

ENTWICKLUNG EINES EMPIRISCHEN
BRENNVERZUGSMODELLS FÜR
OTTOMOTOREN UNTER
BERÜCKSICHTIGUNG AUSGEPRÄGTER
MILLERSTEUERZEITEN UND
ABGASRÜCKFÜHRUNG

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades

DOKTOR-INGENIEUR (DR.-ING.)

der Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik
der Universität Rostock

vorgelegt von

Torsten Scheller, geb. am 02.11.1987 in Rostock

Rostock, 30. April 2019

Gutachter:

Prof. Dr.-Ing. Horst Harndorf

Universität Rostock

Lehrstuhl für Kolbenmaschinen und Verbrennungsmotoren

Prof. Dr.-Ing. habil. Dr. h.c. Egon Hassel

Universität Rostock

Lehrstuhl für Technische Thermodynamik

Jahr der Einreichung: 2019

Jahr der Verteidigung: 2019

Vorwort des Autors

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Doktorand in der Konzern-Forschung der Volkswagen AG .

Ich bedanke mich herzlich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. H. Harndorf, Leiter des Lehrstuhls für Kolbenmaschinen und Verbrennungsmotoren der Universität Rostock, für die Förderung und Betreuung dieser Arbeit sowie die Übernahme des Hauptreferates.

Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Dr. h.c. E. Hassel, Leiter des Lehrstuhls für Technische Thermodynamik der Universität Rostock, danke ich sehr für die Übernahme des Korreferates.

Weiterhin möchte ich mich ganz besonders bei meinem Promotionsbetreuer seitens der Volkswagen AG bedanken. Die qualitativ sehr hochwertigen und anregenden Diskussionen haben maßgeblich zum Erfolg dieser Dissertation beigetragen.

Darüber hinaus gilt mein Dank meinen Kollegen im Projektteam für die stets kollegiale und wertschätzende Zusammenarbeit sowie die sehr konstruktiven Diskussionen.

Ebenso bedanke ich mich für die Unterstützung durch die Prüffeld-Kollegen.

Mein herzlichster Dank gilt meinen Großeltern und Eltern, die mich mit selbstlosem Einsatz sowohl finanziell, als auch mental zu jeder Zeit unterstützt haben. Ohne

ihre bedingungslose Unterstützung wäre ein Studium, das neben Höhen auch schwere Tiefen beinhaltet, nicht zu bewältigen gewesen.

Abschließend möchte ich meiner Lebensgefährtin Maria und ihrem Sohn danken, die mich abseits des Berufsalltages nach Kräften unterstützt und mein Leben unglaublich bereichert haben.

Rostock, 30. April 2019

Torsten Scheller

Die Ergebnisse, Meinungen und Schlüsse dieser Dissertation sind nicht notwendigerweise die der Volkswagen AG.

Kurzfassung

Um den immer strenger werdenden gesetzlichen Vorschriften zu Kraftstoffverbrauch und Emissionen gerecht zu werden, ist in der Konzernforschung der Volkswagen AG ein Ottomotor mit sehr hohem Variabilitätsgrad aufgebaut worden. Die vorgestellten Ergebnisse bewerten die Potenziale von Miller-Steuerzeiten und externer, gekühlter AGR an diesem hochverdichteten Brennverfahren mit hoher Turbulenz einzeln und in ihrer Kombination. Dazu werden ein klopfbegrenzter und ein NEFZ-relevanter Schwachlast-Betriebspunkt mit optimaler Verbrennungsschwerpunktlage experimentell untersucht. Die Bewertung beider Brennverfahren erfolgt mittels Verlustverteilung.

Es wird gezeigt, dass ein frühes Einlass-Schließen (FES/Miller) eine überwiegend physikalische und die AGR im Wesentlichen chemische Wirkung auf den Verbrennungsprozess hat. Beides führt zu einer entsprechend langsameren Energieumsetzung.

Im Schwachlast-Betriebspunkt wird dies durch Entdrosselung, Verbesserung der Kalorik und Reduzierung der Wandwärmeverluste überkompensiert. Eine weitgehende Entdrosselung wird nur mit dem FES-Brennverfahren erreicht. Dennoch erzeugt eine FES-AGR-Kombination ähnliche Werte bezüglich des Kraftstoffverbrauchs. Dies ist vor allem auf die deutliche Reduzierung der Wandwärmeverluste

mit AGR zurückzuführen. Darüber hinaus reduziert die AGR die NO_x -Emissionen signifikant.

Im klopfbegrenzten Betriebspunkt überlagern sich diese Effekte mit der deutlichen Frühverschiebung der Verbrennungsschwerpunktlage. Bezüglich des Kraftstoffverbrauchs werden mit dem AGR-Brennverfahren erhebliche Vorteile erzielt, die auch mit einer Miller-AGR-Kombination nicht erreicht werden können. Mit zunehmendem Aufladegrad wird die Qualität der Ladedruckbereitstellung immer wichtiger, um den Abgasgegendruck und damit die Raten internen, heißen Restgases möglichst gering zu halten. Die Vorteile des AGR-Brennverfahrens hinsichtlich der Wandwärmeverluste, der NO_x -Emissionen und der Kalorik finden sich auch beim klopfbegrenzten Betriebspunkt wieder.

Insgesamt zeigt sich, dass das AGR-Brennverfahren einen signifikanten Beitrag zur Absenkung des ottomotorischen Kraftstoffverbrauches liefert. Ein kombiniertes Miller-AGR-Brennverfahren hilft vor allem, den Schwachlastbetrieb zu entdrosseln. Im Hochlastbetrieb sollte der Miller-Grad immer an das AGR-Brennverfahren angepasst werden.

