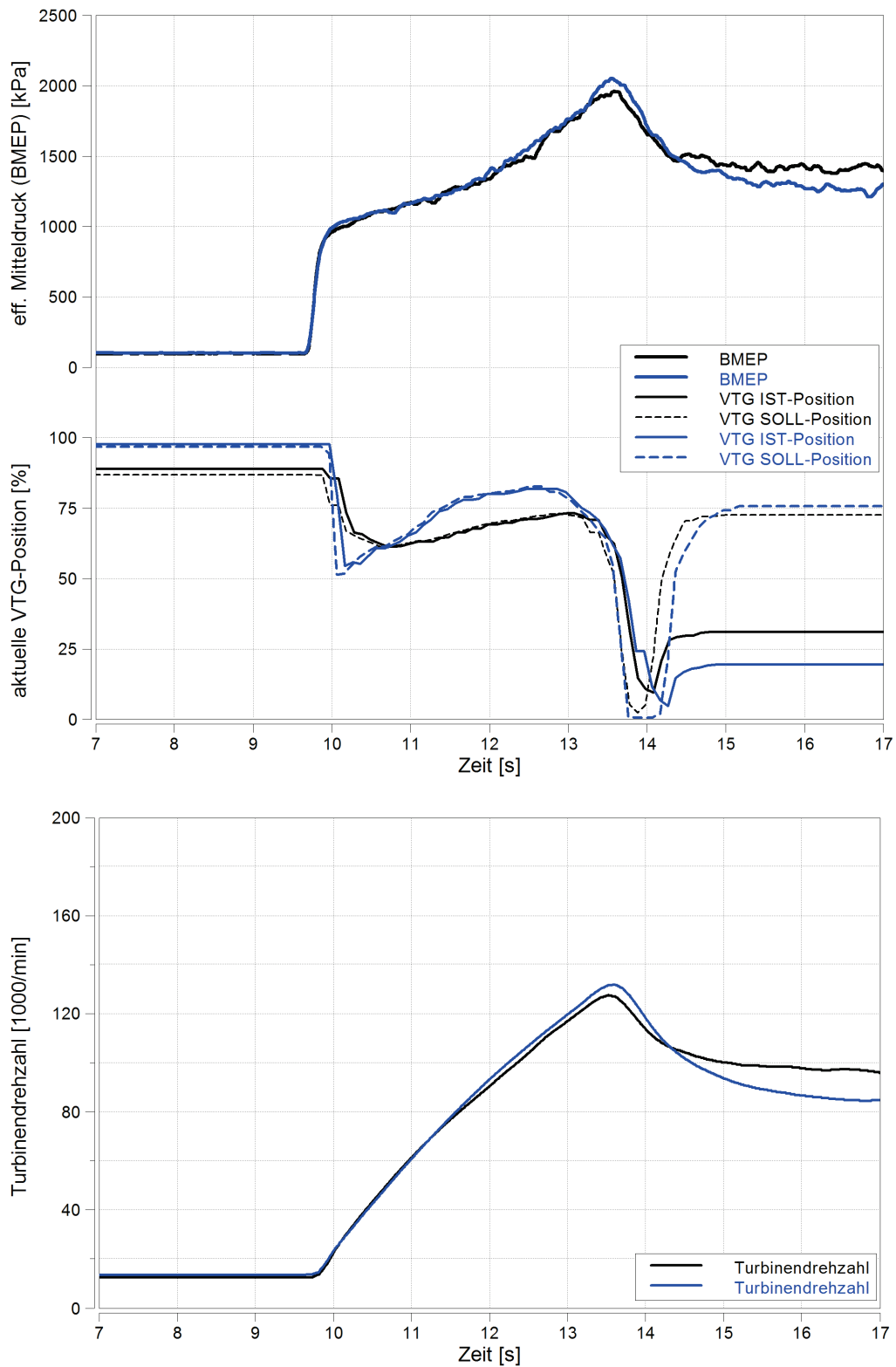


Abb. 4.35 Verbesserung des Drehmomentaufbaus im aufgeladenen Betriebsbereich (Vergleich von „opt17“ mit „opt32“)

Ausgehend von der VTG-Strategie „opt32“ wurden noch eine Reihe weiterer Abwandlungen entwickelt und vermessen (siehe Abb. 4.36). Es stellte sich aber heraus, dass mit „opt32“ der schnellste Drehmomentaufbau mit der Motoraufbauvariante 2 erreicht werden konnte.

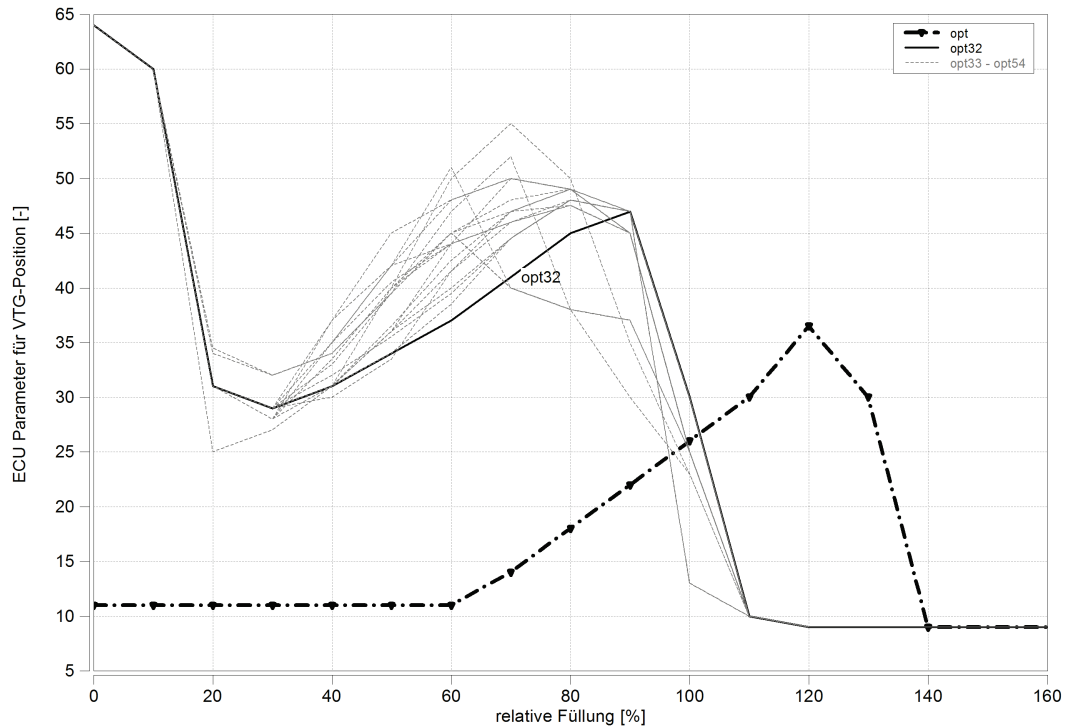


Abb. 4.36 Strategien zur Verifikation der VTG-Strategie „opt32“

An dieser Stelle kann auch die Aussage getroffen werden, dass die berechnete VTG-Strategie „opt“ die Charakteristik der schlussendlich optimalen Strategie „opt32“ grundsätzlich wiedergibt.

Unter Berücksichtigung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs im stationären Ausgangspunkt stellt sich jedoch die Strategie „opt17“ als Optimum heraus.

Anmerkung:

In den Diagrammen der VTG-Strategien, z.B. in Abb. 4.34, fällt auf, dass die Werte für die relative Füllung auf denen der aufgeladene Betrieb basiert eigentlich für den saugmotorischen Betrieb charakteristisch sind. Daraus muss geschlossen werden, dass das, in der Motorsteuerung implementierte, stationäre Füllungsmodell für den instationären Betrieb ungeeignet ist. Diese Tatsache wird in der, in Kapitel 4.5.4 beschriebenen, Funktionsentwicklung für die Motorsteuerung berücksichtigt. Im Zuge der Optimierung der VTG-Strategie wurde aber, mangels Alternativen, mit der füllungsabhängigen Kennlinie gearbeitet.

4.5.2. Berechnung von transienten Lastsprüngen

Da nicht alle bei einem Lastsprung auftretenden Phänomene (z.B. Restgasgehalt) mit direkt messbaren Werten charakterisiert werden können, ist es notwendig, die nicht messbaren Kennwerte zu berechnen. Zu diesem Zweck wird die, in der verwendeten Auswertungssoftware Concerto vorhandene, Funktionalität der Simulation des Teilsystems Zylinderkopf mittels eingebettetem 1-D Ladungswechsel und 0-D Motorprozesssimulations-Modell (BOOST) mit der Bezeichnung „Gas Exchange and Combustion Analysis“ kurz GCA verwendet und für den speziellen Fall von transienten Lastsprüngen adaptiert. Der Umstand, dass die Drücke bei Lastsprüngen über einen Zyklus keine konstante Charakteristik aufweisen, erfordert einen, an diese Gegebenheit angepassten Berechnungsablauf bei der Simulation mit BOOST. Dieser spezielle Berechnungsablauf ist mit entsprechender Parametrierung in Concerto aktivierbar, befindet sich aber noch in Entwicklung, was die Verwendung dieser Funktion einschränkt und gewisse „Tricks“ bei der Benutzung erforderlich macht.

4.5.2.1. Entwicklung einer Serienberechnung für GCA: TGCA (Transient-GCA)

Abb. 4.37 zeigt den Workflow einer GCA-Berechnung. Voraussetzung für die Anwendung dieser Auswertemethodik ist eine messtechnische Erfassung des Zylinderdrucks sowie der Drücke im Ein- und Auslasskanal mit Hilfe der Indiziermesstechnik (Hoch- und Niederdruckindizierung).

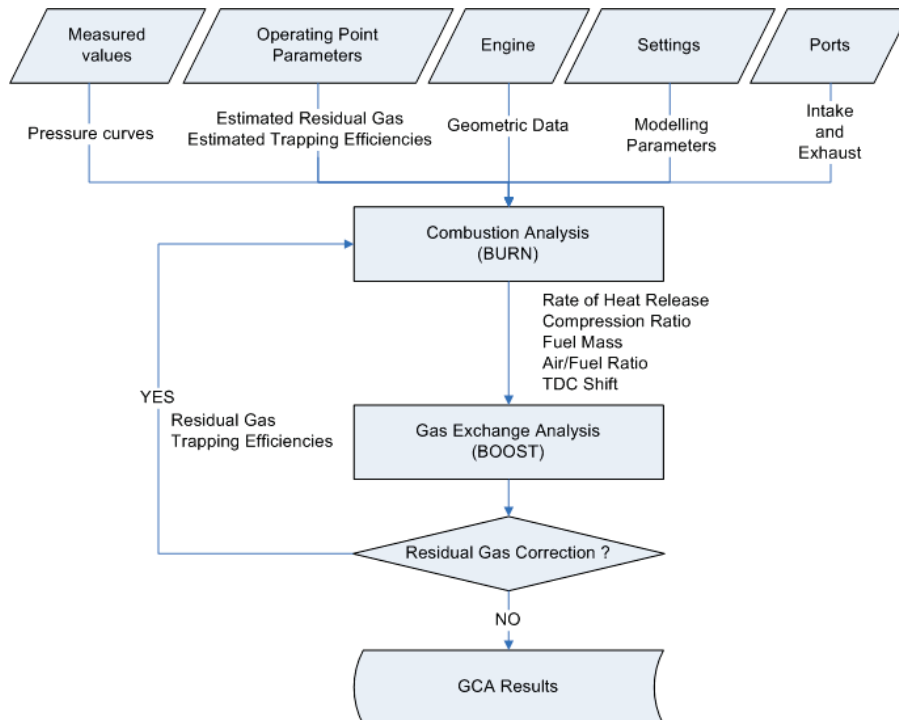


Abb. 4.37 GCA-Workflow

Die genannten Messdaten, die Betriebspunktparameter sowie die Motorparameter sind als Basisdaten erforderlich, um, mit Hilfe eines reduzierten BOOST-Modells (Abb. 4.38), die gewünschten, nicht messbaren Parameter zu berechnen. Das reduzierte BOOST-Modell beinhaltet, je nach Parametrierung, einen oder zwei Einlasskanäle (1), ein Zylindermodell (C1), und einen oder zwei Auslasskanäle (2) sowie Messpunkte an den Ventilen (MP1, MP2), am Anfang des Eintrittskanals bzw. der Eintrittskanäle (MP3) und am Ende des Austrittskanals bzw. der Austrittskanäle (MP4).

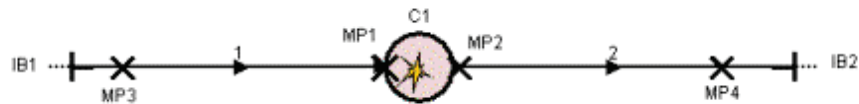


Abb. 4.38 reduziertes BOOST Modell

Wie bereits erwähnt, sind die Indizierdaten und die Parameter bei einem Lastsprung sowohl innerhalb, als auch über mehrere Zyklen veränderlich (siehe Abb. 4.39).

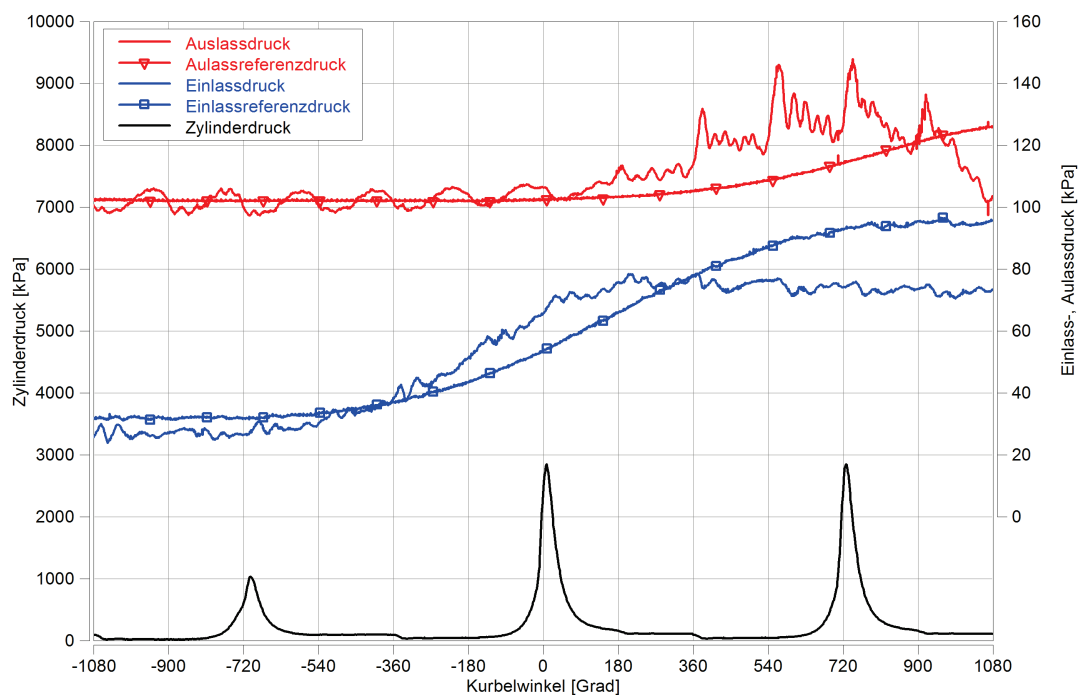


Abb. 4.39 Indizierdruckkurven bei einem Lastsprung

Damit diese transienten Zyklen berechnet werden können, ist eine neue Berechnungsmethodik erforderlich. Im Gegensatz zur GCA von stationären Messpunkten, kann bei der TGCA der zu berechnende Zyklus nicht mehrfach hintereinander angefügt werden, da sich dabei ein Konvergenzproblem ergibt (siehe Abb. 4.40).

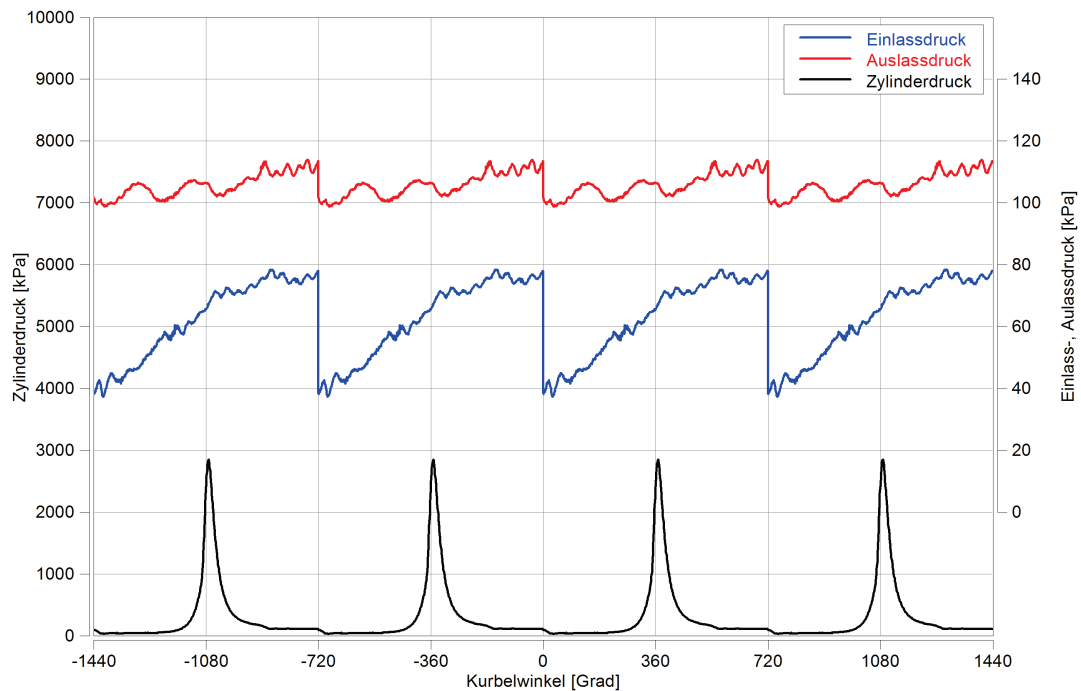


Abb. 4.40 Konvergenzproblem bei der Berechnung transienter Zyklen mit GCA

An den Verläufen des Ein- und Auslassdrucks erkennt man deutlich, dass mit der Berechnungsroutine für stationäre Lastpunkte das Konvergenzkriterium für den indizierten Mitteldruck ($\Delta \text{IMEP} < 0,1 \text{ bar}$) nicht erfüllt werden kann, da das mehrmalige Wiederholen des zu berechneten Zyklus zu Unstetigkeiten in den Rohdaten und damit zu einem nicht konvergierenden Berechnungsergebnis führen würde.

Die Berechnungsprozedur für transiente Zyklen berücksichtigt deshalb einen halben Zyklus vor und einen halben Zyklus nach dem zu berechnenden Zyklus und fügt am Beginn der Rohdatenzusammenstellung zehn weitere Zyklen hinzu (siehe Abb. 4.41). Um der Berechnungsprozedur die benötigten Daten zur Verfügung zu stellen müssen die Indizierdaten, die für einen gesamten Lastsprung aufgezeichnet werden, in Datensätze mit jeweils drei Zyklen aufgeteilt werden³.