Zusätzlich bilden die Untersuchungen zum Miller- und AGR-Brennverfahren die Grundlage für ein semi-physikalisches Modell zur Berechnung des Brennverzuges. Auf Basis einer Druckindizierung im Ansaug- und Auslass-Kanal sowie im Zylinder liefert eine 0D-Prozessanalyse mit Ladungswechselrechnung die Möglichkeit, die Gasmasse im Zylinder, die Temperatur und den Druck zum Zündzeitpunkt, die AGR-Rate sowie das Verbrennungsluftverhältnis zu errechnen. Mit den letzten vier Größen wird die laminare Flammengeschwindigkeit bestimmt. Darüber hinaus wird die turbulente kinetische Energie (TKE) durch die 0D-Prozessanalyse mittels prüfstandsbasierter Durchflussmodelle an den Einlassventilen und innerzylindri-

scher Modelle zur Berechnung der TKE aus der Tumble-Zahl im Zylinder ermittelt. Der Brennverzug wird schließlich über ein multifaktorielles Modell, bestehend aus der TKE zum Zündzeitpunkt, der Gasmasse im Zylinder und der laminaren Flammengeschwindigkeit, errechnet.

Abstract

In order to comply with the increasingly restrictive legal regulations regarding fuel consumption and emissions, a gasoline engine with a very high level of variability has been built up in the research department of Volkswagen. The presented results evaluate the potentials of Miller-valve-timing and external EGR at this highly compressed and highly turbulent combustion system, individually and in their combination. For this purpose, one knock-limited and one NEDC-relevant low load operating point with optimal centre of combustion is investigated experimentally. The evaluation of both combustion-systems is realized with a loss split.

It is shown, that an early inlet closure (EIVC/Miller) has a mainly physical and the EGR essentially chemical effect on the combustion process. Both leads to correspondingly slower energy conversion.

In the low-load operating point, this is overcompensated by de-throttling, the improvement of the calorics and the reduction of wall heat losses. A far-reaching de-throttling is only achieved with the EIVC-combustion-system. Nevertheless, an EIVC-EGR-combination generates similar values regarding the fuel consumption. This is mainly caused by the significant reduction in wall heat losses with EGR. Further the EGR significantly reduces NO_x -emissions.

At the knock-limited operating point, these effects are superimposed by the significant early-shift of the combustion centre. Regarding the fuel consumption significant advantages with the EGR-only-combustion-system are achieved, which also cannot be reached by a Miller-EGR-combination. With increasing charging rate the quality of the boost pressure supply is becoming more and more important in order to keep the exhaust back pressure and thus the rates of internal, hot residual gas as low as possible. Furthermore, advantages of the EGR-combustion-system with regard to the wall heat losses, NO_x -emissions and calorics can be found again.

Overall, it should be noted that a gasoline engine with optimum fuel economy can only be set up with an EGR-combustion-system. An additional Miller-combustion-process mainly helps, to de-throttle the low-load operation. In high-load operation, the Miller-rate should always be adapted to the EGR-combustion-process.

Additionally the investigations regarding the Miller- and EGR-combustion-system are the basis for a semi-physical model to calculate the combustion delay. A 0D-simulation based on a pressure indexing in intake and exhaust manifold as well as in the cylinder, including a charge-change calculation, results in the determination of the innercylindric gas mass, the temperature und pressure at ignition timing, the EGR-rate and the combustion air ratio. With the last four of these the laminar burning velocity is calculated. Moreover the turbulent kinetic energy (TKE) is determined by the 0D-simulation due to test-bench-based flow-models at the inlet valves and innercylindric models to calculate the TKE out of tumble number in the cylinder. The burning delay is finally determined via a multi-factorial model created out of the TKE at ignition timing, the gas mass in the cylinder and the laminar burning velocity.

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung	VII
Abstract	XI
Abbildungsverzeichnis	XV
Nomenklatur	XXI
1 Motivation und Zielsetzung der Arbeit	1
2 Stand der Brennverfahrenstechnik	3
2.1 Die motorische Verbrennung	3
2.2 Niederdruck-Abgasrückführung	8
2.3 Miller-Brennverfahren	12
3 Versuchswerkzeuge	17
3.1 Versuchsträger	17
3.2 Prüfstands Aufbau und Messtechnik	20
4 Theoretische Vorbetrachtung zur Messwertanalyse	23
4.1 Verarbeitung der Indizierdaten	23
4.2 Verlustteilung	25
5 Modell zur Abbildung der physikalischen Einflussgrößen auf den Brennverzug	39
5.1 Identifikationsmessungen	40
5.2 Semi-physikalisches Brennverzugsmodell	50
5.3 Genauigkeit des Brennverzugs-Modells	55
6 Vergleich von Miller- & AGR- Brennverfahren	65
6.1 Saugbetrieb	65
6.1.1 Versuchsdurchführung	65
6.1.2 Thermodynamische Analyse der motorischen Globalwerte	67

Inhaltsverzeichnis

6.1.3	Verlustteilung ausgewählter Vergleichsmesspunkte	82
6.2	Aufladebetrieb	99
6.2.1	Versuchsdurchführung	99
6.2.2	Thermodynamische Analyse der motorischen Globalwerte .	100
6.2.3	Verlustteilung ausgewählter Vergleichsmesspunkte	121
7	Zusammenfassung und Ausblick	135
7.1	Brennverzugsmodellierung	135
7.2	Thermodynamische Bewertung von Miller- & AGR-Brennverfahren	136
	Literaturverzeichnis	139