³ Bsp.: Für die Berechnung des Zyklus mit der Nummer 36 benötigt man ein Indizierfile mit den Zyklen 35, 36 und 37.

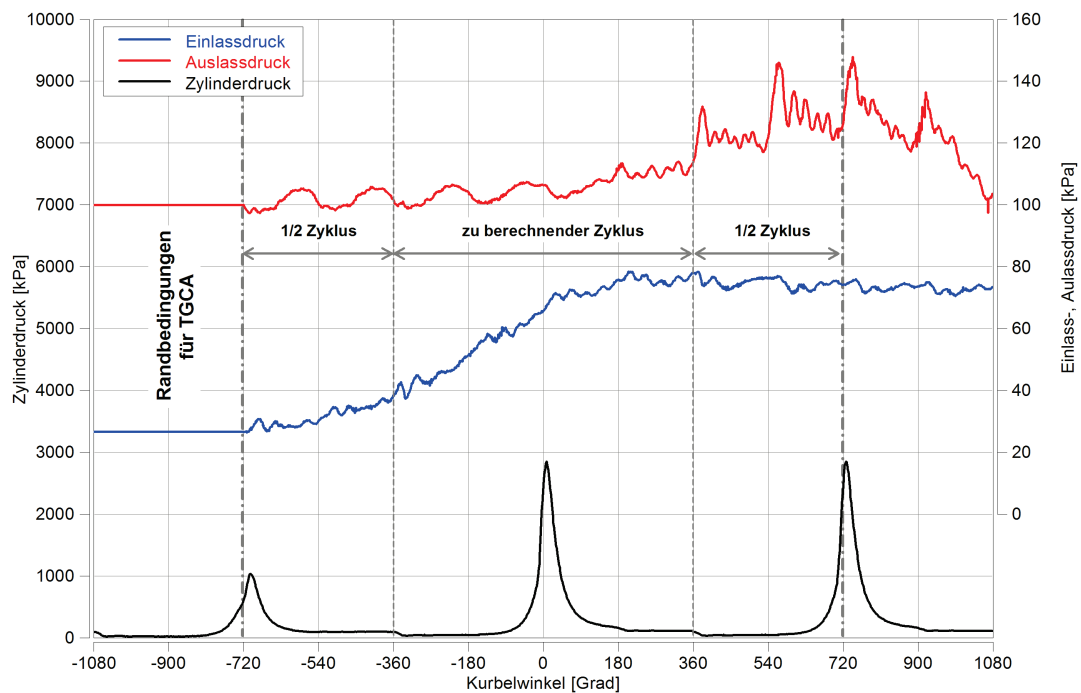


Abb. 4.41 Zusammenstellung der Rohdaten für TGCA

Eine weiteres Problem ist die zyklische Zuordnung der Motorparameter Zündzeitpunkt (ZZP), Einlass- und Auslassnockenwellenstellung, Einspritzbeginn und -ende, Ein- und Auslasstemperatur und Mitteldruck (BMEP), sowie die transiente Mess- bzw. Ermittelbarkeit der Werte für die angesaugte Luftmasse und die Einspritzmenge. Um dieses Problem zu bewältigen, werden die Messdaten aus der Indizierung, die Rekordermessdaten der Prüfstandsautomatisierungssoftware und die Rekorderdaten der Motorsteuerung mit Hilfe eines Scripts in Concerto synchronisiert und daraus ein Datenfile für jeden Lastsprung erstellt (Transient Data File, TDF). Die Synchronisation der Daten erfolgt über die Motordrehzahl, die in allen drei Systemen aufgezeichnet wird. Der Grund für die Wahl dieses Parameters ist der steile Anstieg am Beginn des Lastsprungs der sich hervorragend zu Synchronisationszwecken eignet (siehe Abb. 4.42).

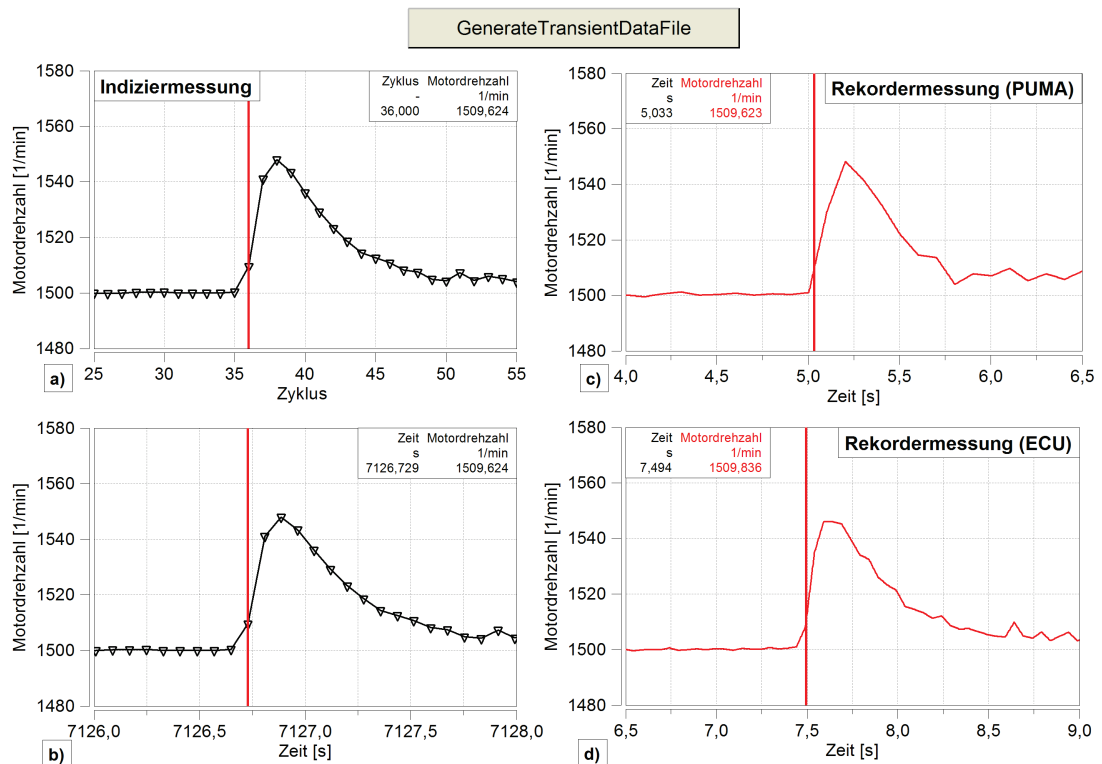


Abb. 4.42 Drehzahlvergleich der verschiedenen Messdaten a) und b) Motordrehzahl aus Indiziermessdaten c) Motordrehzahl aus PUMA-Messdaten d) Motordrehzahl aus ECU-Messdaten

Mit den genannten Vorarbeiten, nämlich der Aufteilung der Indizierdaten und der Zusammenstellung bzw. Synchronisation der Motorparameter, kann die Programmierung einer Serienberechnung für einen Lastsprung vorgenommen werden. Diese Serienberechnung wird in weiterer Folge Transient-GCA (TGCA) genannt.

Da es messtechnisch nicht möglich ist die angesaugte Luftmasse und die Kraftstoffmenge zyklus aufgelöst zu erfassen, findet der Messwert für die Luftmasse nur als Initialisierungswert Verwendung und das Programm für die TGCA ist derart gestaltet, dass sich die Berechnungsprozedur wiederholt und die gemessene Luftmasse mit der in der TGCA berechneten Luftmasse nach dem ersten Durchlauf der Berechnung ersetzt wird. Für den Parameter Kraftstoffmasse wird anstelle des Messwertes eine formale Berechnung unter Einbeziehung des gemessenen λ und der aktuell gültigen Luftmasse verwendet. Um dem Umstand der Verzögerung des Messsignals der Lambdasonde, aufgrund der örtlichen Entfernung der Sonde zum Zylinder, zu berücksichtigen, wird das Lambdamesssignal um einen bestimmten Betrag zeitlich verschoben.

Die nicht messbaren Parameter, wie z.B. Restgasgehalt, können nun ermittelt werden, indem man mit Hilfe der TGCA die am Motorprüfstand durchgeführten Lastsprünge nachrechnet.

4.5.2.2. TGCA-Ergebnisse der VTG-Strategie „opt32“ der Variante 2 im Detail

In den folgenden Diagrammen werden die TGCA-Ergebnisse für die VTG-Strategie „opt32“ der Variante 2 diskutiert, wobei die signifikanten Lastpunkte dieses Lastsprungs explizit herausgegriffen werden.

Abb. 4.43 zeigt das Ergebnis für den stationären Ausgangspunkt. Die Steuerzeiten stehen nahezu auf Referenz und dies resultiert in wenig Überschneidung der Ein- und Auslassventile in der Ladungswechselphase. Folglich ergibt sich in diesem Lastpunkt, der durch fast komplett geschlossene Leitschaufeln der VTG-Turbine charakterisiert ist, ein hohes Auslassdruckniveau im Vergleich zum, aufgrund der Drosselung, niedrigen Einlassdruckniveau. Diese Druckdifferenz führt zur Rückströmung des Abgases in den Zylinder und damit zu einem hohen Restgasgehalt von ~18%. Die Gasdynamik ist in diesem Zyklus nur sehr schwach ausgeprägt.

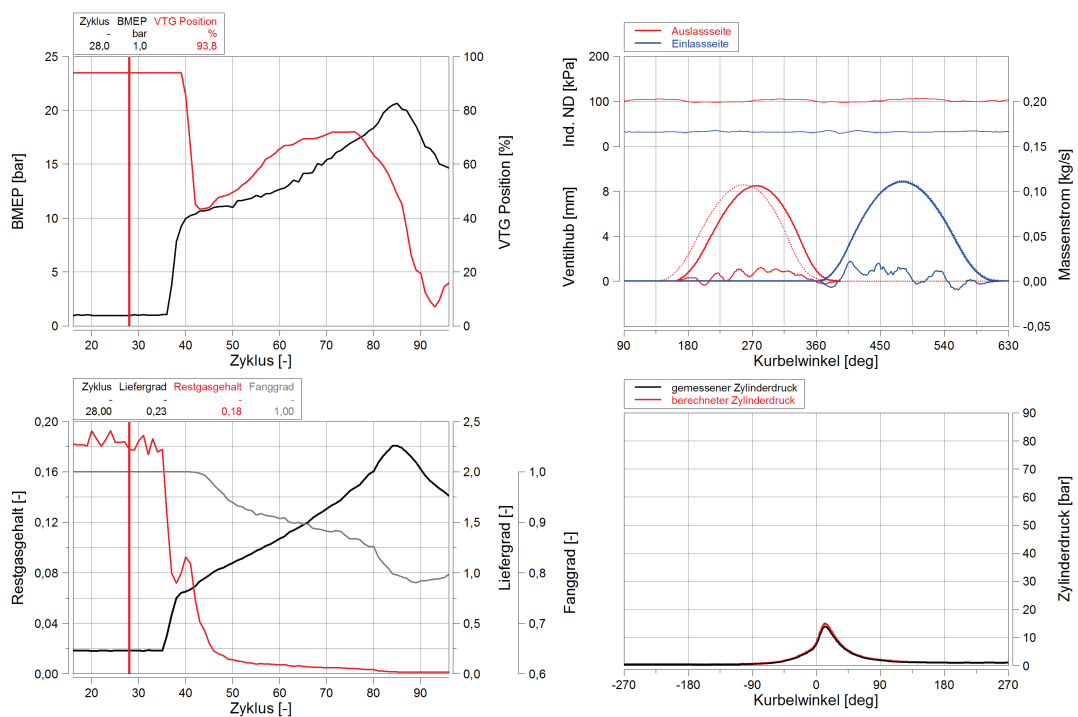


Abb. 4.43 TGCA-Ergebnis für 1bar BMEP, Variante 2

In Abb. 4.44 wird das Ergebnis für den ersten transienten Zyklus während des Lastsprunges dargestellt. Es fällt auf, dass das Verbrennungsgas infolge des höheren Zylinderdruckniveaus besser ausgeschoben wird. Diese Tatsache führt in Kombination mit der unveränderten VTG-Stellung zu einem niedrigeren Restgasgehalt von ~12%. Weiters findet eine Annäherung des Ein- und Auslassdruckniveaus statt und bewirkt eine Steigerung des Liefergrades.

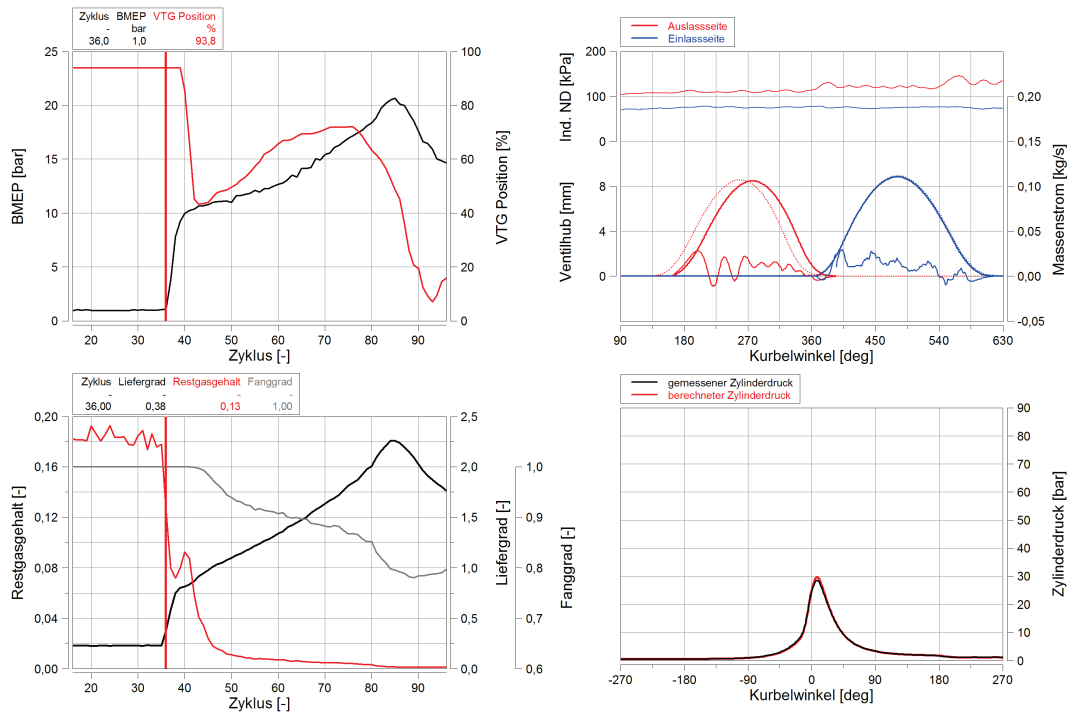


Abb. 4.44 TGCA-Ergebnis für den 1. transienten Zyklus, Variante 2

Die Abbildung, Abb. 4.45, zeigt den Zyklus mit 7,8bar BMEP. Während die Überschneidung noch immer sehr klein ist, ist die Gasdynamik, aufgrund des weiter gestiegenen Zylinderdruckniveaus, schon sehr ausgeprägt und das Verbrennungsgas wird nahezu vollständig ausgeschoben. Der Restgasgehalt liegt bei ~7% und kann mit der Zunahme des Einlassdruckniveaus im Vergleich zum Auslassdruckniveau in Zusammenhang gebracht werden. Der Liefergrad liegt bei 0,75.

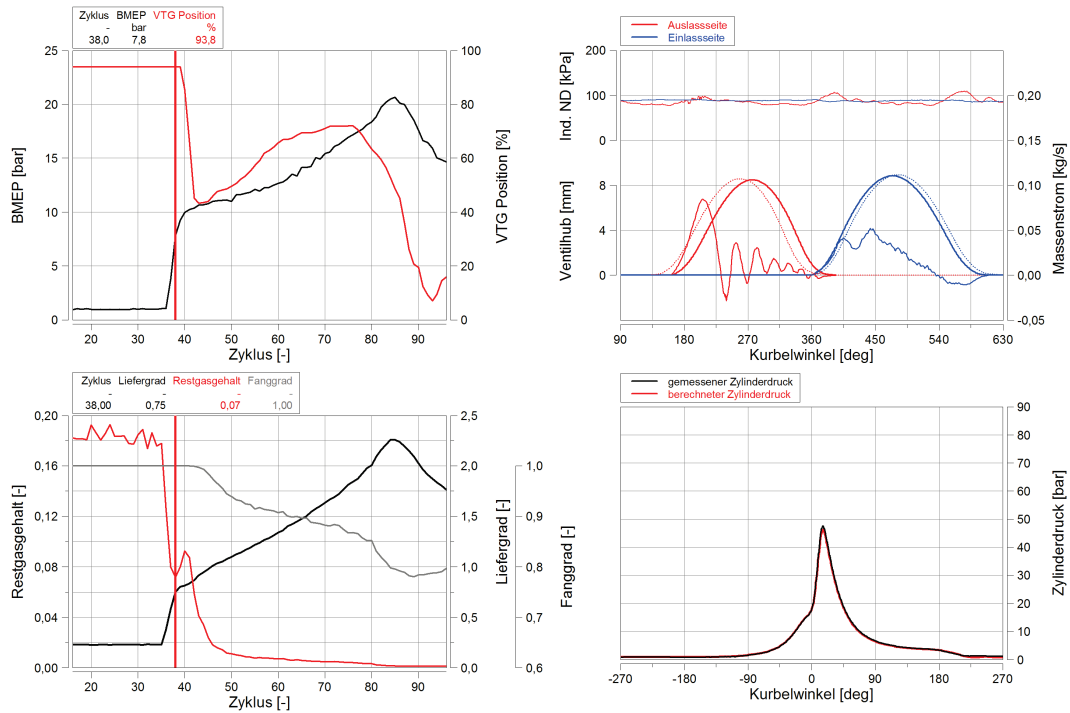


Abb. 4.45 TGCA-Ergebnis für 7,8bar BMEP, Variante 2

Der nächste Lastpunkt mit 10bar BMEP entspricht ungefähr der saugmotorischen Volllast des Motors. In Abbildung, Abb. 4.46, ist zu sehen, dass die Nockenwellen auf mehr Überschneidung gestellt sind, wodurch es im ersten Moment zu einer abrupten Veränderung der Gasdynamik kommt, wobei das Einlassdruckniveau wieder unter das Auslassdruckniveau sinkt. Dies spiegelt sich im zunehmenden Restgasgehalt von ~9%, im nur geringen Anstieg des Liefergrades und im noch immer gleichbleibenden Fanggrad wider.