Abbildungsverzeichnis

2.1.1	Parameter der laminaren Flammengeschwindigkeit für Iso-Oktan	4
2.1.2	Kraftstoffabhängige Parameter der laminaren Flammgeschwindigkeit unter Normbedingungen	5
2.1.3	Laminare Flammengeschwindigkeit für Benzin in Abhängigkeit des Verbrennungsluftverhältnisses unter Normbedingungen . . .	5
2.1.4	Laminare Flammengeschwindigkeit in Abhängigkeit der Verdünnung mit Abgas	6
2.1.5	2D-Laser-Lichtschnitt einer laminaren und turbulenten Flamme	7
2.2.1	Übersicht über die möglichen AGR-Pfade	8
2.2.2	Veranschaulichung einer konstruktiven Möglichkeit zur externen Niederdruck-Abgasrückführung	11
2.3.1	exemplarische Veranschaulichung der Wirkungsweise von Miller-Steuerzeiten an einem Auflade-Betriebspunkt	13
2.3.2	exemplarische Veranschaulichung der Wirkungsweise von Miller-Steuerzeiten an einem Auflade-Betriebspunkt	14
3.1.1	Aufbau des Versuchsträgers	18
4.2.1	p-V-Diagramm eines Gleichraumprozesses als Ausgangsbasis der Verlustteilung	27
4.2.2	p-V-Diagramm unter Berücksichtigung der realen Schwerpunktlage der Verbrennung	32
5.0.1	zeitliche Anforderungen an die Vorhersagegenauigkeit des Brennverzugs-Modells	40
5.1.1	Variationsgrößen und -breiten der zur Erstellung der LookUp-Table für die laminare Flammengeschwindigkeit	41

5.1.2	Zusammensetzung des Ersatzkraftstoffes zur Ermittlung der laminaren Flammengeschwindigkeit	42
5.1.3	Messprogramm zur Identifikation des Einflusses der laminaren Flammengeschwindigkeit auf den Brennverzug	43
5.1.4	Identifikationsmessung zum Brennverzugs-Modell; Variationsgröße: laminare Flammengeschwindigkeit (indirekt variiert durch die Änderung der externen AGR-Rate)	44
5.1.5	Messprogramm zur Identifikation des Einflusses der TKE zum ZZP auf den Brennverzug	46
5.1.6	Identifikationsmessungen zum Brennverzugs-Modell; Variationsgröße: turbulente kinetische Energie (indirekt variiert durch die Änderung der Motordrehzahl)	47
5.1.7	Messprogramm zur Identifikation des Einflusses der Zylindergasmasse auf den Brennverzug	48
5.1.8	Identifikationsmessung zum Brennverzugs-Modell; Variationsgröße: Zylindergasmasse	49
5.2.1	Motorkennfeld mit Betriebspunkten im NEFZ, WLTC und einem RDE-ähnlichen Zyklus	51
5.2.2	Messprogramm zur Parametrierung und Validierung des Brennverzugs-Modells	52
5.2.3	Motorkennfeld mit Referenz-Betriebspunkt und Messdaten-Basis zur Erstellung und Validierung des Brennverzugs-Modells	53
5.2.4	Vorgehensweise zur Abstimmung der Parameter des Brennverzugs-Modells	54
5.2.5	Parameter des Brennverzugs-Modells	54
5.3.1	Vorhersage-Genauigkeit des Brennverzugs-Modells im Motorkennfeld (Parametrierung)	55
5.3.2	Vorhersage-Genauigkeit des Brennverzugs-Modells im Motorkennfeld (Validierung)	56
5.3.3	relevante Kenngrößen der Betriebspunkte mit zu klein berechnetem Brennverzug (Modell-Validierung)	58
5.3.4	Qualität der Brennverzugs-Berechnung bei Variation der TKE zum ZZP	60

5.3.5	Qualität der Brennverzugs-Berechnung bei Variation der laminaren Flammgeschwindigkeit	61
5.3.6	Qualität der Brennverzugsvorhersage bei Variation der Zylinder-gasmasse	62
6.1.1	untersuchter Betriebspunkt im Motorkennfeld - Saugbetrieb . . .	66
6.1.2	Einstellparameter zur Untersuchung des Saugbetriebspunktes bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 5 \text{ bar}$	66
6.1.3	Betriebspunktparameter und Variationsgrößen bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 5 \text{ bar}$	68
6.1.4	relativer spezifischer Effektivverbrauch, Reib- und Ladungswechselmitteldruck sowie Variationskoeffizient des indizierten Mittel-druckes bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 5 \text{ bar}$	69
6.1.5	Reibmitteldrücke der verschiedenen Messreihen und Zylinder-druckverläufe der drei ausgewählten Vergleichs-Messpunkte bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 5 \text{ bar}$	70
6.1.6	Ladungswechselverluste und Ladungswechselschleifen der drei ausgewählten Vergleichs-Messpunkte bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 5 \text{ bar}$	71
6.1.7	Verbrennungsschwerpunktlage, Brennverzug und Brenndauern bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 5 \text{ bar}$	73
6.1.8	Brenndauern, Brennverlauf und Verlauf der Gastemperatur der drei ausgewählten Messpunkte bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 5 \text{ bar}$	74
6.1.9	3D-CFD-Rechnung zur Intensität der Ladungsbewegung bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 5 \text{ bar}$	75
6.1.10	kumulierte Wandwärmeverluste der untersuchten Messreihen und indizierter Verlauf der Wandwärmeverluste für drei ausgewählte Messpunkte bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 5 \text{ bar}$	76
6.1.11	CO ₂ - und NO _x -Emissionen bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 5 \text{ bar}$	78
6.1.12	CO- und HC-Emissionen bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 5 \text{ bar}$. . .	79
6.1.13	normierte Partikelemissionen im Verdünnungsvolumen des Parti-kelzählers bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 5 \text{ bar}$	81

6.1.14	Veranschaulichung der Vergleichspunkte der Verlustteilung für die ES-Variation bei 0% AGR bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 5 \text{ bar}$	83
6.1.15	Verlustteilung für konventionelles und frühes ES bei AGR = 0%, $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 5 \text{ bar}$	84
6.1.16	Veranschaulichung der Vergleichspunkte der Verlustteilung für die AGR-Variation bei einem ES = 175 °KW n. LW-OT bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 5 \text{ bar}$	88
6.1.17	Verlustteilung für zwei unterschiedliche AGR-Raten bei konventionellem ES, $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 5 \text{ bar}$	90
6.1.18	Veranschaulichung der Vergleichspunkte der Verlustteilung für den Vergleich des reinen FES-Betriebes mit der FES-AGR-Kombination bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 5 \text{ bar}$	93
6.1.19	Verlustteilung für den Vergleich von reinem FES-Betrieb mit FES-AGR-Kombination bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 5 \text{ bar}$	94
6.2.1	Darstellung des untersuchten Aufladebetriebspunktes bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 12 \text{ bar}$ im Motorkennfeld	99
6.2.2	Einstellparameter zur Untersuchung des Aufladebetriebspunktes bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 12 \text{ bar}$	100
6.2.3	Betriebspunktparameter und Variationsgrößen bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 12 \text{ bar}$	101
6.2.4	relativer spezifischer Effektivverbrauch, Reib- und Ladungswechselmitteldruck sowie Variationskoeffizient des indizierten Mitteldruckes bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 12 \text{ bar}$	102
6.2.5	Reibmitteldrücke der verschiedenen Messreihen und Zylinderdruckverläufe der drei ausgewählten Vergleichs-Messpunkte bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 12 \text{ bar}$	104
6.2.6	Wirkungsgrade der Turbine, des Verdichters und des gesamten Turboladers sowie die Temperatur vor Turbine bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 12 \text{ bar}$	105
6.2.7	Verdichterkennfeld des verbauten HoneyWell-Turboladers	107
6.2.8	Ladungswechselverluste und Ladungswechselschleifen dreier ausgewählter Vergleichs-Messpunkte bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 12 \text{ bar}$	108

6.2.9	Verbrennungsschwerpunktlage, Brennverzug und Brenndauern bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 12 \text{ bar}$	109
6.2.10	Brenndauern, Brennverlauf und Verlauf der Gastemperatur der drei ausgewählten Messpunkte bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 12 \text{ bar}$	111
6.2.11	kumulierte Wandwärmeverluste der untersuchten Messreihen und indizierter Verlauf der Wandwärmeverluste für drei ausgewählte Messpunkte bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 12 \text{ bar}$	113
6.2.12	CO ₂ - und NO _x -Emissionen bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 12 \text{ bar}$	115
6.2.13	CO- und HC-Emissionen bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 12 \text{ bar}$.	116
6.2.14	Spülgefälle über den Motor, interne AGR-Rate und Verläufe der Gastemperatur für ausgewählte Vergleichspunkte bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 12 \text{ bar}$	117
6.2.15	normierte Partikelemissionen im Verdünnungsvolumen des Partikelzählers bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 12 \text{ bar}$	119
6.2.16	Veranschaulichung der Vergleichspunkte der Verlustteilung für die ES-Variation bei 0% AGR bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 12 \text{ bar}$	122
6.2.17	Verlustteilung für konventionelles & Miller-Brennverfahren bei AGR = 0%, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 12 \text{ bar}$	123
6.2.18	Druck- und Temperaturverlauf sowie indizierte und kumulierte Wandwärmeverluste bei konventionellem ES und Miller-Brennverfahren bei AGR = 0%, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 12 \text{ bar}$. .	125
6.2.19	Veranschaulichung der Vergleichspunkte der Verlustteilung für die AGR-Variation bei einem ES von ES = 174 °KW n. LW-OT bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 12 \text{ bar}$	128
6.2.20	Verlustteilung für konventionelles & AGR-Brennverfahren bei ES = 174 °KW n. LW-OT, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 12 \text{ bar}$. .	129
6.2.21	Druck- und Temperaturverlauf sowie indizierte und kumulierte Wandwärmeverluste bei konventionellem und AGR-Brennverfahren bei ES = 174 °KW n. LW-OT, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 12 \text{ bar}$	131

Nomenklatur

Abkürzungen

ATL	Abgasturbolader
AGN	Abgasnachbehandlung
AGR	Abgasrückführung
AS	Auslass schließt
BV	Brennverzug
CFD	Computational Fluid Dynamics
CO	Kohlenstoffmonoxid
COV	Variations-Koeffizient des indizierten Mitteldruckes
CO ₂	Kohlenstoffdioxid
EÖ	Einlass öffnet
ES	Einlass schließt
EGR	exhaust gas recirculation (Abgasrückführung)
ETK	Emulator Tastkopf
FES	frühes Einlassschließen
FID	Flammen-Ionisations-Detektor
HC	(unverbrannte) Kohlenwasserstoffe
H ₂	Wasserstoff
H ₂ O	Wasser
KW	Kurbelwinkel
LIF	Laser-induzierte Fluoreszenz
LW	Ladungswechsel
LW-OT	oberer Totpunkt des Ladungswechsels

NEFZ	Neuer Europäischer Fahr-Zyklus
NO _x	Stickoxide
OH	Hydroxygruppe
O ₂	Sauerstoff
RDE	Real Driving Emissions
s_L	laminare Flammgeschwindigkeit
TKE	turbulente kinetische Energie
UT	unterer Totpunkt
VTG	variable Turbinen-Geometrie
WLTC	Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Cycle
ZG	Zustandsgröße
ZOT	oberer Totpunkt der Zündung
ZZP	Zündzeitpunkt

Verzeichnis der Formelzeichen

Formelzeichen	Bedeutung	Einheit
A	wärmeübertragende Fläche	m^2
A_{ges}	wärmeübertragende Gesamt-Fläche	m^2
A_{BRDach}	wärmeübertragende Fläche des Brennraumdaches	m^2
A_{Kolben}	wärmeübertragende Fläche des Kolbens	m^2
$A_{Feuersteg}$	wärmeübertragende Fläche des Feuerstegs	m^2
A_{Buchse}	wärmeübertragende Fläche der Buchse	m^2
AGR	Abgasrückführrate	$\frac{cm}{s}$
B_m	Maximum der laminaren Flammgeschwindigkeit	$\frac{cm}{s}$
BV	Brennverzug	ms/KW
B_λ	kraftstoffabhängiger Faktor zur Bestimmung der laminaren Flammgeschwindigkeit	$\frac{cm}{s}$
C	Faktor zur Bestimmung der turbulenten Flammgeschwindigkeit nach Damköhler	1
CO_{gl}	CO-Konzentration im Abgas	ppm
$CO_{spez.}$	spezifische CO-Konzentration im Abgas	$\frac{g}{kWh}$
CO_V	CO-Konzentration zur Berechnung des tatsächlich wirksamen Verbrennungsluftverhältnisses	ppm
$CO_{2,spez.}$	spezifische CO ₂ -Konzentration im Abgas	$\frac{g}{kWh}$
C_1	Konstante 1 zur Berechnung des Wärmeübergangs-Koeffizienten	1
C_2	Konstante 2 zur Berechnung des Wärmeübergangs-Koeffizienten	$\frac{m}{s \cdot K}$
H	Enthalpie	J
HC	Emissionen an unverbrannten Kohlenwasserstoffen	ppm
$HC_{spez.}$	spezifische HC-Konzentration im Abgas	$\frac{g}{kWh}$
H_u	Kraftstoff-Heizwert	$\frac{MJ}{kg}$
L_{min}	stöchiometrischer Luftbedarf	$\frac{kgLuft}{kgKraftstoff}$