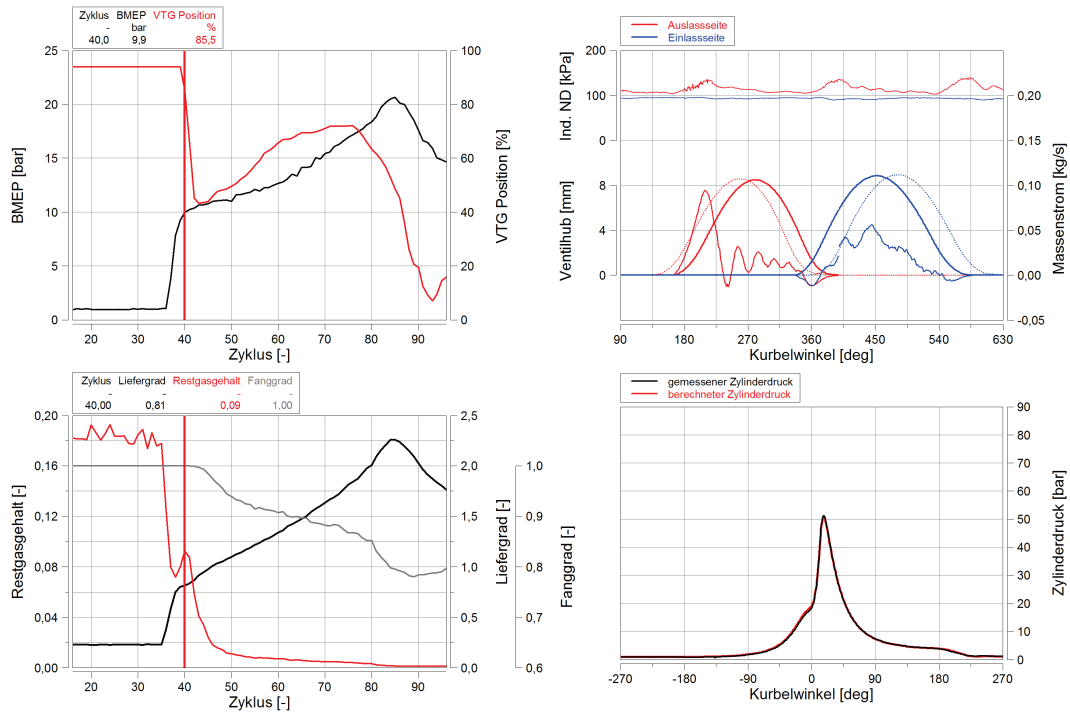


Abb. 4.46 TGCA-Ergebnis für 10bar BMEP, Variante 2

Ab dem zuvor diskutierten Zyklus mit 10bar BMEP kommen in zunehmendem Maße Aufladeeffekte zu tragen, die sich im steigenden Liefergrad widerspiegeln. Die Darstellung des Ergebnisses für den Zyklus mit 11bar BMEP in Abb. 4.47 zeigt, dass sich ein positives Spülgefälle (Einlassdruck>Auslassdruck in der Überschneidungsphase, Fanggrad<1) eingestellt hat. Dies kann ebenfalls in den positiven Massenströmen von Ein- und Auslasskanal in der nun maximalen Überschneidungsphase beobachtet werden. Der Spüleffekt befindet sich noch auf einem sehr niedrigen Niveau, der Restgasgehalt verringert sich dennoch auf ~2%.

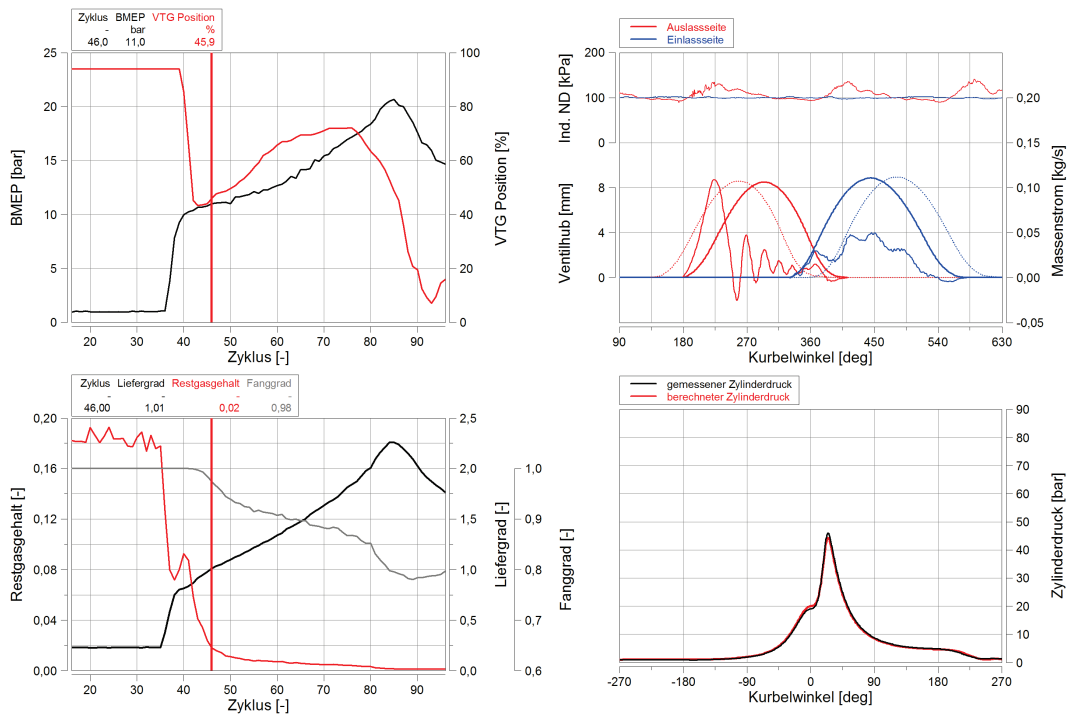


Abb. 4.47 TGCA-Ergebnis für 11bar BMEP, Variante 2

Vergleicht man die Ergebnisse von 11bar BMEP mit jenen von 12bar BMEP in Abb. 4.48 fällt auf, dass sich mit zunehmendem Liefergrad und abnehmendem Fanggrad ein positives Spülgefälle ausprägt. Der Restgasgehalt liegt nur mehr bei ~1%, das Einlassdruckniveau hat im Vergleich zum Auslassdruckniveau zugenommen.

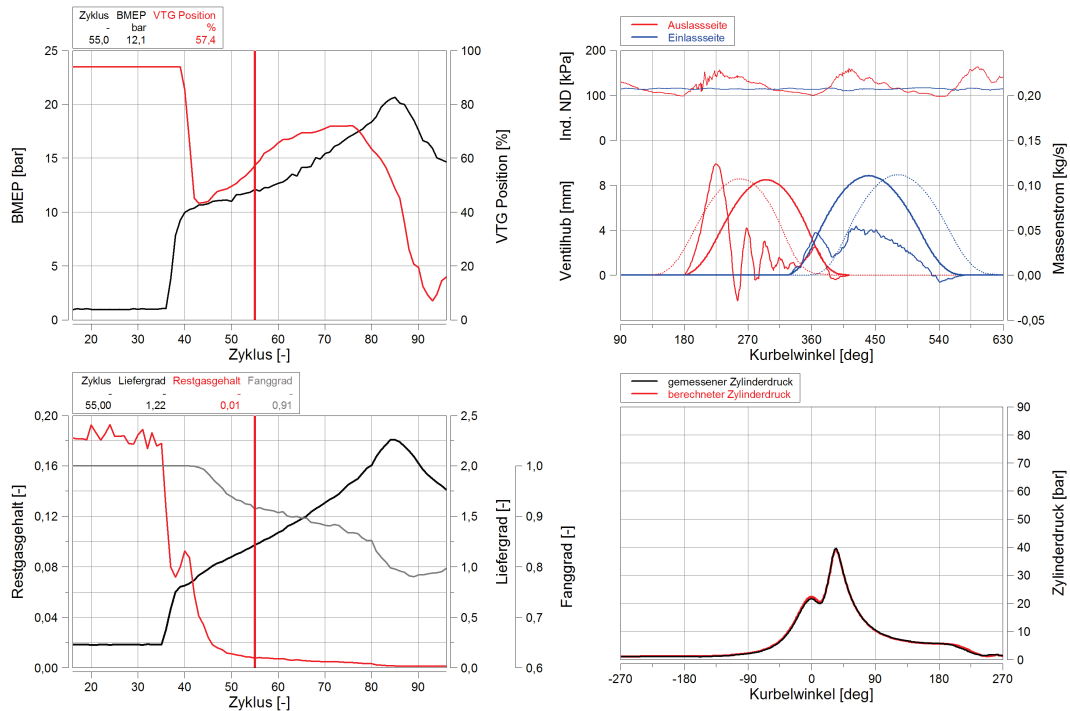


Abb. 4.48 TGCA-Ergebnis für 12bar BMEP, Variante 2

Der positive Spülfeld bleibt bis zum Erreichen von 17bar BMEP erhalten (siehe Abb. 4.49 und Abb. 4.50). Unter Einbeziehung des Restgasgehaltes und der durchgeführten Verifikationsmessungen zur Ermittlung der VTG-Strategie (siehe Kapitel 4.5.1.3) lässt sich der Schluss ziehen, dass das Potential der analysierten Motorkonfiguration mit den Einstellungen für die VTG-Position aus der Strategie „opt32“ bestmöglich ausgeschöpft wird.

4 Analyse der Messergebnisse

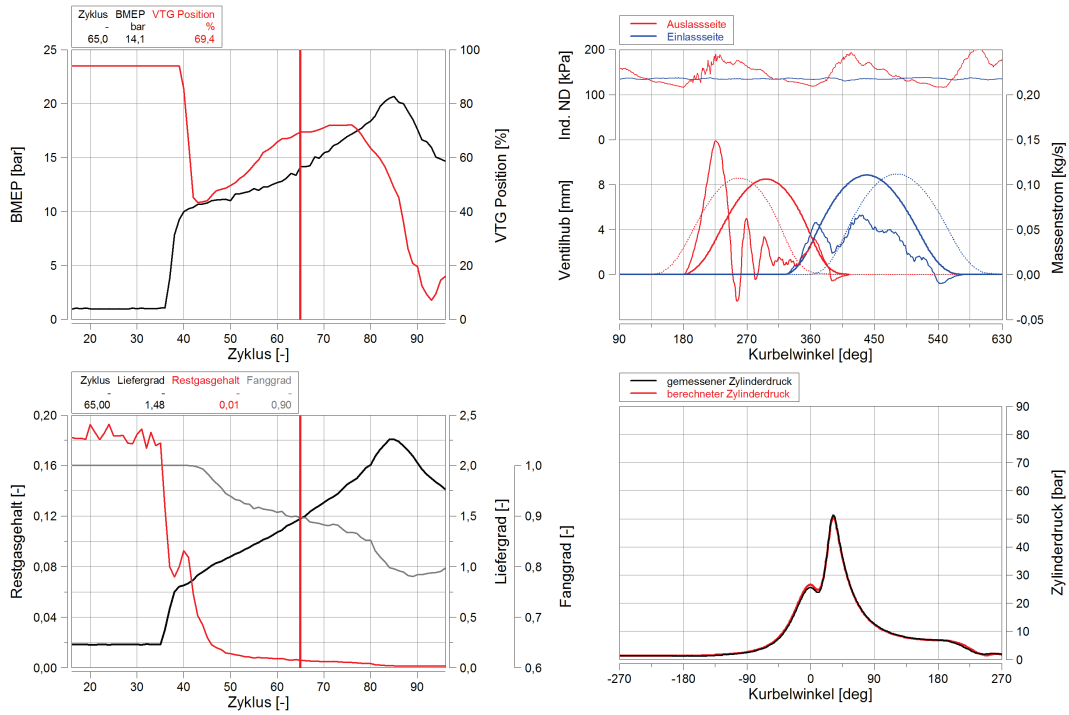


Abb. 4.49 TGCA-Ergebnis für 14bar BMEP, Variante 2

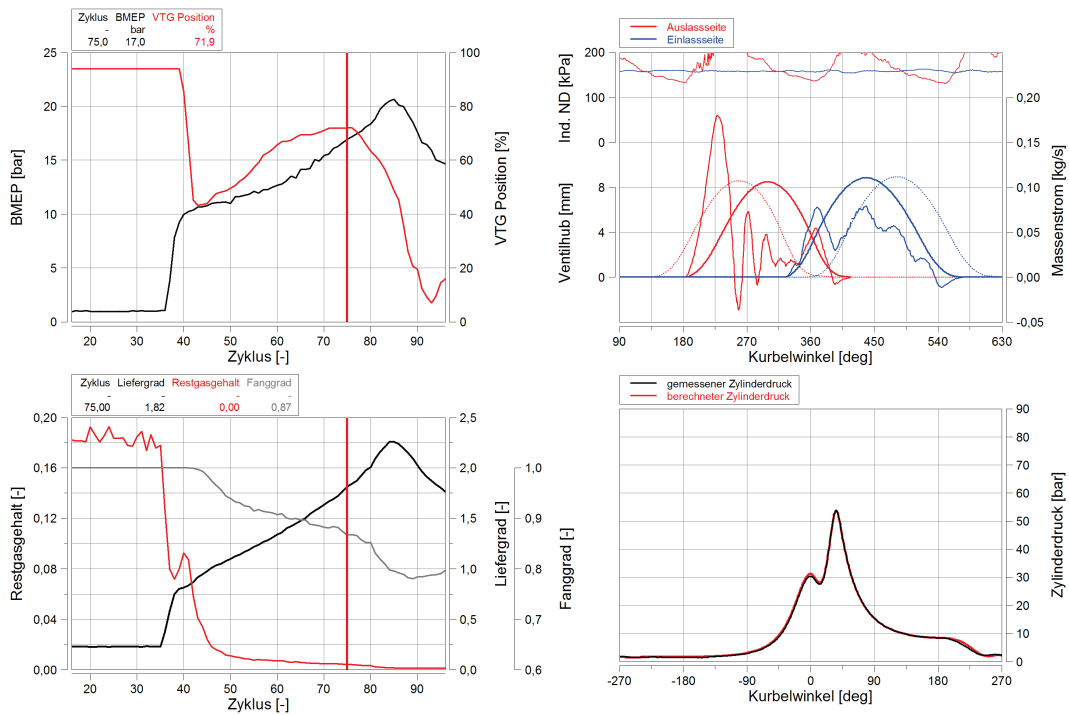


Abb. 4.50 TGCA-Ergebnis für 17bar BMEP, Variante 2

4.5.2.3. Vergleich der TGCA-Berechnungsergebnisse von „opt32“ mit anderen Strategien der Variante 2

Im Zuge dieser Diplomarbeit wurden zum ersten Mal Ladungswechselanalysen von Lastsprüngen mit realen Prüfstandsmessdaten durchgeführt. Um die Ergebnisse aus der TGCA auf ihre Plausibilität zu prüfen, werden im Folgenden ausgewählte Berechnungsergebnisse miteinander verglichen. Als Ausgangsbasis für die Vergleiche dient die VTG-Strategie „opt32“.

Vergleich von „opt10“ mit „opt32“

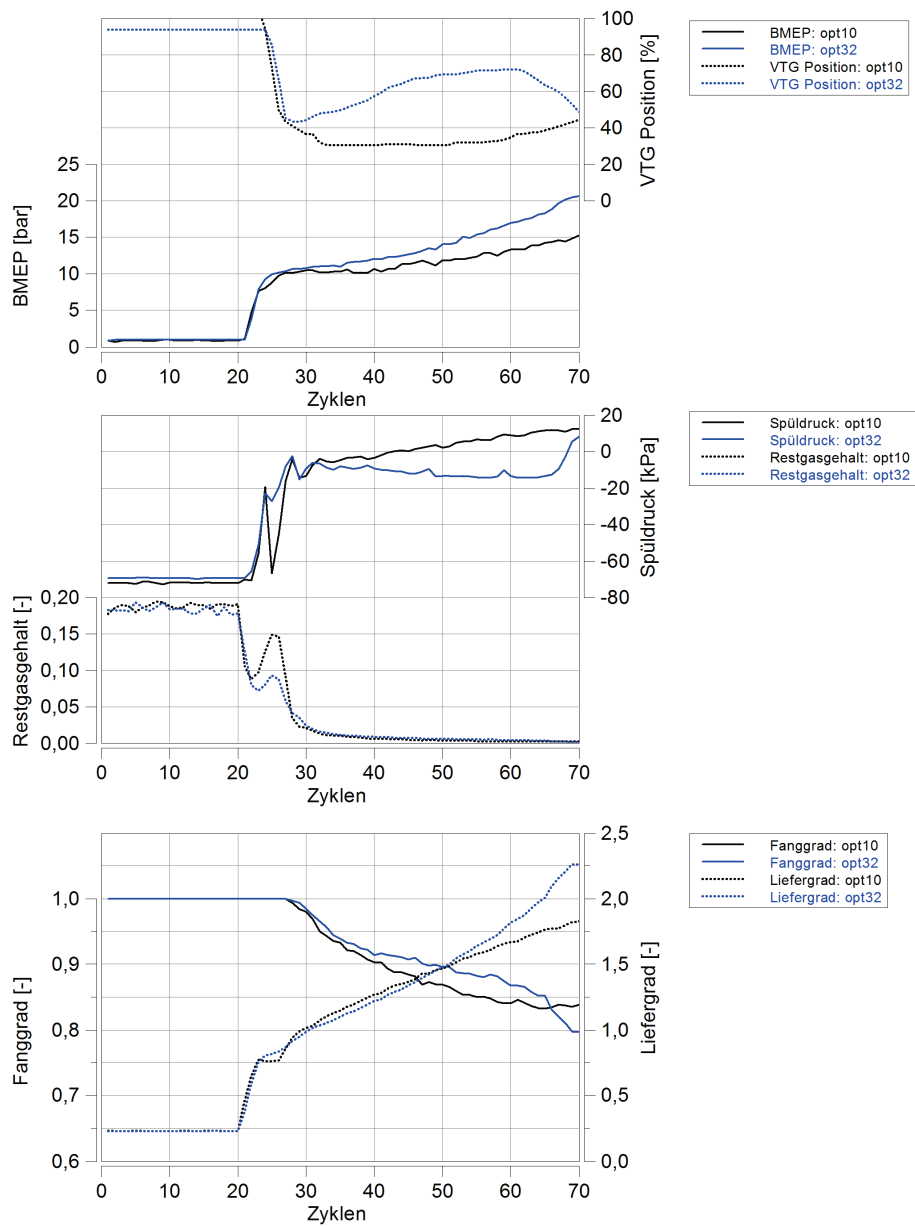


Abb. 4.51 Vergleich TGCA: „opt10“ mit „opt32“

Das erste Diagramm in Abb. 4.51 zeigt anhand eines Vergleiches der VTG-Positionsverläufe und der BMEP-Verläufe, dass die Zuordnung der unterschiedlichen Messdaten, wie in Kapitel 4.5.1 geschildert, sehr gut funktioniert. Diese Tatsache gewährleistet somit eine eindeutige Zuordnung der oftmals nur marginalen Änderungen in den VTG-Strategien zu deren direkt messbaren Auswirkungen, als auch zu den Ergebnissen der TGCA-Berechnungen.