Nomenklatur

$NO_{x, spez.}$	spezifische NO_x -Konzentration im Abgas	$\frac{g}{kWh}$
P_{th}	Leistung des theoretischen Prozesses	W
$PartAnz_{VDV}$	relative Partikel-Anzahl im Verdünnungs-Volumen des Partikel-Zählers	%
Q_W	Wandwärme	J
R	Gaskonstante	$\frac{J}{kg \cdot K}$
$R_{Luft, id.}$	Gaskonstante für ideale Luft unter Normbedingungen	$\frac{J}{kg \cdot K}$
T	Temperatur	K
T_{ES}	Temperatur bei Einlass-Schließen	K
T_G	mittlere Temperatur des Arbeitsgases	K
T_u	Temperatur der Edukte	K
T_{vT}	Temperatur vor Turbine	°C
$T_{W, i}$	Wandtemperatur des Bauteiles i	K
T_{Zyl}	Gas-Temperatur im Zylinder	K
T_{ZZP}	Temperatur zum Zündzeitpunkt	K
T_0	Temperatur unter Normbedingungen ($T_0 = 298,15 \text{ K}$)	K
TKE	TKE	$\frac{m^2}{s^2}$
TKE_{ZZP}	TKE zum Zündzeitpunkt	$\frac{m^2}{s^2}$
U	innere Energie	J
V	Volumen	m^3
V_c	Kompressions-Volumen des Einzelzylinders	m^3
V_{ES}	Volumen bei Einlass-Schließen	m^3
V_h	Hub-Volumen des Einzelzylinders	m^3
$V_{\varphi_{50}}$	Volumen beim 50%-Umsatzpunkt	m^3
W	Arbeit	J
W_{HD}	Arbeit des Hochdruck-Kreisprozesses	J
W_{LW}	Arbeit des Ladungswechsel-Kreisprozesses	J
W_{th}	Arbeit des theoretischen Prozesses	J
W_{uuV}	Arbeit des Vergleichsprozesses unter Berücksichtigung unvollständiger und unvollkommener Verbrennung	J

WWU_{ind}	indizierter Wandwärmeverlust	$\frac{J}{kg \cdot KW}$
a	Faktor im Brennverzugsmodell	1
a_{Takt}	Taktzahl (Viertakt-Motor: $a = 2$)	1
b	Exponent zur Wichtung des TKE-Einflusses im Brennverzugs-Modell	1
b_e	effektiver, spezifischer Kraftstoffverbrauch	$\frac{g}{kW/h}$
$b_{e,norm}$	normierter, effektiver, spezifischer Kraftstoffverbrauch	$\frac{g}{kW/h}$
b_i	indizierter, spezifischer Kraftstoffverbrauch	$\frac{g}{kW/h}$
c	Exponent zur Wichtung des Einflusses der laminaren Flammengeschwindigkeit im Brennverzugs-Modell	1
c_p	isobare Wärmekapazität	$\frac{J}{kg \cdot K}$
$c_{p,Luft,id.}$	isobare Wärmekapazität für ideale Luft unter Normbedingungen	$\frac{J}{kg \cdot K}$
c_m	mittlere Kolbengeschwindigkeit	$\frac{m}{s}$
c_R	Einflussfaktor des Restgases auf die Flammengeschwindigkeit	1
c_u	Drallgeschwindigkeit	$\frac{m}{s}$
c_v	isochore Wärmekapazität	$\frac{J}{kg \cdot K}$
$c_{v,Luft,id.}$	isochore Wärmekapazität für ideale Luft unter Normbedingungen	$\frac{J}{kg \cdot K}$
d	Exponent zur Wichtung des Einflusses der Zylinder-Gasmasse im Brennverzugs-Modell	1
d_{Zyl}	Zylinder-Bohrung	m
f_i	Faktoren für das Brennverzugs-Modell	1
$f_{m_{Zyl}}$	Faktor zur Berücksichtigung der Zylindergas- masse für das Brennverzugs-Modell	1
f_R	Luftverhältnis des Restgases	1
f_{sL}	Faktor zur Berücksichtigung der laminaren Flammengeschwindigkeit für das Brennverzugs- Modell	1
f_{TKE}	Faktor zur Berücksichtigung der TKE für das Brennverzugs-Modell	1