Im zweiten Diagramm in Abb. 4.51 sind der Restgasgehalt und der Spüldruck gegenübergestellt. Wie in dieser Darstellung ersichtlich, pendelt der Restgasgehalt beider Strategien vor dem Lastsprung zwischen 17 und 20%. Bei den ersten Zyklen im Lastsprung verringert sich der Restgasgehalt in beiden Strategien sehr schnell zu Werten um die 10%. Ab dem dritten Zyklus werden deutliche Unterschiede in den Restgasgehalten wie auch im Spüldruck sichtbar. Der Spüldruck bricht nach Erreichen der Saugvolllast in Strategie „opt10“ schlagartig ein, was dazu führt, dass sich der Restgasgehalt erhöht und der Verlauf des Liefergrades stagniert. Dieses Verhalten wird als „Stopfen“ bezeichnet. Beim Stopfen ist der Wirkungsgrad der Turbine sehr schlecht, da die Leitschaufeln entweder zu weit oder zu wenig geöffnet sind. Folglich steht dem Verdichter nicht genügend Leistung zur Verfügung, was wiederum dazu führt, dass der Druck im Ansaugsystem, im Vergleich zum Druck im Auslasssystem, zu niedrig ist und sich damit kein Spüleffekt in der Ladungswechselphase einstellen kann. Da zu diesem Zeitpunkt der entscheidende erste Impuls für die Turbine bereits erfolgt ist und die Leitschaufeln noch immer zu weit geöffnet sind, beginnt die Aufladung nur sehr langsam zu arbeiten. Somit bestätigen die Berechnungsergebnisse die Annahmen, die bei der Verifikation der Strategie „opt10“ getroffen wurden (siehe Kapitel 4.5.1.3) und in die Weiterentwicklung der optimalen Strategie eingeflossen sind.

Vergleich von „opt17“ mit „opt32“

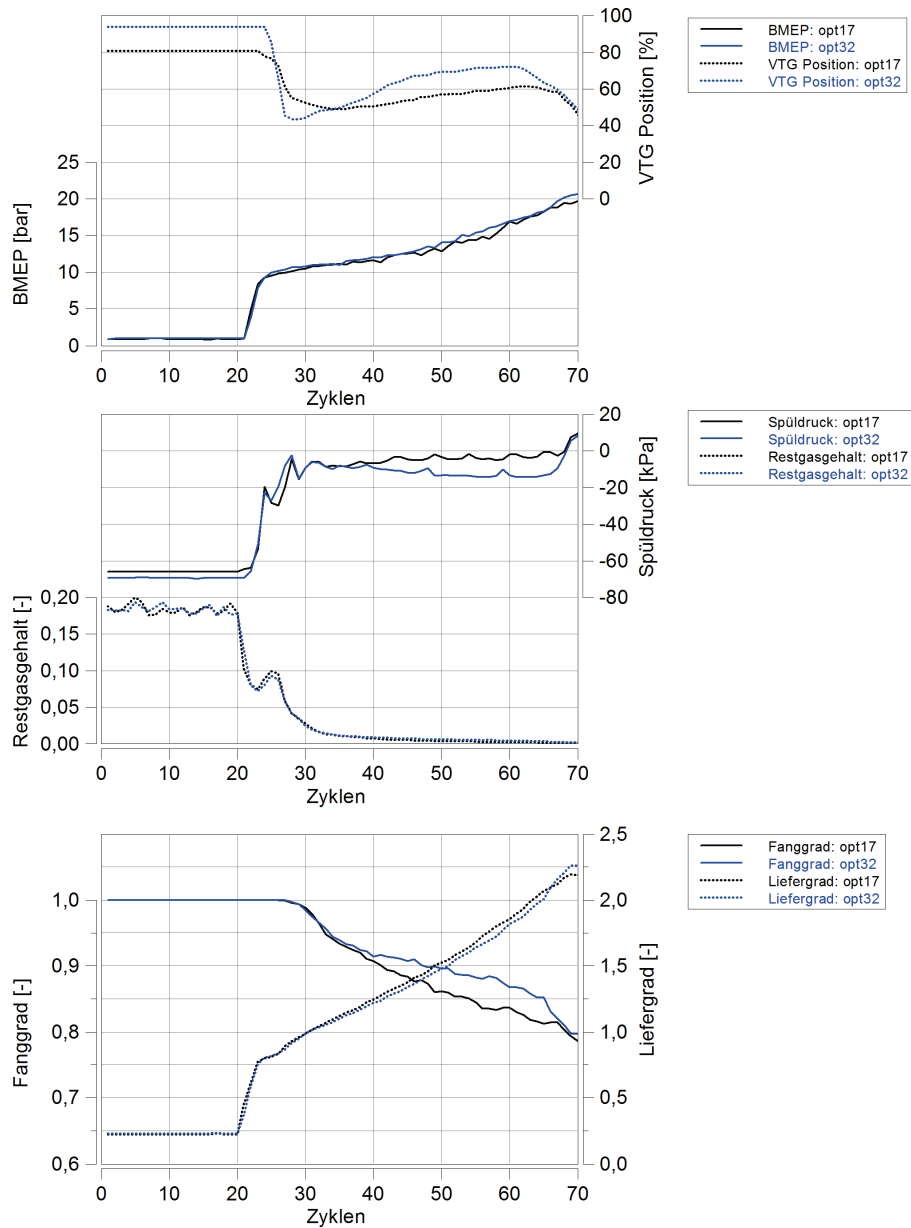


Abb. 4.52 Vergleich TGCA: „opt17“ mit „opt32“

Der Verlauf der VTG-Position über dem Lastaufbau in der Strategie „opt17“ ist im Vergleich zu dem in „opt32“ nicht so aggressiv (siehe Abb. 4.52). Wie beim vorherigen Vergleich von „opt10“ mit „opt32“, pendelt auch in diesem Fall der Restgasgehalt anfangs im Bereich zwischen 17 bis 20%. In den ersten Zyklen des Lastsprunges verringert sich der Restgasgehalt deutlich, wobei er in beiden Strategien noch einmal für wenige Zyklen auf ~10% anwächst, sich dann aber rasch wieder verringert. Der nur marginal höhere Restgasgehalt in „opt17“ führt aber dazu, dass in weiterer Folge der BMEP-Anstieg dem von „opt32“ hinterherläuft. Des Weiteren beeinflusst

der kleinere Schließgradient der Leitschaufeln nach Erreichen der Saugvolllast in Strategie „opt17“ das Aufladesystems dahingehend, dass der Motor erst um einige Zyklen später die, zur Beurteilung der Lastsprünge definierte, Schwelle von 17bar BMEP erreicht. Weiters kann ein Zusammenhang zwischen dem Liefergrad, dem Fanggrad, dem Spüldruck und der Leitschaufelstellung hergestellt werden. Es ist ersichtlich, dass der Fanggrad, trotz höherem Liefergrad in „opt17“, ab dem 35. Zyklus aufgrund des schlechteren Turboladerwirkungsgrades geringer als in „opt32“ ausfällt, was sich ebenfalls im Spüldruckverlauf widerspiegelt.

4.5.2.4. Vergleich der TGCA-Berechnungsergebnisse von „opt32“ (Variante 2) mit „opt25“ (Basisvariante)

Zum Variantenvergleich werden im Folgenden die TGCA-Ergebnisse der VTG-Strategie „opt32“ für Variante 2 den Ergebnissen von „opt25“ aus der Basisvariante gegenübergestellt. Dieser Vergleich soll Unterschiede, die sich aus dem aktiv gekühlten Betrieb des Aufladesystems in Variante 2 und dem ungekühlten Betrieb in der Basisvariante ergeben, aufzeigen.

Im obersten Diagramm in Abb. 4.53 sind die jeweiligen VTG-Strategien und der BMEP-Verlauf dargestellt. Die unterschiedlichen Verläufe der VTG-Position ergeben sich in den Verifikationen als die, für einen raschen BMEP-Aufbau, optimalen Strategien in den einzelnen Varianten. Des Weiteren stellt sich heraus, dass der Motor in der Basisvariante in der Lage ist, den erforderlichen Mitteldruck von 17bar schneller als in Variante 2 bereitzustellen. Für die Verläufe des Restgasgehaltes und des Liefergrades kann festgestellt werden, dass diese in beiden Varianten ähnliche Charakteristiken aufweisen, wobei der höhere Restgasgehalt in der Basisvariante ab dem 27. Zyklus mit dem Fanggrad in Zusammenhang gebracht werden kann. Resümierend kann die Aussage getroffen werden, dass die Basisvariante eine geringere Restgasempfindlichkeit, als Folge des höheren Abgasenergieniveaus, aufweist.

Vergleich von „opt25“ (Basis) mit „opt32“ (Variante 2)

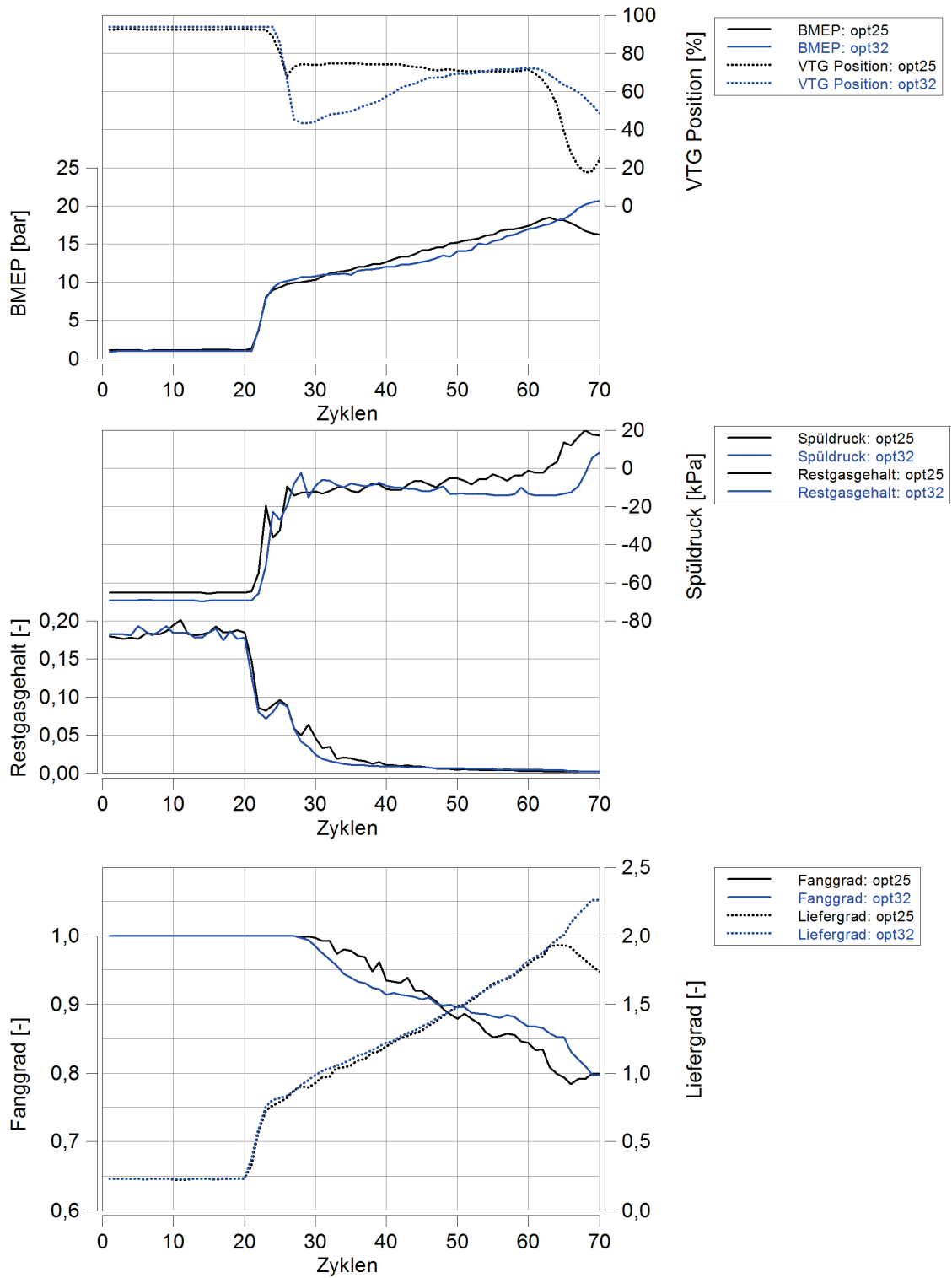


Abb. 4.53 Vergleich TGCA: „opt25“ (Basis) mit „opt32“ (Variante 2)

4.5.2.5. TGCA-Ergebnisse der VTG-Strategie „opt25“ der Basisvariante im Detail

Die VTG-Strategie „opt25“ stellte sich im Zuge der Verifikationsmessungen als Optimum für die Basisvariante heraus, daher sollen deren TGCA-Ergebnisse anhand der folgenden Grafiken im Detail diskutiert werden, wobei das Hauptaugenmerk den signifikanten Lastpunkten dieses Lastsprunges gilt. Die Abbildung, Abb. 4.54, zeigt das Ergebnis für den stationären Ausgangspunkt. Die Steuerzeiten stehen nahezu auf Referenz, woraus sich eine kleine Ventilüberschneidung in der Ladungswechselphase ergibt. Folglich entsteht in diesem, durch fast komplett geschlossene Leitschaufeln der VTG-Turbine und Drosselverluste geprägten, Lastpunkt ein, im Vergleich zum Einlassdruck, relativ hoher Abgasgegendruck, was zu einem hohen Restgasgehalt von ~18% führt. Die Gasdynamik ist in diesem Zyklus nur sehr schwach ausgeprägt.

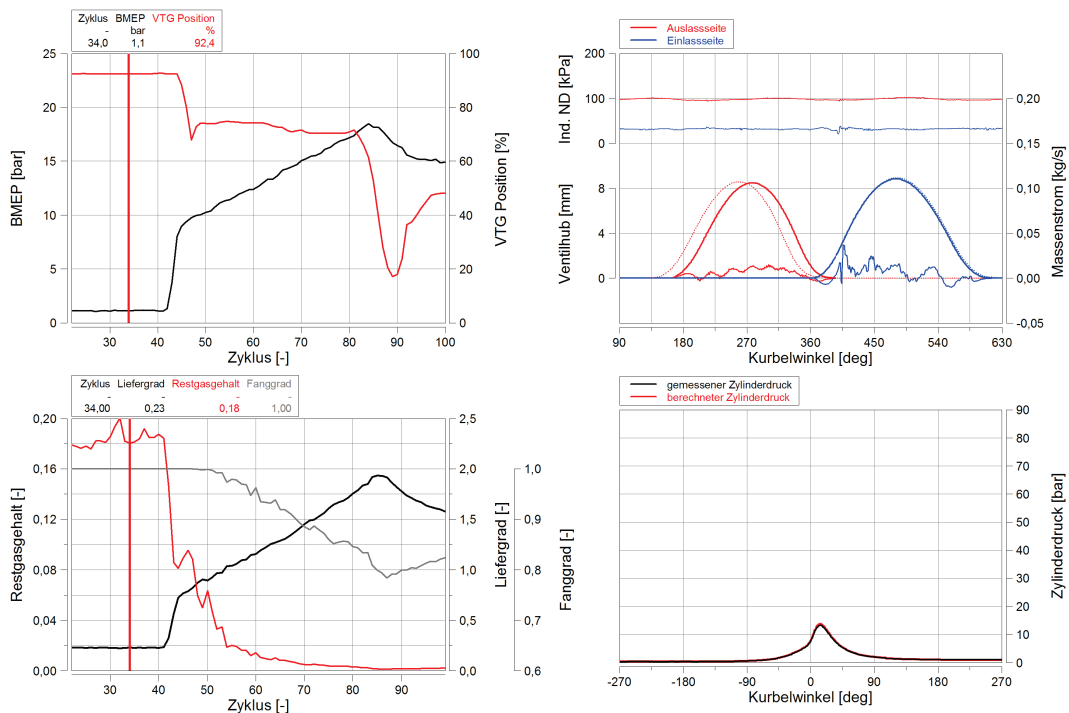


Abb. 4.54 TGCA-Ergebnis für 1bar BMEP, Basisvariante

In Abb. 4.55 wird das Ergebnis für den ersten transienten Zyklus während des Lastsprunges dargestellt. Es fällt auf, dass das Verbrennungsgas aufgrund des höheren Zylinderdruckniveaus besser ausgeschoben wird. Diese Tatsache führt, in Kombination mit der unveränderten VTG-Stellung, zu einem, im Vergleich zum Ausgangspunkt, niedrigeren Restgasgehalt von ~15%. Der Einlassdruck nähert sich dem Niveau des Auslassdrucks, was eine Steigerung des Liefergrades zur Folge hat.

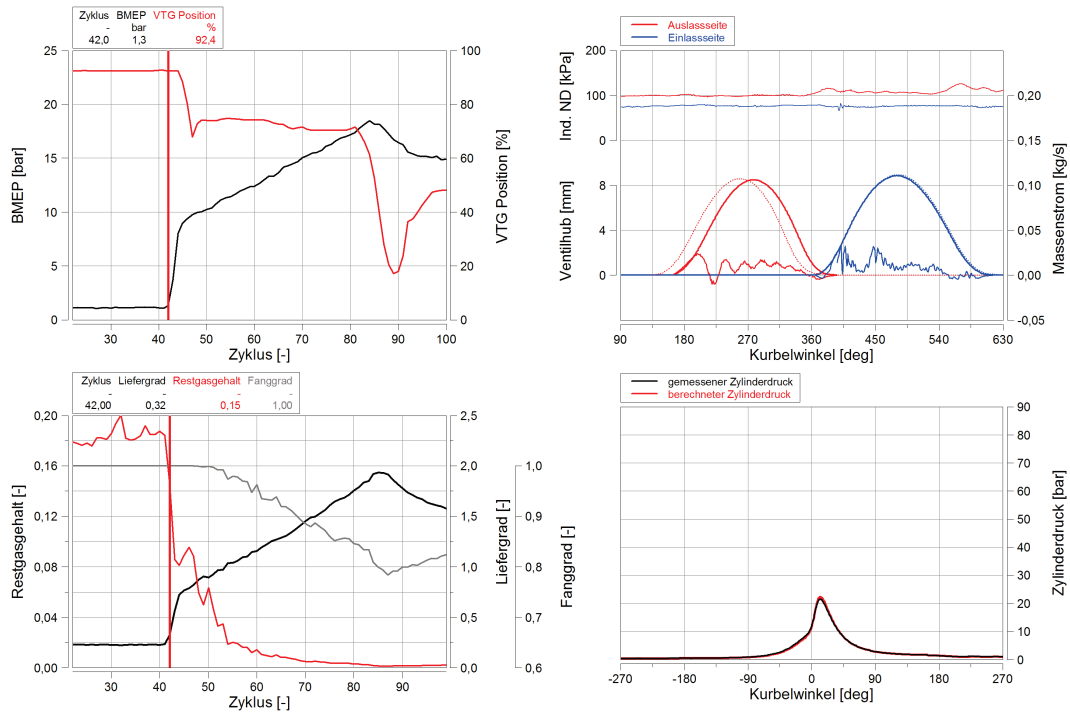


Abb. 4.55 TGCA-Ergebnis für 1. transienten Zyklus, Basisvariante

Die Abbildung, Abb. 4.56, zeigt den Zyklus mit 8bar BMEP. Während die Ventilüberschneidung noch immer sehr klein ist, ist die Gasdynamik, aufgrund des gestiegenen Zylinderdruckniveaus, schon sehr ausgeprägt und das Verbrennungsgas wird nahezu vollständig ausgeschoben. Der Restgasgehalt liegt bei ~8% und kann mit der Zunahme des Einlassdruckniveaus im Vergleich zum Auslassdruckniveau in Zusammenhang gebracht werden. Der Liefergrad liegt bei 0,72.