Nomenklatur

h	spezifische Enthalpie	$\frac{J}{kg}$
$h_{V,E}$	Hub des Einlassventils	mm
$iAGR$	interne AGR-Rate	%
k	turbulente kinetische Energie	$\frac{m^2}{s^2}$
m	Masse	kg
m_{ES}	Masse im Zylinder bei Einlass-Schließen	kg
m_K	Kraftstoffmasse im Zylinder	kg
m_L	Luftmasse im Zylinder	kg
$m_{Restgas}$	Restgasmasse im Zylinder	kg
$\dot{m}_{V,red.}$	reduzierter Massenstrom über den Verdichter	$\frac{kg}{s}$
m_{Zyl}	Zylindergasmasse	kg
n	Polytopen-Exponent	1
n_{Dreh}	Drehzahl	min^{-1}
p	Druck	mbar
p_{ES}	Druck bei Einlass-Schließen	bar
p_{me}	Effektivmitteldruck	bar
$p_{mi,LW}$	Ladungswechsel-Mitteldruck	bar
p_{mr}	Reib-Mitteldruck	bar
p_{Rail}	Einspritzdruck	bar
p_{Saug}	Saugrohrdruck	mbar
p_{Zyl}	Zylinderdruck	bar
p_{ZZP}	Druck zum Zündzeitpunkt	bar
p_0	Druck unter Normbedingungen ($p_0 = 1013 \text{ mbar}$)	mbar
q_{zu}	spezifisch zugeführte Energiemenge	$\frac{J}{kg}$
s_l	laminare Flammgeschwindigkeit	$\frac{cm}{s}$
$s_{l,0}$	laminare Flammgeschwindigkeit bei atmosphärischen Bedingungen	$\frac{cm}{s}$
$s_{t,Damköhler}$	turbulente Flammgeschwindigkeit nach Damköhler	$\frac{cm}{s}$
$s_{t,FES}$	turbulente Flammgeschwindigkeit beim FES-Brennverfahren	$\frac{cm}{s}$
$s_{t,Shchelkin}$	turbulente Flammgeschwindigkeit nach Shchelkin	$\frac{cm}{s}$

t_{BV}	Brennverzug	ms
t_{LZS}	Ladezeit der Zündspule	ms
u'	lokales Turbulenz-Niveau	$\frac{m}{s}$
w	Faktor zur Wichtung der Kolbengeschwindigkeit bei der Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten	$\frac{m}{s}$
w_{th}	Energiedichte des theoretischen Prozesses	bar
$x_{CO_2, Abgas}$	CO ₂ -Konzentration im Abgas	1
$x_{CO_2, Luft}$	CO ₂ -Konzentration in der Luft	1
$x_{CO_2, Saugrohr}$	CO ₂ -Konzentration im Saugrohr	1
\tilde{x}_{RG}	Restgas-Anteil	1

Griechische Symbole

$\Delta_R H_B$	Brutto-Reaktionsenthalpie des Brennstoffes	J
$\Delta_R H_{B, zu}$	zugeführte Brutto-Reaktionsenthalpie des Brennstoffes	J
$\Delta_R H_{B, zu, max}$	maximal zugeführte Brutto-Reaktionsenthalpie des Brennstoffes	J
$\Delta_R H_{B, zu, real}$	real zugeführte Brutto-Reaktionsenthalpie des Brennstoffes	J
Δbe_{CO}	Verlust im spezifischen Effektiv-Verbrauch durch CO-Emissionen	$\frac{g}{kWh}$
Δbe_{HC}	Verlust im spezifischen Effektiv-Verbrauch durch HC-Emissionen	$\frac{g}{kWh}$
$\Delta_R h_{B, zu}$	spezifische zugeführte Brutto-Reaktionsenthalpie des Brennstoffes	$\frac{J}{kg}$
Δp_{Motor}	Spülgefälle über den Motor	mbar
$\Delta \eta$	Wirkungsgrad-Differenz	%-Pkt.
$\Delta \eta_{LW}$	Wirkungsgrad-Verlust durch den Ladungswechsel	1
$\Delta \eta_{Reibung}$	Wirkungsgrad-Verlust durch Reibung	1
$\Delta \varphi_{BV, ger.-gem.}$	Differenz zwischen gerechnetem und gemessenem Brennverzug	°KW

Nomenklatur

$\Delta t_{BV,zul}$	zulässige Differenz zwischen gerechnetem und gemessenem Brennverzug	ms
$\Delta \varphi_{ZZP}$	Zündwinkel-Differenz	°KW
$\Delta \varphi_{50}$	Differenz des 50%-Umsatzpunktes	°KW
ΣWWU	kumulativer Wandwärmeverlust	kW
α	erster Exponent bei der Bestimmung der laminaren Flammengeschwindigkeit	1
α_{BR}	Wärmeübergangs-Koeffizient im Brennraum	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$
α_W	Wärmeübergangs-Koeffizient zur Berechnung der Wandwärmeverluste	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$
β	zweiter Exponent bei der Bestimmung der laminaren Flammengeschwindigkeit	1
ϵ	Verdichtungsverhältnis	1
η	Wirkungsgrad	1
η_{ATL}	Gesamt-Wirkungsgrad des Abgasturboladers	1
η_i	indizierter Wirkungsgrad des Real-Prozesses	1
η_{th}	Wirkungsgrad des theoretischen Prozesses	1
$\eta_{Tu,mech.}$	Gesamt-Wirkungsgrad der Turbine	1
η_u	Gesamt-Umsetzungsgrad des Kraftstoffes	1
η_{uuV}	Wirkungsgrad des Vergleichsprozesses unter Berücksichtigung unvollkommener und unvollständiger Verbrennung	1
$\eta_{u,CO}$	CO-Umsetzungsgrad errechnet aus den den CO-Emissionen	1
$\eta_{u,HC}$	HC-Umsetzungsgrad errechnet aus den den HC-Emissionen	1
η_{VD}	Wirkungsgrad des Verdichters	1
κ	Isentropen-Exponent	1
$\kappa_{Gemisch}$	Isentropen-Exponent des Gemisches aus Kraftstoff, Luft und Abgas	1
$\kappa_{Luft,id.}$	Isentropen-Exponent für ideale Luft unter Normbedingungen	1
κ_{rL}	Isentropen-Exponent des Vergleichsprozesses	1