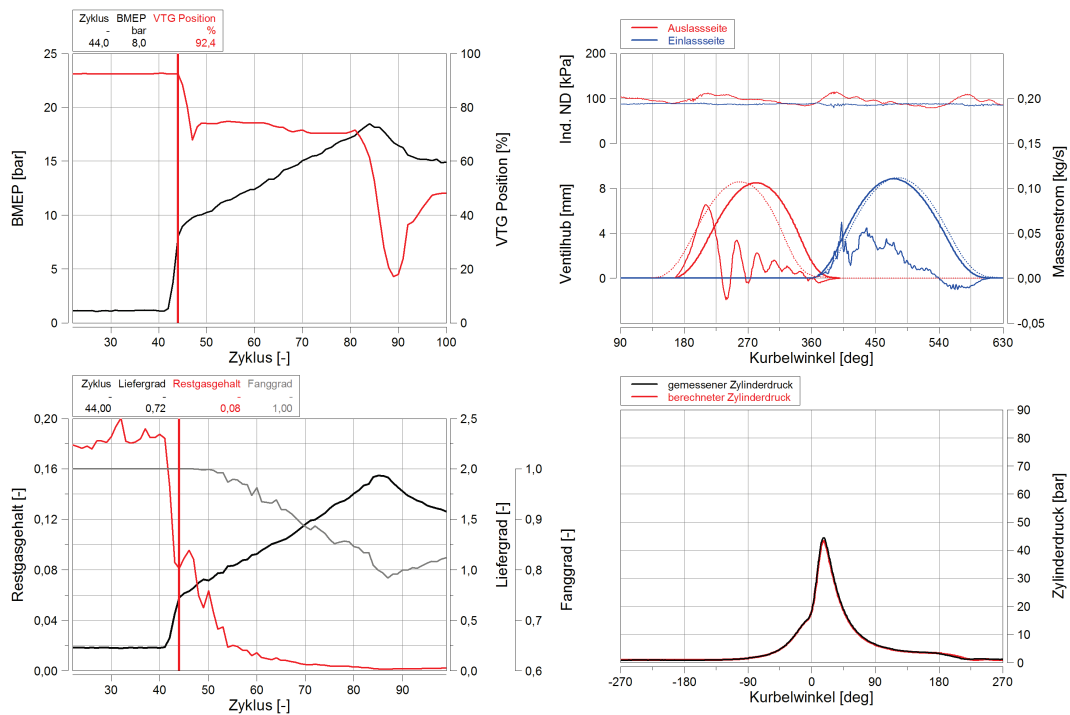


Abb. 4.56 TGCA-Ergebnis für 8bar BMEP, Basisvariante

4 Analyse der Messergebnisse

Beim Lastpunkt mit 9,4bar BMEP, dargestellt in Abb. 4.57, ist zu sehen, dass die Nockenwellen auf mehr Ventilüberschneidung gestellt sind, wodurch es im ersten Moment zu einer abrupten Veränderung der Gasdynamik kommt und das Einlassdruckniveau wieder unter das Auslassdruckniveau sinkt, was sich im zunehmenden Restgasgehalt von ~10%, im nur geringen Anstieg im Liefergrad sowie im gleichgebliebenen Fanggrad widerspiegelt.

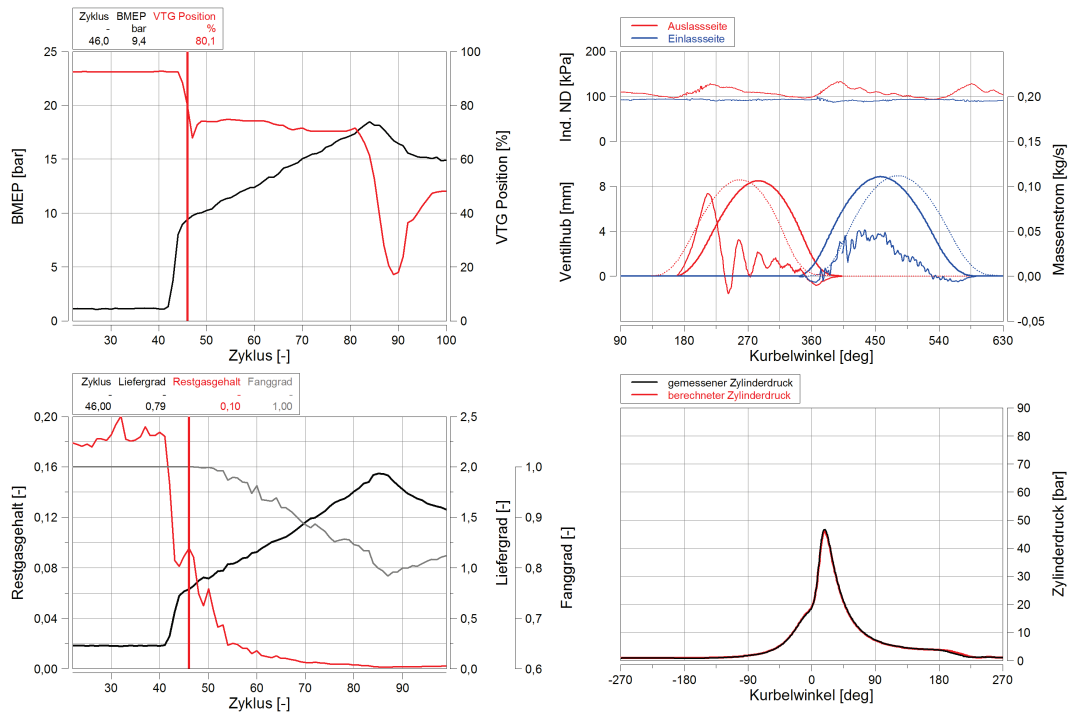


Abb. 4.57 TGCA-Ergebnis für 9,4bar BMEP, Basisvariante

In Abb. 4.58 werden die TGCA-Ergebnisse für den Lastpunkt mit 10bar BMEP, der ungefähr der saugmotorischen Volllast entspricht, dargestellt. Der ab diesem Zeitpunkt auftretende Spüleffekt, der sich aufgrund des im Vergleich zum Auslassdruck höheren Einlassdrucks bemerkbar macht, schlägt sich im abnehmenden Restgasgehalt nieder.

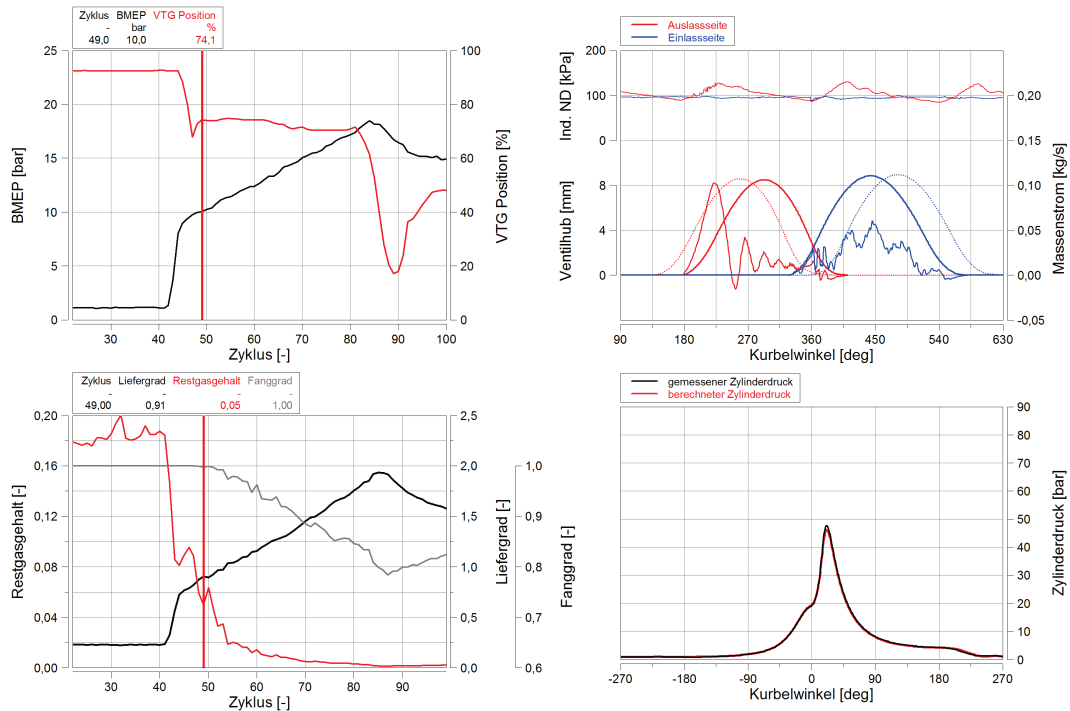


Abb. 4.58 TGCA-Ergebnis für 10bar BMEP, Basisvariante

In den nächsten Diagrammen für die Lastpunkte 11, 12, 14 und 17bar BMEP, Abb. 4.59 bis Abb. 4.62, ist zu sehen, dass der bereits erwähnte Spüleffekt weiter verstärkt wird und der jeweils zugehörige Fanggrad entsprechend abnimmt.

4 Analyse der Messergebnisse

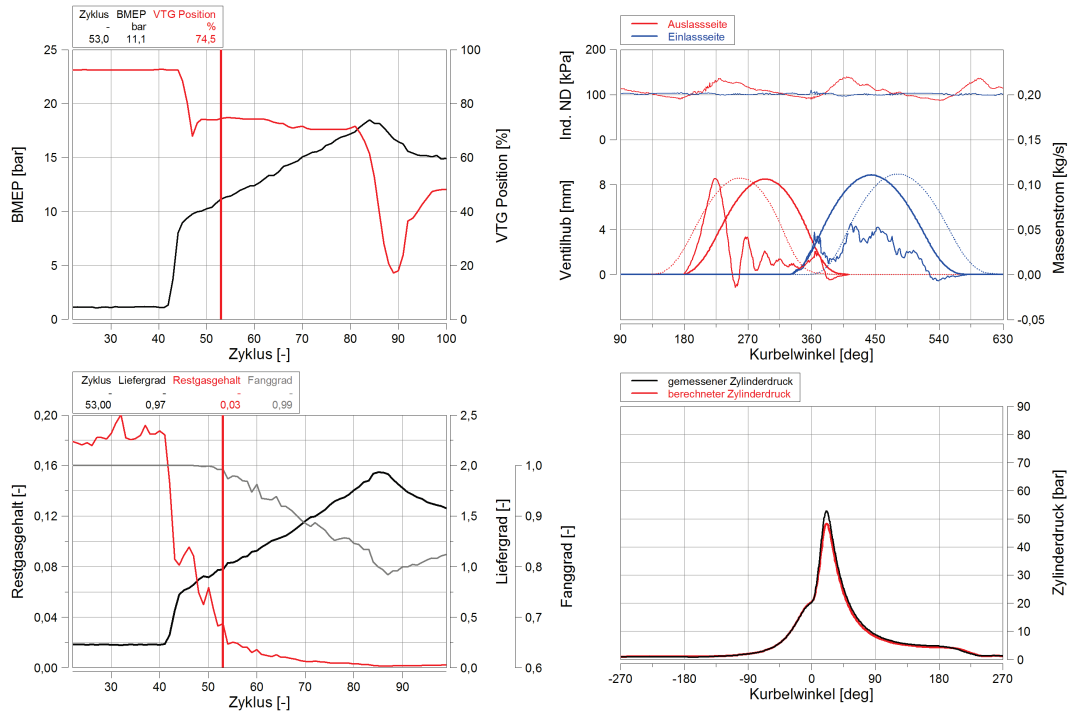


Abb. 4.59 TGCA-Ergebnis für 11bar BMEP, Basisvariante

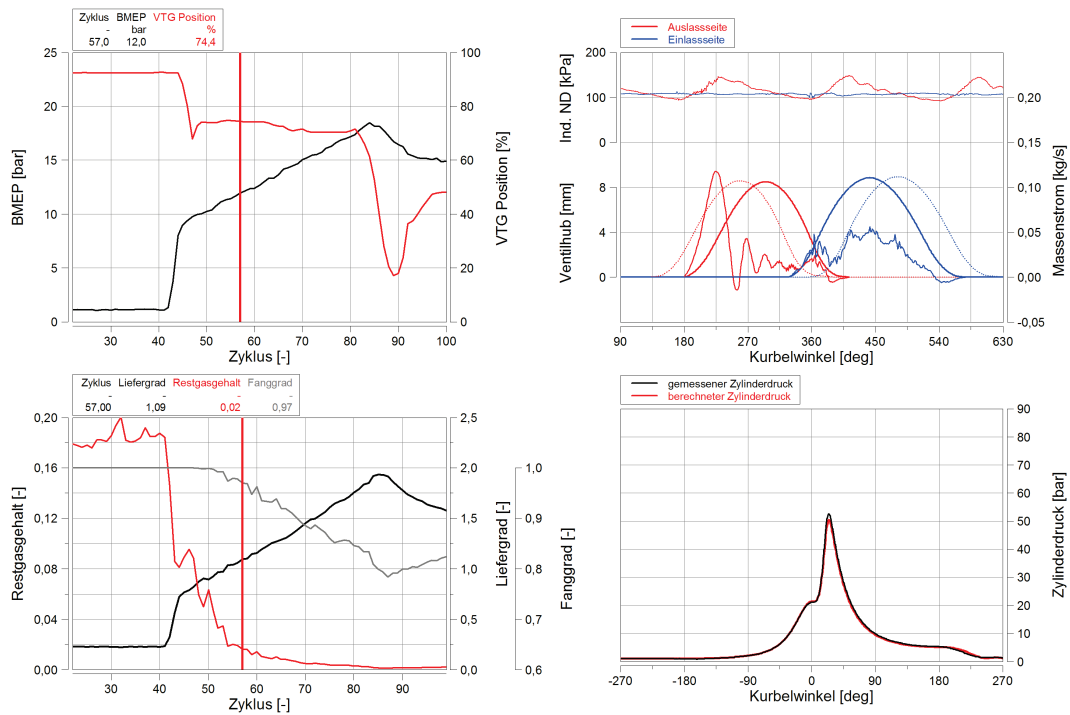


Abb. 4.60 TGCA-Ergebnis für 12bar BMEP, Basisvariante

4 Analyse der Messergebnisse

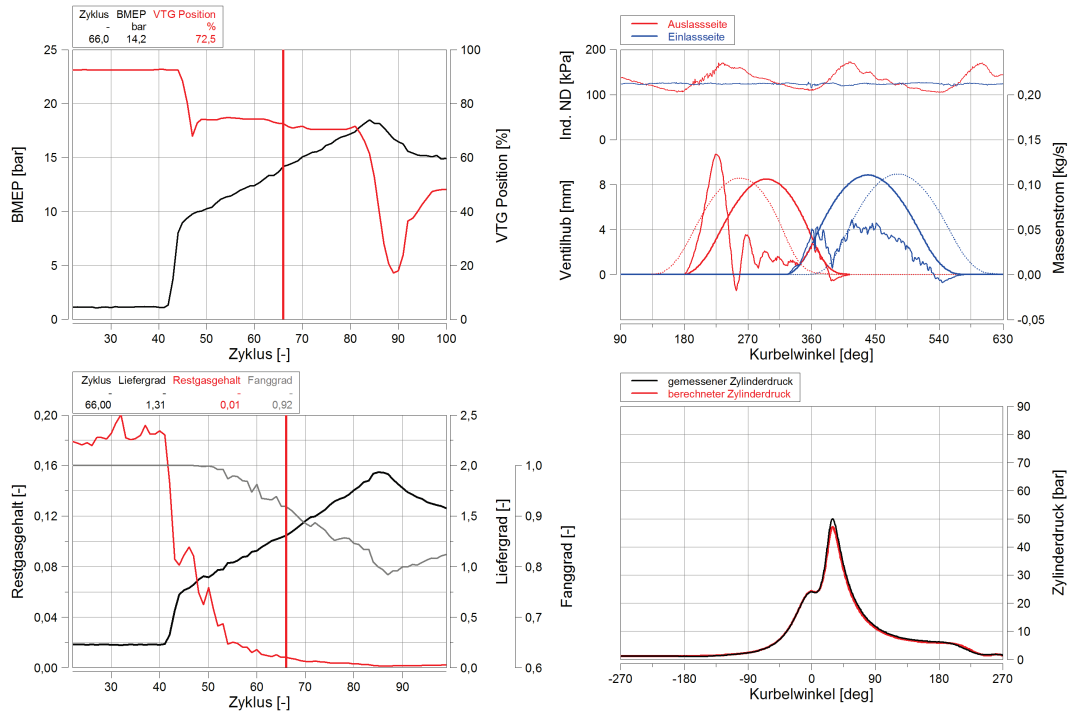


Abb. 4.61 TGCA-Ergebnis für 14bar BMEP, Basisvariante

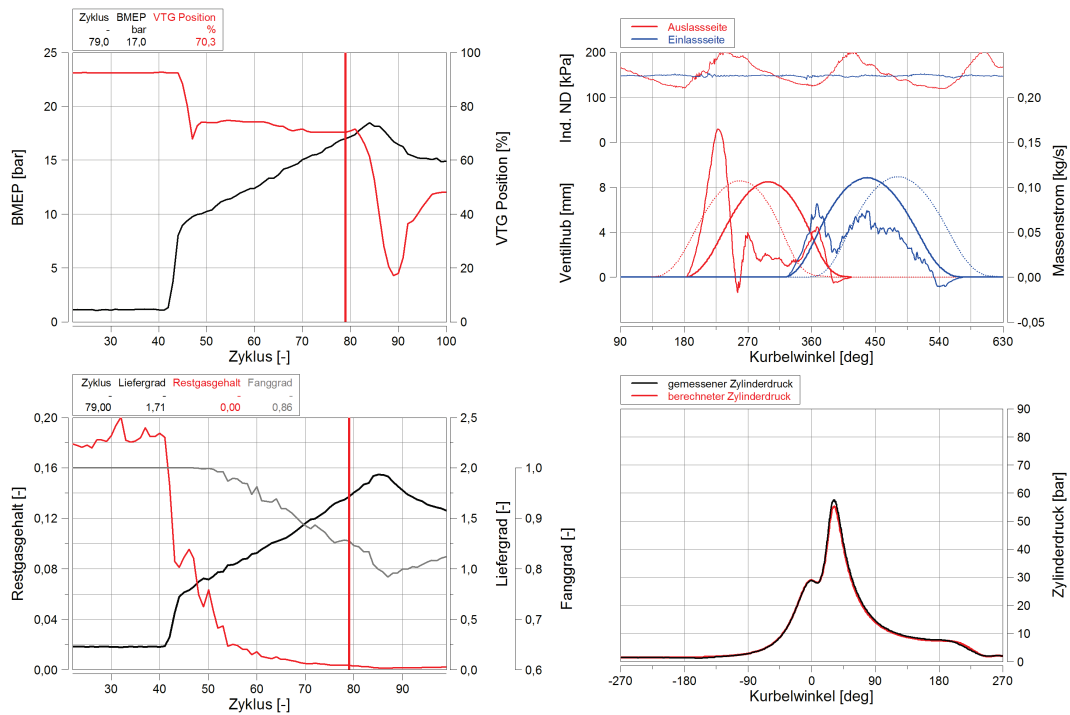


Abb. 4.62 TGCA-Ergebnis für 17bar BMEP, Basisvariante

4.5.3. Fehleranalyse und Verbesserungspotential für die TGCA

Die in Kapitel 4.5.2 erläuterte Berechnung von transienten Lastsprüngen (TGCA) befindet sich derzeit noch in Entwicklung. Im Zuge dieser Diplomarbeit wurden TGCA-Berechnungen erstmals mit realen Messdaten durchgeführt, wobei Fehler und Verbesserungspotentiale festgestellt wurden, die im folgenden Abschnitt beschrieben werden.

4.5.3.1. Fehler in der Absolutdruckkorrektur der indizierten Niederdruckverläufe

Problembeschreibung:

Die gemessenen Verläufe für den Ein- und Auslassdruck stellen nur Relativdruckmessungen dar und müssen deshalb anhand einer Absolutdruckmessung im Ein- und Auslasssystem korrigiert werden. In der verwendeten TGCA erfolgt die Korrektur der Daten für die Niederdruckverläufe anhand falsch ermittelter Parameter.

Lösungsvorschlag:

Da keine Editierung des Quellcodes der TGCA möglich ist, wird der TGCA ein, um die Abweichung zwischen dem falsch ermittelten und richtigen Wert veränderter, Absolutdruck für die Korrektur der Niederdruckverläufe „vorgegaukelt“, um im Endeffekt eine einwandfreie Zusammenstellung der Rohdaten zu erhalten.

4.5.3.2. Fehler in der Zylinderdruckeinpassung der gesplitteten Indizierdaten

Problembeschreibung:

Der, mit Hilfe der Indizierung aufgezeichnete, Zylinderdruck wird in den für die TGCA gesplitteten Indizierdaten anhand des ersten Zyklus im File eingepasst. Die Einpassung sollte aber anhand des zu berechnenden Zyklus, also dem zweiten Zyklus im File, erfolgen.

Lösungsvorschlag:

Mit Hilfe einiger Formeln werden die Zylinderdruckdaten für die TGCA innerhalb des Berechnungsmakros entsprechend der vorher erklärten Anforderung eingepasst.

4.5.3.3. Temperaturdrift der Niederdruckindizierung auf der Auslassseite

Problembeschreibung:

Die Druckaufnehmer, die zur Indizierung des Auslassdrucks verwendet werden, weisen eine temperaturabhängige Druckempfindlichkeit auf. Obwohl diese Druckaufnehmer in gekühlter Bauform zur Anwendung kommen, kann der steile Gradient der spezifischen Wärmebelastung während eines Lastsprunges mit dieser Kühlung nicht vollständig kompensiert werden, weshalb es zum sogenannten Temperaturdrift des Messwertes für den indizierten Druck auf der Auslassseite kommt.

Lösungsvorschlag:

Mit derzeit verfügbaren Druckaufnehmern kann das auftretende Problem nicht gelöst werden.

4.5.3.4. Zusammenstellung der Parameter für die TGCA

Problembeschreibung:

Die in Kapitel 4.5.2.1 geschilderte Zusammenstellung der Parameter für die TGCA und die Synchronisation der, mit den verschiedenen Programmen aufgezeichneten, Messschriebe ist zwar mit einigermaßen überschaubarem Programmieraufwand zur Erstellung eines dementsprechenden Scripts möglich, sollte aber zugunsten der Bedienungsfreundlichkeit vereinfacht werden.

Lösungsvorschlag:

Im Hinblick auf eine einfachere Handhabung des TGCA-Berechnungsalgorithmus sollte die Zusammenstellung der Parameter in Form eines Standardwerkzeuges in die Software Concerto integriert werden.

4.5.3.5. Positionierung der Lambdasonde

Problembeschreibung:

Für die zyklustreue Bereitstellung der pro Zyklus eingespritzten Kraftstoffmasse für die TGCA wird dieser Wert mit Hilfe des λ -Messwertes und der Luftmasse berechnet. Die λ -Sonde ist abgasseitig in einer bestimmten Entfernung zum Zylinder angebracht, wodurch der λ -Messwert, im Vergleich zu anderen Parametern, um einen von der Entfernung der Sonde zum Zylinder abhängigen Zeitabstand verschoben ist.

Lösungsvorschlag:

Die zuvor erläuterte zeitliche Verschiebung des λ -Messwertes wird mit Hilfe einer Formel korrigiert. Der Korrekturwert wird anhand eines Vergleiches des λ -Messschriebes mit dem Drehmoment- bzw. BMEP-Verlauf ermittelt. Alternativ wäre eine Positionierung der λ -Sonde direkt am Ende des Auslasskanals zu empfehlen.

4.5.4. Funktionsentwicklung für die Motorsteuerung

Bei diesem Entwicklungsprojekt werden zwei verschiedene Motorsteuergeräte verwendet, wobei die eine Motorsteuerung die Grundfunktionen für Einspritzung, Zündung, Nockenwellenverstellung, Wastegates, usw. beinhaltet, während die zweite die Kontrolle und Ansteuerung des EGR-Systems⁴ sowie des VTG-Stellers ermöglicht. Da die Letztere programmierbar ist, ermöglicht diese die Implementierung von selbst entworfenen Funktionen und deren Überprüfung am Prüfstand.

Da Motorsteuergeräte für Ottomotoren noch keine Funktionen für die Ansteuerung eines VTG-Stellers beinhalten, wurde die vorliegende Diplomarbeit auf eine zusätzliche Aufgabenstellung, nämlich die Entwicklung einer entsprechenden VTG-Funktion für die Motorsteuerung, erweitert. Die Herausforderung bei der Entwicklung der VTG-Funktion ist es sicherzustellen, dass mit dieser jeder im Fahrzeug vorkommende Betriebszustand abgedeckt wird. Grundsätzlich sind das stationäre Betriebsfälle wie z.B. Autobahnfahrt (Teillast) oder Leerlauf, wie auch instationäre Fälle wie Tip-In oder Beschleunigen. Aus zeitlichen und finanziellen Gründen konnte die Funktionsüberprüfung am Prüfstand nicht durchgeführt werden und somit werden im Folgenden nur die ersten Schritte der Entwicklung dieser Funktion erläutert.

4.5.4.1. Prinzipieller Aufbau der VTG-Funktion

Die Abbildung, Abb. 4.63, zeigt den prinzipiellen Aufbau der VTG-Funktion wie er im Zuge der Diplomarbeit erstellt wurde, wobei die einzelnen Funktionsblöcke anschließend näher beschrieben werden.

⁴ EGR (exhaust gas recirculation) bezeichnet die externe Abgasrückführung

4 Analyse der Messergebnisse

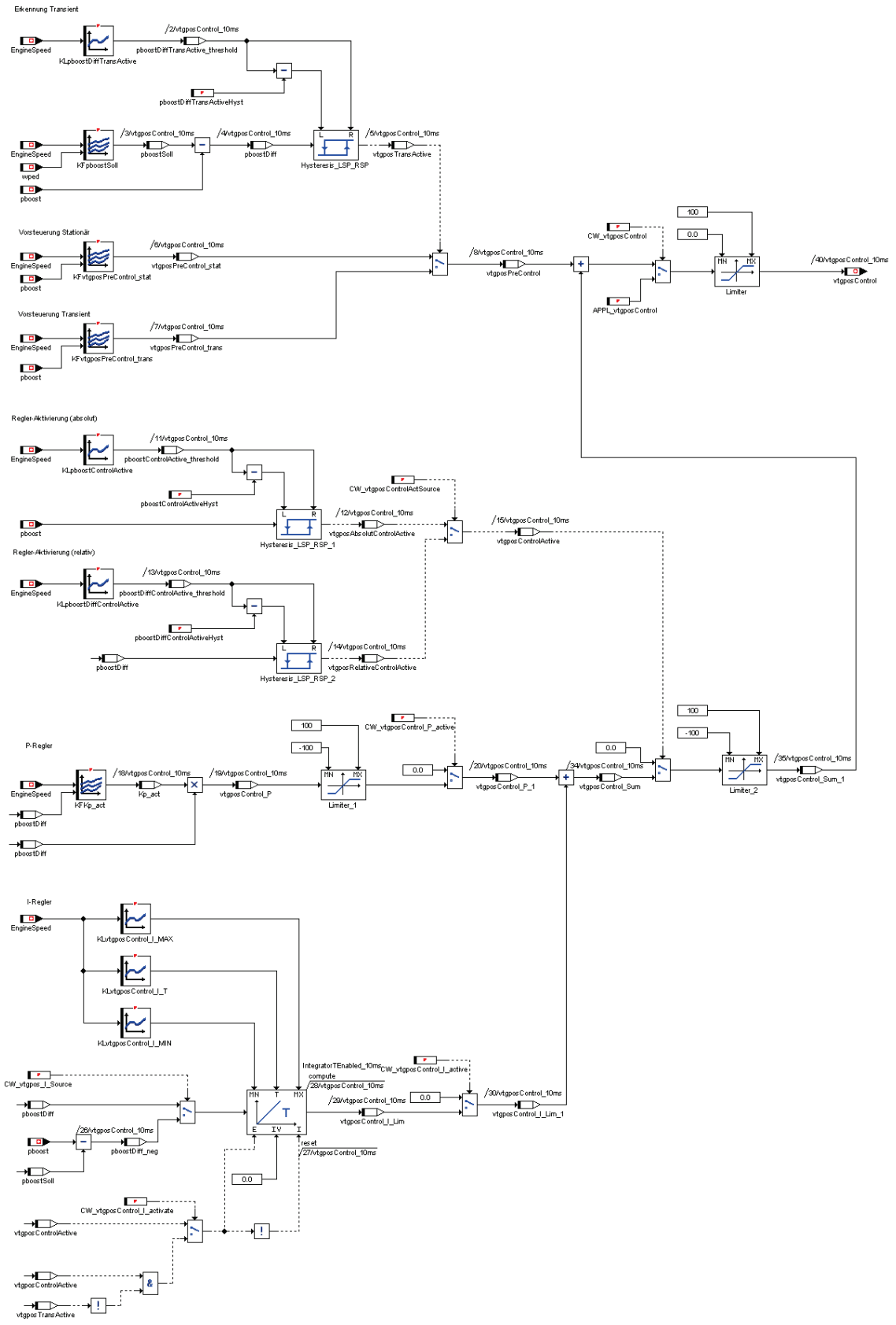


Abb. 4.63 VTG-Funktionsstruktur (Gesamt)

4.5.4.2. Funktionsblöcke der VTG-Funktion

Erkennung des Betriebszustandes „Transient Bit“

Wie bereits erwähnt, muss zwischen den zwei verschiedenen Betriebszuständen, stationär und instationär, unterschieden werden. Aus diesem Grund ist es notwendig bestimmte Parameter, die die Zuordnung zum jeweiligen Betriebsfall erlauben, zu definieren. In diesem Sinne wird der Parameter „Transient Bit“, der den entsprechenden Betriebszustand (stationär oder instationär) repräsentiert, festgelegt. Für die Erkennung ist, bezogen auf die Drosselklappenstellung, ein drehzahlabhängiger Sollladedruck „pboostSoll“ hinterlegt (siehe Abb. 4.65). Es wird die Differenz zum tatsächlich gemessenen Ladedruck „pboost“, also „pboostDiff“, gebildet, um beim Überschreiten eines definierbaren Schwellwertes für „pboostDiff“ den Parameter „vtgposTransActive“ vom Betriebszustand „Stationär“ auf „Transient“ umzuschalten (siehe Abb. 4.64). Bei Unterschreitung des Schwellwertes wechselt dieses sogenannte „Transient Bit“ wieder auf den Zustand „Stationär“. Zusätzlich kann die Empfindlichkeit zur Erkennung der Betriebszustände mit Hilfe der Kennlinie „KLpboostDiffTransActive“ drehzahlabhängig eingestellt werden, während ein zusätzlich integrierter Hysterese-Block ein ständiges Hin- und Herschalten zwischen den Betriebszuständen vermeidet.

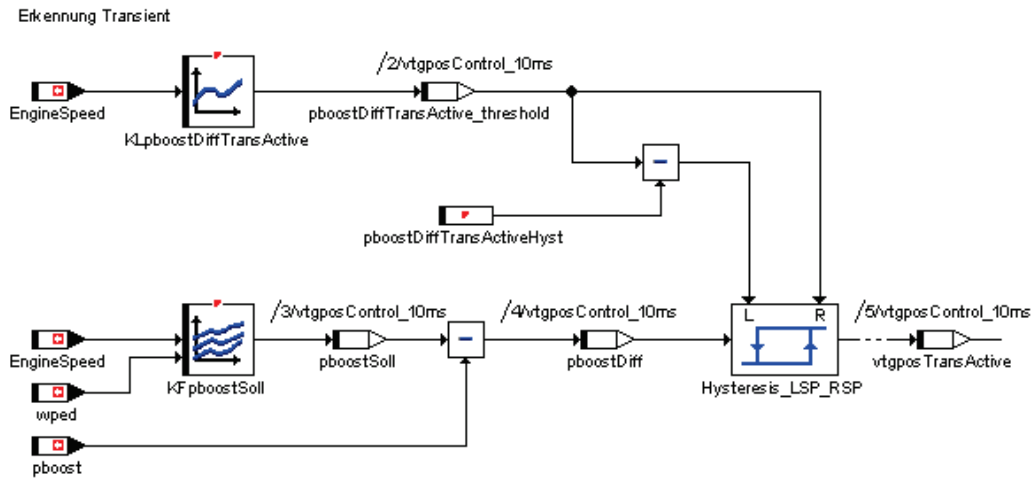


Abb. 4.64 Funktionsblock „Erkennung Transient“

y \ x	0.0000	500.0000	1000.0000	1500.0000	2000.0000	2500.0000	3000.0000	3500.0000	4000.0000	4500.0000	5000.0000	5500.0000	6000.0000	6500.0000
0.0000	960.0000	960.0000	960.0000	960.0000	960.0000	960.0000	960.0000	960.0000	960.0000	960.0000	960.0000	960.0000	960.0000	960.0000
10.0000	1044.0000	1044.0000	1044.0000	1044.0000	1044.0000	1044.0000	1044.0000	1044.0000	1044.0000	1044.0000	1044.0000	1044.0000	1044.0000	1044.0000
20.0000	1128.0000	1128.0000	1128.0000	1128.0000	1128.0000	1128.0000	1128.0000	1128.0000	1128.0000	1128.0000	1128.0000	1128.0000	1128.0000	1128.0000
30.0000	1212.0000	1212.0000	1212.0000	1212.0000	1212.0000	1212.0000	1212.0000	1212.0000	1212.0000	1212.0000	1212.0000	1212.0000	1212.0000	1212.0000
40.0000	1296.0000	1296.0000	1296.0000	1296.0000	1296.0000	1296.0000	1296.0000	1296.0000	1296.0000	1296.0000	1296.0000	1296.0000	1296.0000	1296.0000
50.0000	1380.0000	1380.0000	1380.0000	1380.0000	1380.0000	1380.0000	1380.0000	1380.0000	1380.0000	1380.0000	1380.0000	1380.0000	1380.0000	1380.0000
60.0000	1464.0000	1464.0000	1464.0000	1464.0000	1464.0000	1464.0000	1464.0000	1464.0000	1464.0000	1464.0000	1464.0000	1464.0000	1464.0000	1464.0000
70.0000	1548.0000	1548.0000	1548.0000	1548.0000	1548.0000	1548.0000	1548.0000	1548.0000	1548.0000	1548.0000	1548.0000	1548.0000	1548.0000	1548.0000
80.0000	1632.0000	1632.0000	1632.0000	1632.0000	1632.0000	1632.0000	1632.0000	1632.0000	1632.0000	1632.0000	1632.0000	1632.0000	1632.0000	1632.0000
90.0000	1716.0000	1716.0000	1716.0000	1716.0000	1716.0000	1716.0000	1716.0000	1716.0000	1716.0000	1716.0000	1716.0000	1716.0000	1716.0000	1716.0000
100.0000	1800.0000	1800.0000	1800.0000	1800.0000	1800.0000	1800.0000	1800.0000	1800.0000	1800.0000	1800.0000	1800.0000	1800.0000	1800.0000	1800.0000

Abb. 4.65 Kennfeld für „pboostSoll“

Stationärer Funktionsblock der VTG-Funktion

In diesem Teil der Funktion (Abb. 4.66) ist, abhängig von der Last („pboost“) und der Motordrehzahl („EngineSpeed“), ein Vorsteuerkennfeld für die VTG-Position vorgesehen (siehe Abb. 4.67). Dieses Kennfeld wird bei allen stationären Betriebspunkten als Vorsteuerkennfeld herangezogen.

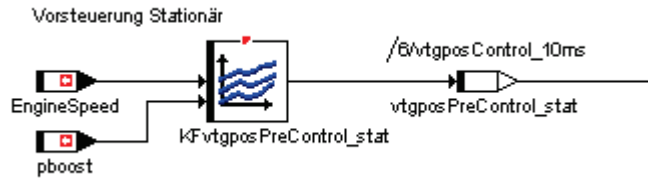


Abb. 4.66 Funktionsblock „Vorsteuerung Stationär“

y \ x	0.0000	500.0000	1000.0000	1500.0000	2000.0000	2500.0000	3000.0000	3500.0000	4000.0000	4500.0000	5000.0000	5500.0000	6000.0000	6500.0000
800.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000
900.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000
1000.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000
1100.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000
1200.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000
1300.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000
1400.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000
1500.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000
1600.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000
1700.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000
1800.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000	34.0000

Abb. 4.67 Vorsteuerkennfeld „stationär“

Instationärer Funktionsblock der VTG-Funktion

Dieser Teil der Funktion (Abb. 4.68) beinhaltet ein Vorsteuerkennfeld, in dem die ermittelten, auf kürzeste Ansprechzeit optimierten Kennlinien für die VTG-Position drehzahlabhängig über den Lastaufbau hinterlegt sind (siehe Abb. 4.69).