	unter Berücksichtigung realer Ladung	
λ	Verbrennungsluftverhältnis	1
λ_{gl}	globales Verbrennungsluftverhältnis im Zylinder	1
λ_m	Verbrennungsluftverhältnis bei maximaler laminarer Flammengeschwindigkeit	1
λ_V	nach <i>Bargende</i> tatsächlich wirksames Verbrennungsluftverhältnis	1
φ	Kurbelwinkel	°KW
φ_{TBR}	Kurbelwinkel, bei bestimmter Gas-Temperatur im Brennraum	°KW n. ZOT
φ_{WWK}	Kurbelwinkel, bei bestimmtem Wandwärmeübergangs-Koeffizienten	°KW n. ZOT
$\varphi_{5\%}$	Kurbelwinkel, bei dem 5 % der Kraftstoffmasse umgesetzt sind	°KW n. ZOT
φ_{5-50}	Brenndauer von 5 bis 50 % umgesetzter Kraftstoffmasse	°KW
$\varphi_{50\%}$	Kurbelwinkel, bei dem 50 % der Kraftstoffmasse umgesetzt sind	°KW n. ZOT
$\varphi_{50,Opt.}$	optimaler Kurbelwinkel, bei dem 50 % der Kraftstoffmasse umgesetzt sind	°KW n. ZOT
φ_{50-90}	Brenndauer von 50 bis 90 % umgesetzter Kraftstoffmasse	°KW

Indizes

AGR	betrifft Brennverfahren mit AGR	abh. v. ZG
Miller	betrifft das Miller-Brennverfahren	abh. v. ZG
eff	effektiv	abh. v. ZG
konv.	konventionelle Prozessführung	abh. v. ZG
m	„mit“	abh. v. ZG
max	Maximum	abh. v. ZG
min	Minimum	abh. v. ZG
o	„ohne“	abh. v. ZG

Nomenklatur

ref	Referenz	abh. v. ZG
1,2,3,4	Punkte i des Vergleichsprozesses	abh. v. ZG

1. Motivation und Zielsetzung der Arbeit

Die mit der Ressourcenverknappung und -verteuerung einher gehende Notwendigkeit nach immer umweltverträglicheren und effizienteren Fahrzeugen resultiert in beständig weiter verschärfte Abgas-Vorschriften mit entsprechend ambitionierten Anforderungen hinsichtlich der Schadstoff- und CO₂-Emissionen des Verbrennungsmotors. Vor diesem Hintergrund werden in Zukunft ausschließlich höchst-effiziente und sehr schadstoffarme Aggregate den Weg in die weltweit wichtigsten und am strengsten limitierten Märkte in den USA, Chinas und der EU finden. Konträr dazu muss dem Kundenwunsch nach steigendem Komfort und Fahrdynamik sowie diversen Kostenzielen, sowohl innerhalb der Unternehmen, als auch beim Kunden entsprochen werden. Die vorliegende Arbeit liefert zweierlei Beitrag, die künftige Motorenentwicklung weiterhin in diesem sehr angespannten Zieldreieck zu halten. Einerseits führt die steigende Komplexität des Gesamtsystems „Fahrzeug-Antrieb“ dazu, dass neue Motorkonzepte in signifikantem Umfang in einer virtuellen Produktentwicklung abgebildet werden müssen. Diese virtuellen Methoden sind durch den gesamten Produkt-Entwicklungs-Prozess weit verbreitet und mittlerweile etablierte und anerkannte Werkzeuge. Ein Standardwerkzeug ist hierbei die Prozessanalyse auf Basis einer 0D-Simulation der Verbrennung, die bei überschaubarer Rechenzeit und guter Genauigkeit eine detaillierte Analyse der Energieumsetzung im Brennraum ermöglicht. Bisher ist der Brennverzugs in solchen Simulationen unbekannt. *Wiese* zeigt in [Wie09] ein Brennverzugsmodell, welches den Brennverzug auf Basis sehr detaillierter 3D-CFD-Simulationen errechnen kann. Ziel des in dieser Arbeit gezeigten, teil-physikalischen und auf Versuchsdaten basierenden Brennverzugs-Modells ist es, die Vorteile der deutlich geringeren Rechenzeit

einer 0D-Prozessanalyse beizubehalten. Der Brennverzug soll trotz signifikant eingeschränkter Datenbasis, v.a. im Hinblick auf die lokale Verteilung einzelner Einflussgrößen auf die Verbrennung im Brennraum, korrekt errechnet werden. Weiterhin kommt das Modell bei sehr guter Ergebnisqualität in Bezug auf die Brennverzugs-Berechnung mit einem minimalen Parametersatz aus, um auch für eine online-Prozess-Simulation geeignet zu sein.

Neben diesem Beitrag zur weiteren Verbesserung der Simulation der Verbrennungsabläufe, arbeitet die vorliegende Dissertation andererseits experimentell ein Optimierungspotential für bisher bestehende Brennverfahren heraus. Aktuell wird den immer weiter verschärften CO₂- und Schadstoff-Emissions-Vorschriften am Ottomotor herstellerübergreifend mit dem Miller-Brennverfahren begegnet. *Demmelbauer et al.* zeigen in [DEPGW17] ein solches Konzept von Volkswagen. In der vorliegenden Dissertation wird zusätzlich zum Miller-Brennverfahren das Potential einer externen und gekühlten Niederdruck-AGR gezeigt, mit der die CO₂- und Schadstoff-Emissionen bei zielführender Kombination beider Brennverfahren signifikant abgesenkt werden können.

2. Stand der Brennverfahrenstechnik

Die physikalischen und chemischen Prozesse innerhalb des Zylinders beeinflussen die ottomotorische Verbrennung maßgeblich. Einerseits wird die Flammenausbreitung in einem Ottomotor signifikant von der Zylinderinnenströmung und der sich daraus ergebenden Turbulenzintensität beeinflusst. Andererseits bilden die chemischen Reaktionen der Kohlenwasserstoffe die Grundlage der Enthalpiefreisetzung des Kraftstoffes im Brennraum. Daher werden im folgenden Kapitel die chemischen und physikalischen Grundlagen der ottomotorischen Energieumsetzung erläutert. Basierend darauf erfolgt eine detaillierte theoretische Betrachtung der Einflussnahme auf die Verbrennung durch Miller- und AGR-Brennverfahren.