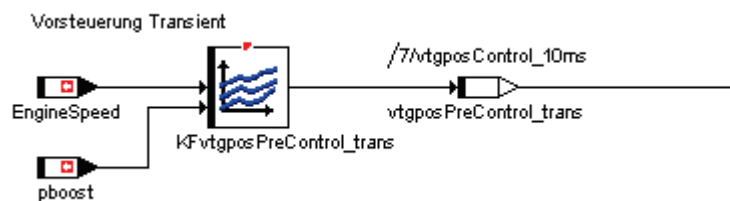


Abb. 4.68 Funktionsblock „Vorsteuerung Transient“

y \ x	0.0000	500.0000	1000.0000	1500.0000	2000.0000	2500.0000	3000.0000	3500.0000	4000.0000	4500.0000	5000.0000	5500.0000	6000.0000	6500.0000
800.0000	31.0000	31.0000	31.0000	36.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000
900.0000	31.0000	31.0000	31.0000	36.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000
1000.0000	31.0000	31.0000	31.0000	36.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000
1100.0000	31.0000	31.0000	31.0000	36.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000
1200.0000	31.0000	31.0000	31.0000	36.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000
1300.0000	31.0000	31.0000	31.0000	36.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000
1400.0000	31.0000	31.0000	31.0000	36.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000
1500.0000	31.0000	31.0000	31.0000	36.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000
1600.0000	31.0000	31.0000	31.0000	36.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000
1700.0000	31.0000	31.0000	31.0000	36.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000
1800.0000	31.0000	31.0000	31.0000	36.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000	31.0000

Abb. 4.69 Vorsteuerkennfeld „transient“

Zusätzlich wird die Möglichkeit geschaffen, dem transienten Vorsteuerkennfeld, ab einer bestimmten Lastdifferenz, einen P- und einen I-Regelungsanteil zu überlagert (siehe Abb. 4.70 und Abb. 4.71). Die Regleraktivierung kann mit Hilfe des Kennfeldes „KF Kp_act“, abhängig von der Motordrehzahl und „pboostDiff“, eingestellt werden. Der Sinn und Zweck dieser Implementierung ist es, die VTG-Position zum Ende der transienten Phase (ab der in „KF Kp_act“ definierten Schwelle) so zu beeinflussen, dass der tatsächliche Ladedruck „pboost“ den geforderten Ladedruck „pboostSoll“ erreicht und der Wert für „pboostDiff“ damit den Schwellwert unterschreitet, um eine Umschaltung auf den Betriebszustand „Stationär“ zu gewährleisten und einen kontinuierlichen Verlauf des VTG-Stellwertes im Übergang von „Transient“ auf „Stationär“ zu garantieren.

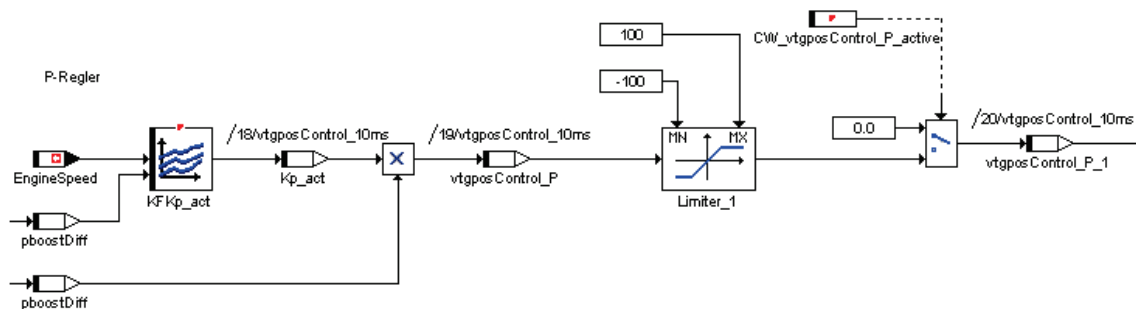


Abb. 4.70 Funktionsblock „P-Regler“

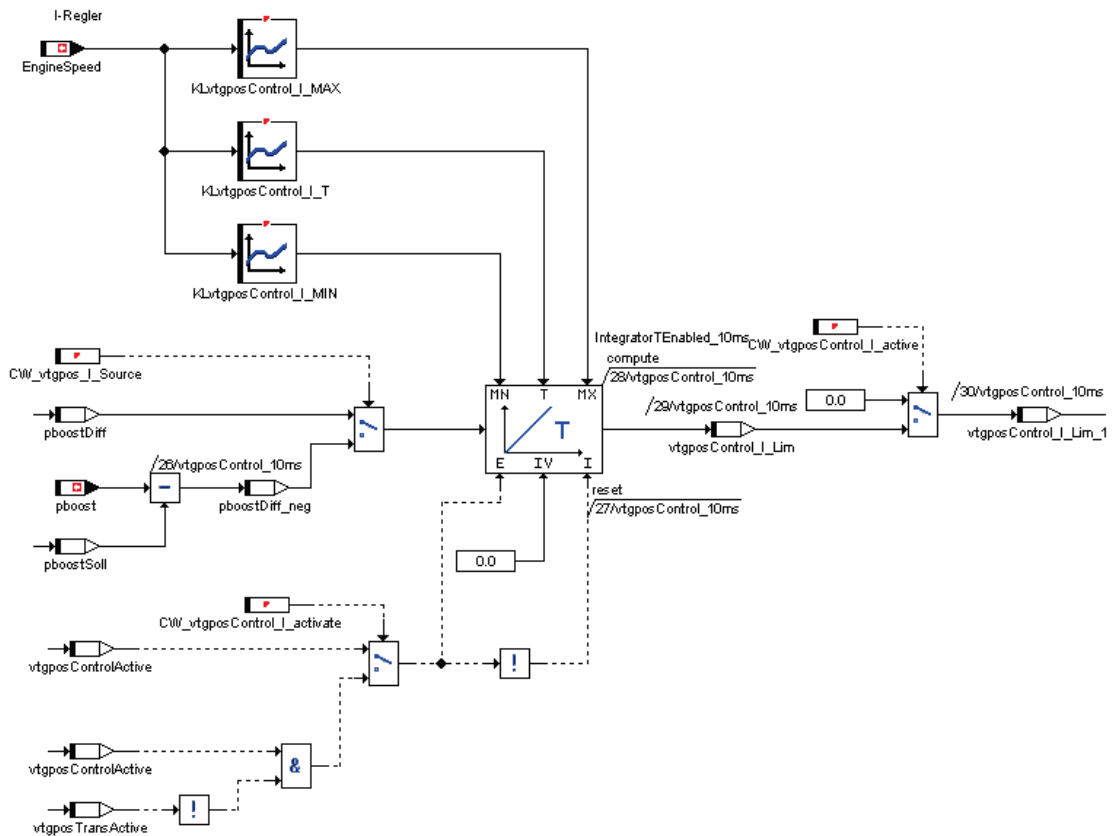


Abb. 4.71 Funktionsblock „I-Regler“

Die in diesem Abschnitt behandelten Funktionsblöcke sollten am Motorprüfstand getestet und die daraus ermittelten Messergebnisse analysiert werden. Erst danach können seriöse Aussagen über die Funktionalität der entwickelten VTG-Funktion und deren Zuverlässigkeit getroffen und eventuelle Änderungen und/oder Anpassungen vorgenommen werden.

5. ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

Das Projekt „Aktive Abgaskühlung“ kann als wesentlicher Baustein für zukünftige Entwicklungen von Konzepten verbrauchsärmerer Ottomotoren dienen. Die Problemstellung und die Ziele dieses Projektes werden im einleitenden Kapitel geschildert.

Um die Grundlagen für die Anmeldung eines entsprechenden Patents zu schaffen, wurde seitens der AVL eine Patentrecherche durchgeführt. Der zweite Teil der Arbeit beinhaltet eine Zusammenfassung dieser Recherche und eine daraus abgeleitete Definition des derzeitigen Stands der Technik, sowie eine Beschreibung des theoretischen Hintergrundes zum Thema Abgasturboaufladung. Des Weiteren wird in diesem Abschnitt auf die, bereits vor der Erstellung dieser Diplomarbeit, vorgenommenen Berechnungen und die Konstruktion der neu entwickelten Bauteile des gekühlten Aufladesystems eingegangen. In Kapitel 3 werden die für die Diplomarbeit relevanten Prüfstandsmessungen beschrieben.

Den Schwerpunkt dieser Diplomarbeit stellen die Ausführungen zu den Algorithmusentwicklungen und die mit diesen Werkzeugen durchgeführten Analysen dar. Die Ergebnisse für die Kraftstoffeinsparung von 10-15% mit dem gekühlten Abgaskrümmers (Variante 1) und 21-29% mit dem gekühlten AGK und dem gekühltem VTG-Turbinengehäuse (Variante 2) an der Vollast bestätigen das vermutete Potential des mit diesem Projekt verfolgten Ansatzes. Allerdings stehen der Kraftstoffeinsparung Probleme beim Einsatz dieses Systems im Fahrzeug gegenüber, die durch die zusätzlich abzuführenden Wärmemengen der gekühlten Bauteile verursacht werden. Nimmt man an, dass über serienmäßige Flüssigkeitskühler überschlagsmäßig eine Temperaturdifferenz von 8K erreicht werden kann, müsste die Kühlerfläche um etwa 20% vergrößert werden. Alternativ könnte aber eine Nutzung der angefallenen Wärmenergie in Betracht gezogen werden. Ein weiterer gangbarer Weg zur Nutzung des Kraftstoffeinsparungspotentials dieses Systems wäre die Implementierung einzelner Teile der in Variante 2 verwendeten Komponenten, wie beispielsweise die Integrierung des gekühlten Abgaskrümmers in den Zylinderkopf. Der damit erreichbare Vorteil im Bezug auf den BSFC kann dann zwar nicht in vollständigem Umfang, wie in Variante 2, realisiert werden, doch die abzuführenden Wärmemengen und folglich auch der zusätzliche Platzbedarf des Kühlers würden erheblich sinken. Der Fertigungsaufwand bzw. die Fertigungskosten verringern sich mit der Integrierung des Abgaskrümmers in den Zylinderkopf ebenfalls.

Hinsichtlich der Anwendung der Abgaskühlung im Serienfahrzeug müssen aber auch Analysen bezüglich des Emissionsverhaltens, wie zum Beispiel das Aufwärmverhalten des Katalysators nach einem Kaltstart als auch das Warmlaufverhalten des Motors, durchgeführt werden. Zusätzlich sollte eine Vermessung des Systems anhand von Rollentests unter Beachtung

gesetzlicher Fahrzyklen erfolgen. Anhand dieser Messergebnisse können die im tatsächlichen Fahrzeugbetrieb erzielbaren Vorteile ermittelt werden.

An dieser Stelle sollen auch einige Verbesserungspotentiale, die sich aufgrund der im Zuge dieser Diplomarbeit angestellten Kühlleistungsberechnungen mit Hilfe der Software Concerto ergeben haben, angeführt werden. Einer der Schwachpunkte der GCA-Berechnung (Berechnung von stationären Zyklen) ist das, für den speziellen Anwendungsfall des gekühlten Abgaskrümmers, unzureichende Simulationsmodell. Zur exakteren Berechnung der abzuführenden bzw. abgeführten Wärmemenge sollte das hinterlegte Modell um die für eine durchgängige Simulation notwendigen Elemente des Abgaskrümmers erweitert werden. Weitere Erkenntnisse bezüglich der Gegebenheiten bei gekühlten Abgaskrümmern könnten sich aus den Messergebnissen einer zusätzlichen Niederdruck-Indizier-Messstelle am Ende des Abgaskrümmers bzw. am Eintritt der VTG-Turbine ergeben.

Ein besonderer Vorteil der aktiven Abgaskühlung ergibt sich daraus, dass sie den Einsatz VTG-Technologie, wie sie bei Dieselmotoren Anwendung findet, auch am Ottomotor ermöglicht und somit die Kosten für ein VTG-Aufladesystem auch für die Serienfertigung von Fahrzeugen der Mittelklasse vertretbar werden. Der sich aus der Verwendung der VTG-Turbine ergebende Freiheitsgrad zur Verstellung der Turboladercharakteristik würde eine Verringerung des Turbolochs zur Folge haben und damit ein spontanes Ansprechverhalten auf Änderungen der Fahrpedalstellung ermöglichen.

Im Hinblick auf den VTG-Wirkungsgrad wäre es mit einer erweiterten Unterstützung seitens des Turboladerherstellers eventuell möglich gewesen, die in dieser Diplomarbeit entworfenen Berechnungsalgorithmen in puncto Genauigkeit zu verbessern und mögliche Fehlerquellen zu eliminieren.

Die ebenfalls in Kapitel 4 geschilderte Entwicklung einer VTG-Strategie und die daraus gezogenen Schlüsse können bei zukünftigen Ottomotorkonzepten mit VTG-Turbinen als Leitfaden dienen. Hierbei sei erwähnt, dass die für dieses Projekt verfügbare VTG-Turbine für den verwendeten Ottomotor nicht optimal geeignet ist und mit alternativen VTG-Turboladern bessere Ergebnisse bezüglich des transienten Ansprechverhaltens erreichbar sein sollten.

Die Verbesserungsvorschläge und Korrekturmaßnahmen im Bereich der Berechnung von transienten Zyklen (TGCA) stellen, anders als bei der Standard-GCA, essentielle Maßnahmen dar, um eine einfachere, zuverlässigere und auch schnellere Verwendung dieses Berechnungsalgorithmus zu gewährleisten.

Die Funktionsüberprüfung der für die Motorsteuerung entwickelten VTG-Funktion konnte aus Budget- und Zeitgründen nicht durchgeführt werden. Daher können zu diesem Zeitpunkt keine Aussagen über mögliche Fehlerquellen und Verbesserungspotentiale getroffen werden.

Abschließend kann ein positives Resümee zum dieser Diplomarbeit zugrundeliegenden Thema „Aktive Abgaskühlung“ gezogen werden. Die als vorrangiges Ziel definierte Verringerung des Kraftstoffverbrauchs an der Vollast konnte realisiert werden und es wurde eine solide Basis für weitere Entwicklungen von verbrauchsärmeren Ottomotoren geschaffen.

6. ANHANG

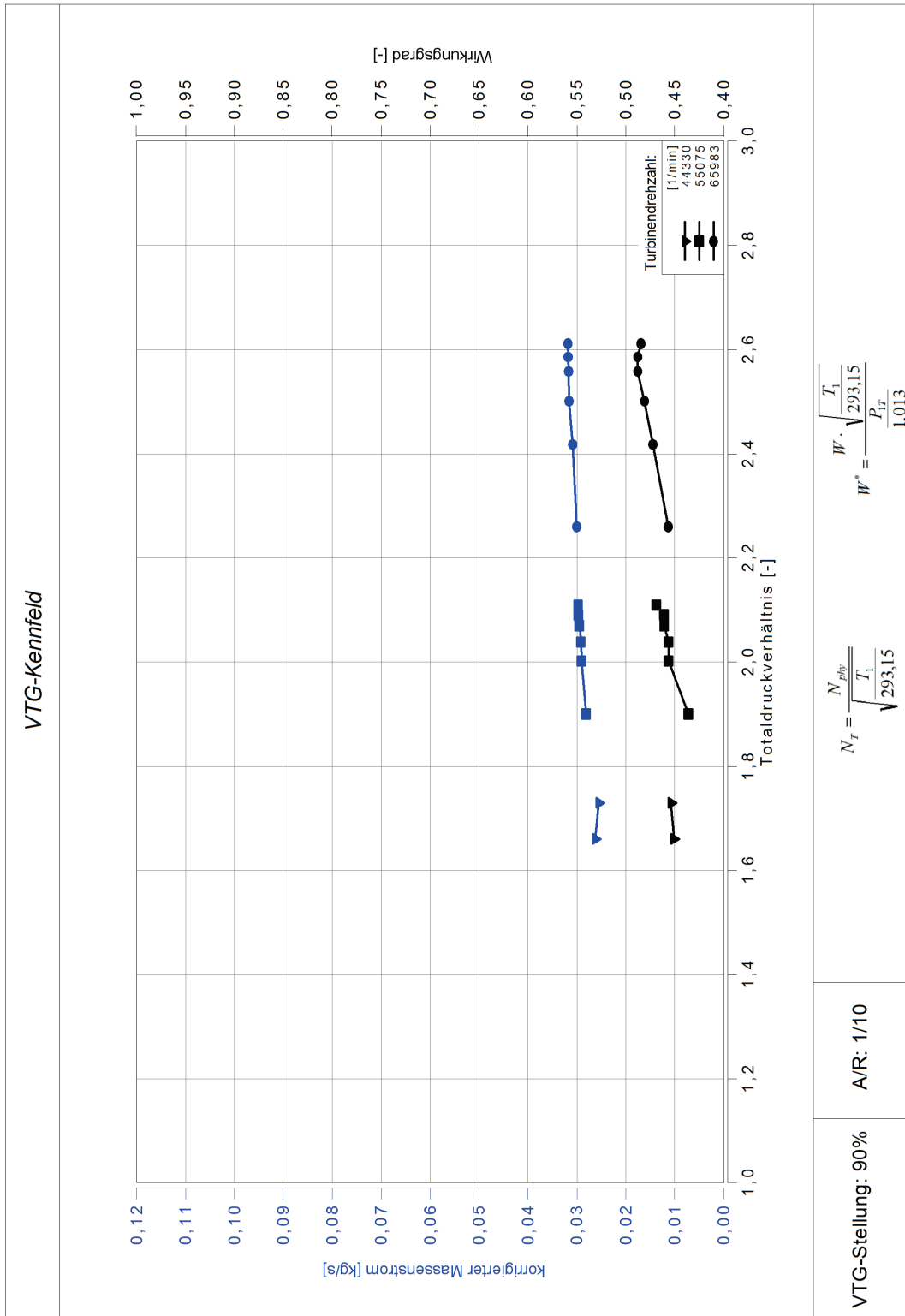


Abb. 6.1 Kennfeld GT20V VTG-Stellung 90%

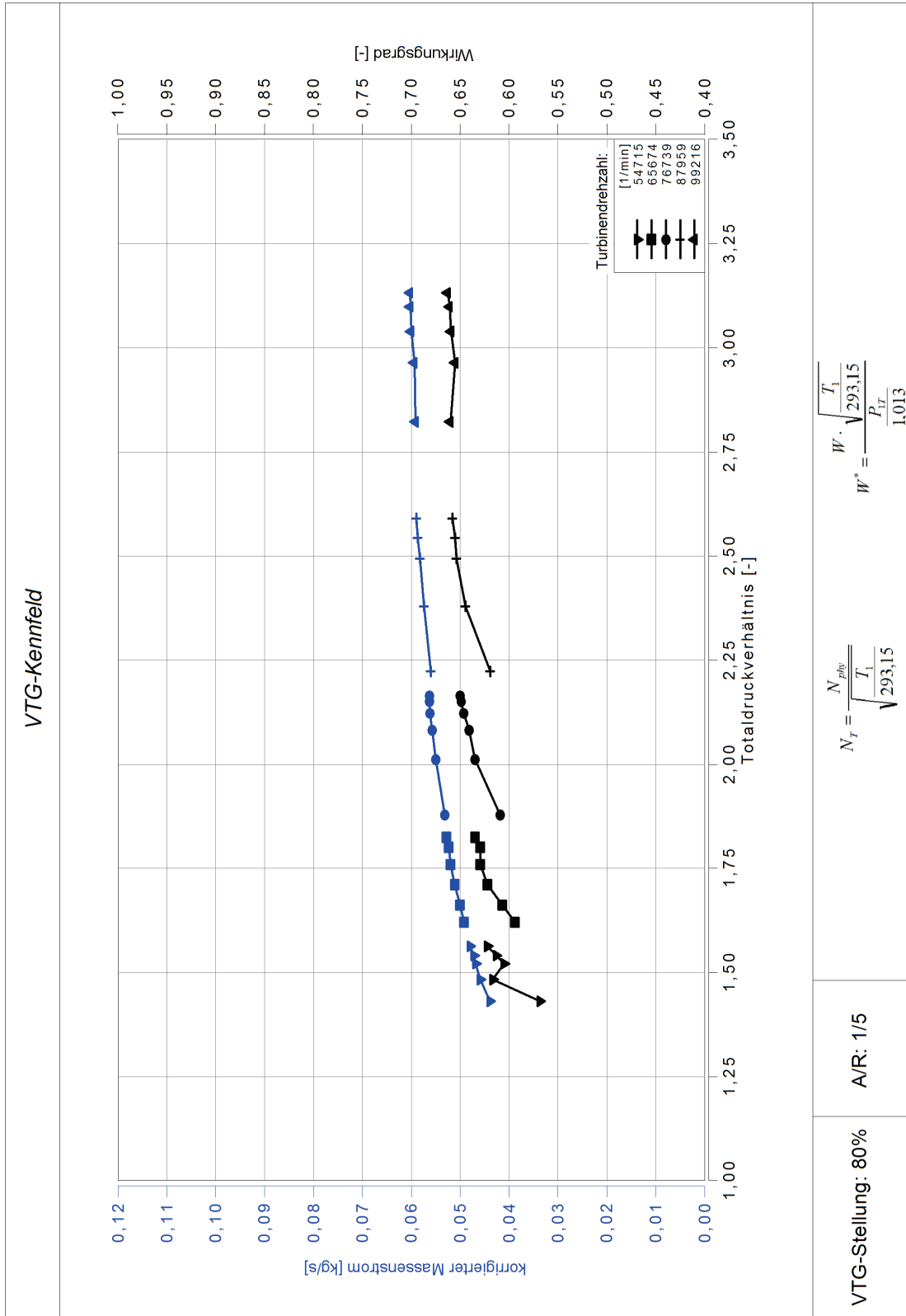


Abb. 6.2 Kennfeld GT20V VTG-Stellung 80%

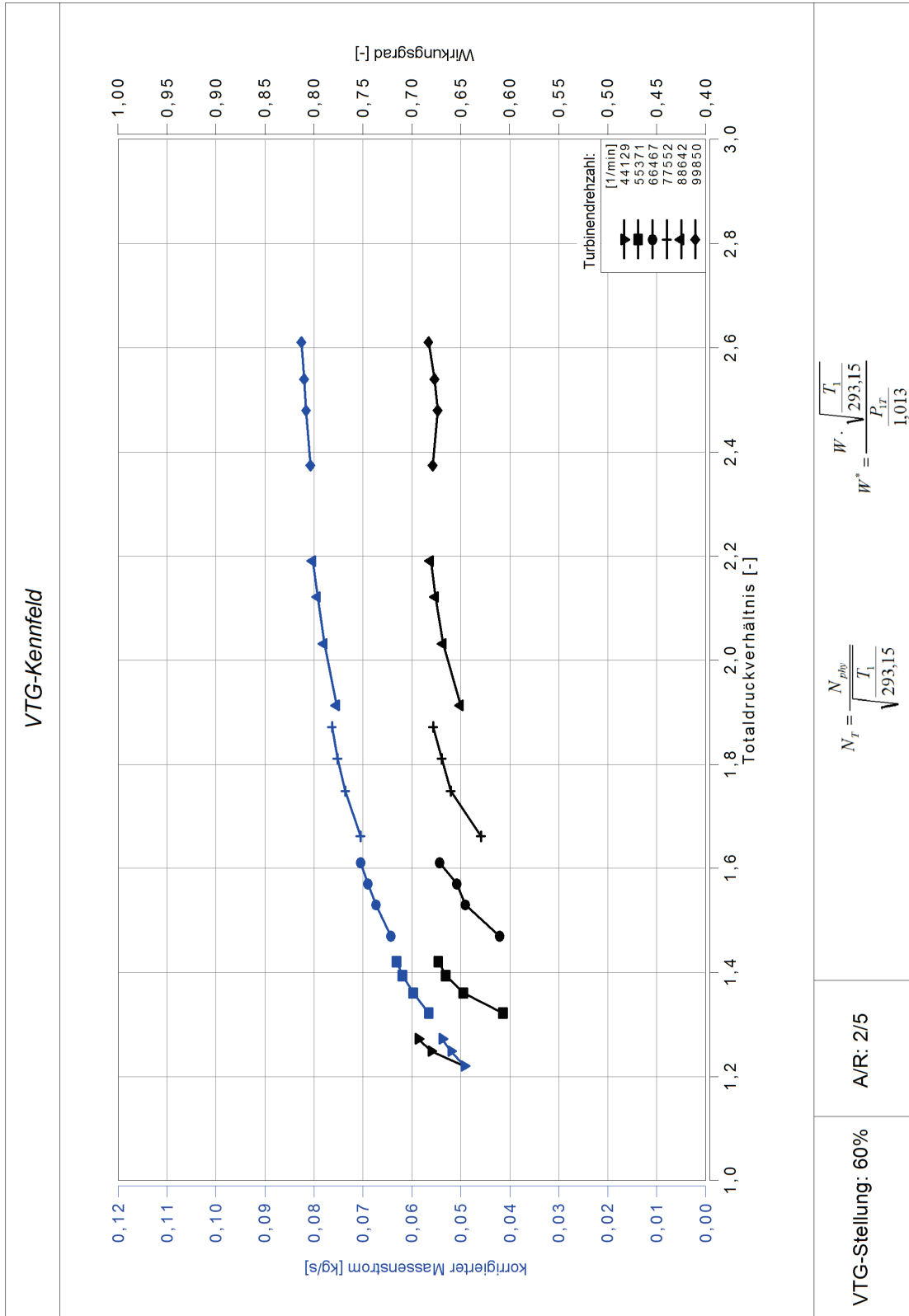


Abb. 6.3 Kennfeld GT20V VTG-Stellung 60%

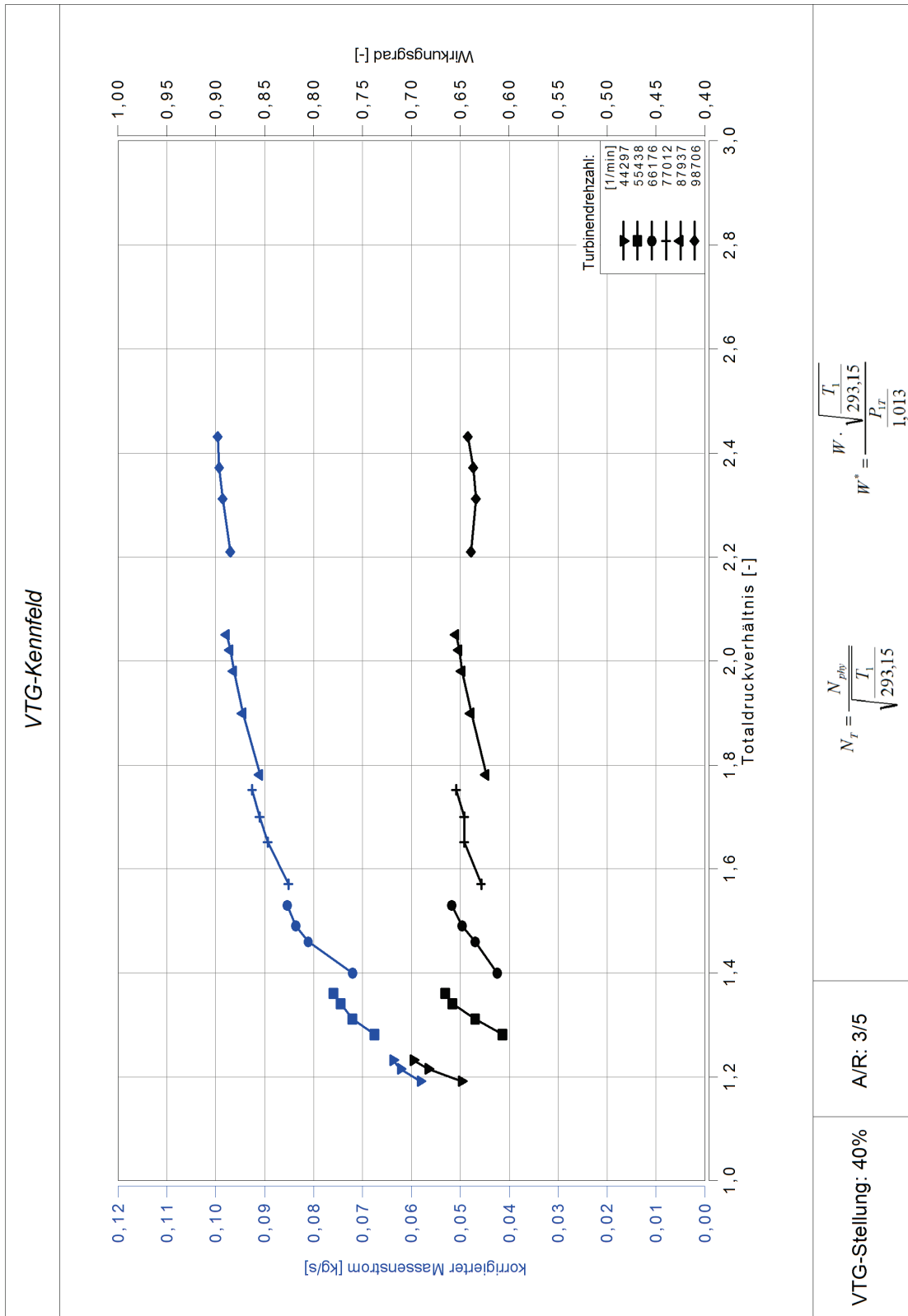


Abb. 6.4 Kennfeld GT20V VTG-Stellung 40%

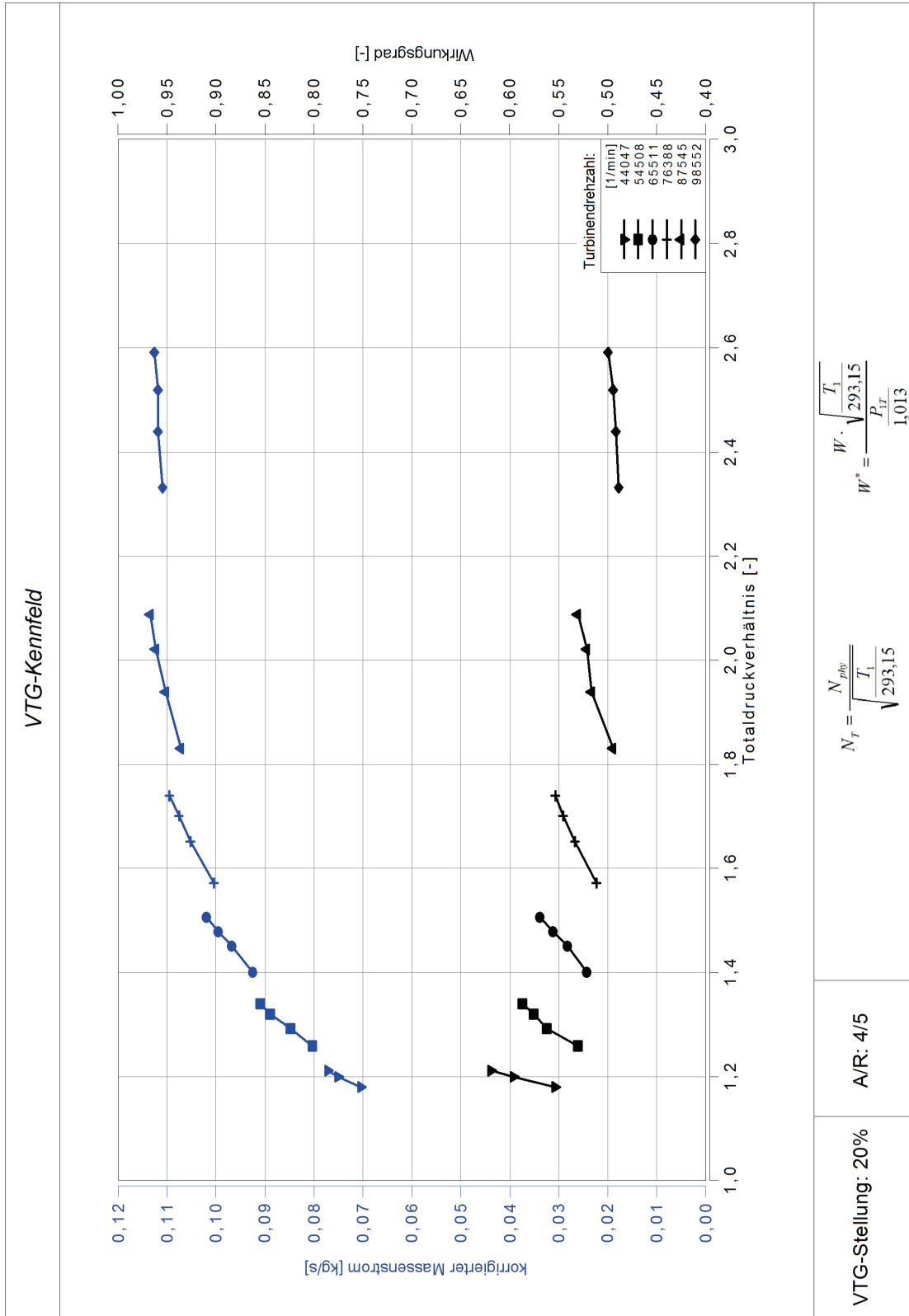


Abb. 6.5 Kennfeld GT20V VTG-Stellung 20%

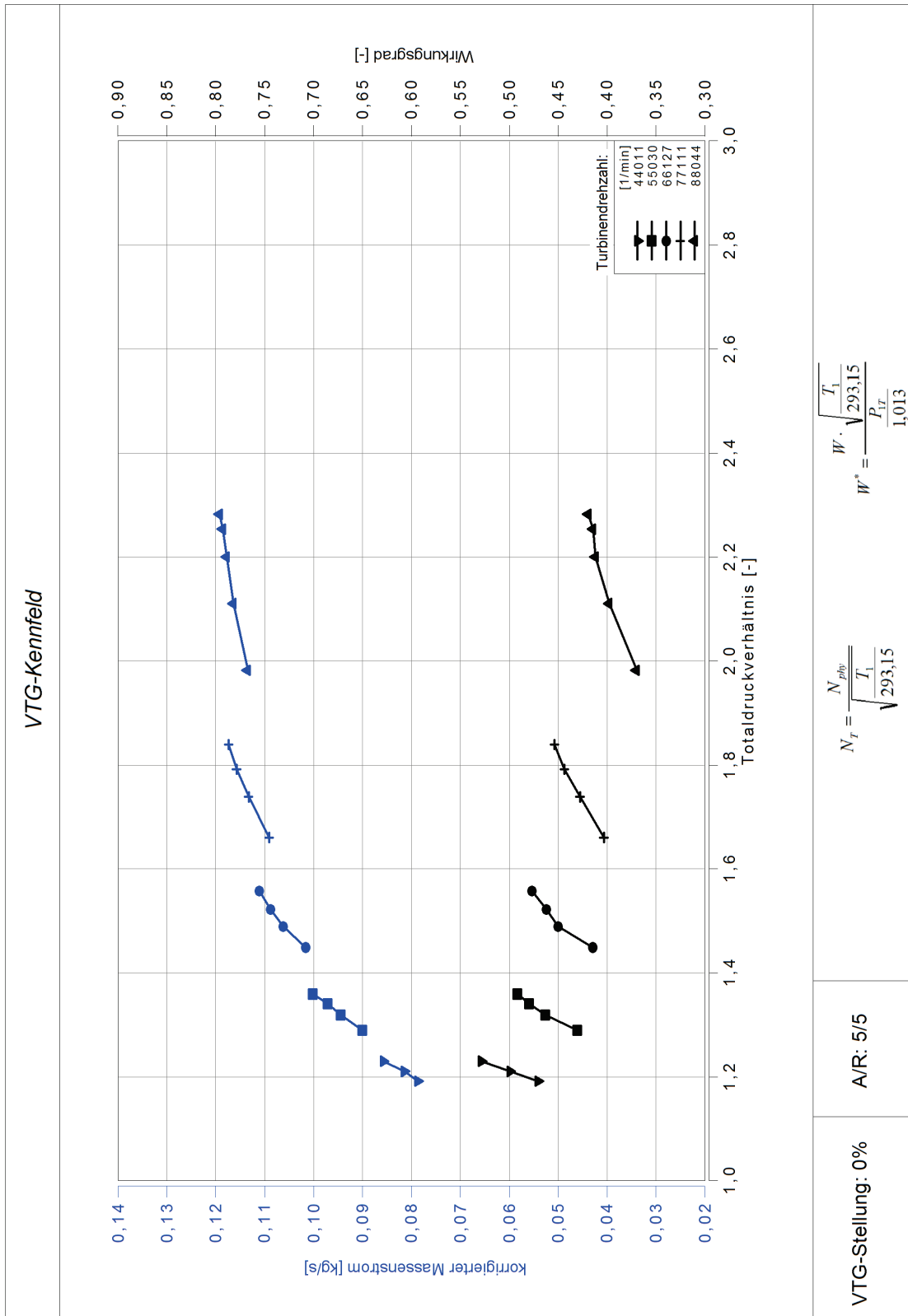


Abb. 6.6 Kennfeld GT20V VTG-Stellung 0%

LITERATURVERZEICHNIS

- [1] Patentschrift EP0226444 A2, GARRETT CORP., Jiin Ratsuku Furuurii
- [2] Patentantrag US 2006/0140751 A1, BORG WARNER INC., Ralf Boening, Dietmar Metz, Dirk Frankenstein
- [3] Patentschrift: JP 10-212966, TOYOTA MOTORS CORP., Isotani Tomoyuki
- [4] Patentschrift: US 6,928,818 B1, HONEYWELL INTERNATIONAL INC., Steven Don Arnold, Peter M. Haug
- [5] Patentabstrakt: 08177509 A, MITSUBISHI HEAVY IND LTD, Matsudaira Nobuyasu, Mikogami Takashi, Koizumi Nobuyuki
- [6] Offenlegungsschrift: DE 103 44 868 A1, VOLKSWAGEN AG, Olaf Fooken, Thorsten Zick
- [7] H. Gabriel, R. Lingenauber, T. Tamb, *Der Turbolader mit variabler Turbinengeometrie (VTG) für den neuen Porsche 911 Turbo – Ein Meilenstein in der Ottomotorenaufladung*, 11. Aufladetechnische Konferenz, Dresden, 2006
- [8] Pischinger R., Klell M., Sams Th.: *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*, Springer Verlag, Wien New York 2002

zusätzlich verwendete Literatur:

- Schmalzl Hans-Peter, *Aufladung von Pkw DI – Ottomotoren mit Abgasturboladern mit variabler Turbinengeometrie*, Dissertation, Dresden, 2006
- M. Jung, *Applizierbare modellbasierte Regelung eines aufgeladenen Dieselmotors*, München
- Eichseder Helmut, Klüting Manfred, Piock Walter F., *Grundlagen und Technologien des Ottomotors*, Der Fahrzeugantrieb, Herausgeber: Helmut List, SpringerWienNewYork
- Hiereth Herman, Prenninger Peter, *Aufladung der Verbrennungskraftmaschine*, Der Fahrzeugantrieb, Herausgeber: Helmut List, SpringerWienNewYork