2.1 Die motorische Verbrennung

Die im Kraftstoff chemisch gebundene Energie wird verbrennungsmotorisch längs einer Flammenfront in thermische Energie umgesetzt. Diese Flammenfront bewegt sich mit zunehmendem Verbrennungsfortschritt durch das Gemisch, bevor sie am Ende der Verbrennung die Brennraumwände erreicht. Hierbei bestimmt die Zylinderinnenströmung im Gegensatz zur Geschwindigkeit der chemischen Einzelreaktionen die Ausbreitung der Flammenfront maßgeblich. Die Reaktionseigenschaften des Kraftstoff-Luft-Gemisches sind hier in geringerem Maße wirksam. Daraus kann abgeleitet werden, dass die ottomotorische Verbrennung im Wesentlichen von der Ladungsbewegung und dem resultierenden Turbulenzniveau

getrieben wird. [Hei11] Zur Charakterisierung des Flammenfortschritts im Brennraum können die laminare und turbulente Flammengeschwindigkeit herangezogen werden.

Laminare Flammengeschwindigkeit

Da die laminare Flammengeschwindigkeit zur Beschreibung des Verbrennungsbeginns dient und die beschreibenden Gleichungen die Grundlage unterschiedlicher Modelle sind, besitzt sie bzgl. der Verbrennungsmodellierung einen sehr grundlegenden Charakter. Grundsätzlich beschreibt die laminare Flammengeschwindigkeit die Flammenausbreitung in einem ruhenden Luft-Kraftstoff-Gemisch [Hei11]. *Metgalchi* und *Keck* beschreiben die laminare Flammengeschwindigkeit in [MK82] folgendermaßen:

$$s_l = s_{l,0} \cdot \left(\frac{T_u}{T_0}\right)^\alpha \cdot \left(\frac{p}{p_0}\right)^\beta \cdot (1 - c_R \cdot f_R) \quad (2.1.1)$$

Hierin sind T_0 und p_0 Temperatur und Druck unter Normbedingungen ($T_0 = 298,15\text{ K}$ und $p_0 = 1013\text{ mbar}$). f_R beschreibt das Luftverhältnis des Restgases und c_R den Einfluss des Restgases auf die Flammengeschwindigkeit.

	α [1]	β [1]	Gültigkeitsbereiche		
			λ [1]	T [K]	p [bar]
Metgalchi und Keck	$2,18 - 0,8 \left(\frac{1}{\lambda} - 1\right)$	$-0,16 + 0,22 \left(\frac{1}{\lambda} - 1\right)$	0,83 - 1,25	298 - 700	0,4 - 5
Gülder	1,56	-0,22	0,83 - 1,25	300 - 700	1 - 8
Bradley et al.	1,07 ; 1,01	-0,282 ; -0,348	1 - 1,25	358 - 450	1 - 10
Müller et al.	2	-0,27	1	298 - 800	1 - 40

Abbildung 2.1.1: Parameter der laminaren Flammengeschwindigkeit für Iso-Oktan [Hei11], [MK82]

Abbildung 2.1.1 zeigt die von *Metgalchi* und *Keck*, *Gülder*, *Bradley et al.* sowie *Müller et al.* in [MK82], [Gül82], [BHL⁺98] und [MBP97] ermittelten Parameter der laminaren Flammengeschwindigkeit.

Die in Formel (2.1.1) verwendete laminare Flammgeschwindigkeit bei atmosphärischen Bedingungen $s_{l,0}$ errechnen *Metghalchi* und *Keck* aus:

$$s_{l,0} = B_m + B_\lambda \left(\frac{1}{\lambda} - \frac{1}{\lambda_m} \right)^2 \quad (2.1.2)$$

Hierin sind B_m , B_λ und λ_m kraftstoffabhängige Größen. Dabei wird das Maximum B_m der laminaren Flammgeschwindigkeit $s_{l,0}$ bei dem Verbrennungsluftverhältnis λ_m erreicht. *Metghalchi* und *Keck* weisen für die vier von ihnen untersuchten Kraftstoffe die in Abbildung 2.1.2 gezeigten Werte aus.

Kraftstoff	B_m [cm/s]	B_λ [cm/s]	λ_m [1]
Methanol	36,9	-140,5	0,90
Propan	34,2	-138,7	0,93
Iso-Oktan	26,3	-84,7	0,88
Benzin	30,5	-54,9	0,83

Abbildung 2.1.2: Kraftstoffabhängige Parameter der laminaren Flammgeschwindigkeit unter Normbedingungen [Hei11], [MK82]

Den in Formel (2.1.2) gezeigten Zusammenhang veranschaulicht Abbildung 2.1.3 graphisch.

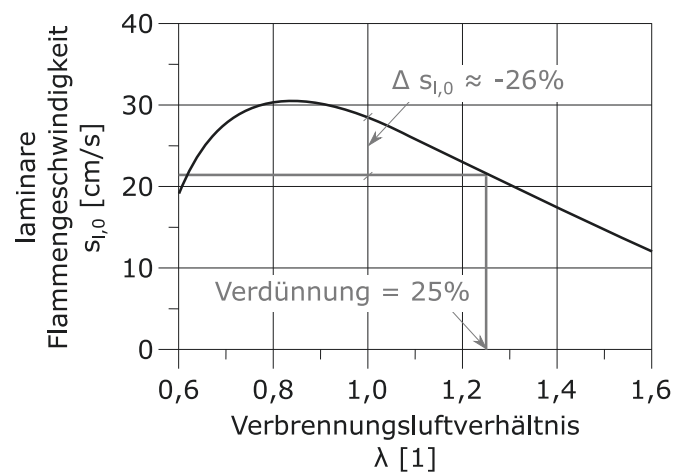


Abbildung 2.1.3: Laminare Flammgeschwindigkeit für Benzin in Abhängigkeit des Verbrennungsluftverhältnisses unter Normbedingungen [Hei11]

2. Stand der Brennverfahrenstechnik

Ersichtlich ist das Maximum der laminaren Flammgeschwindigkeit beim Verbrennungsluftverhältnis $B_m = 0,83$. Ebenso zeigt sich in Richtung überstöchiometrischer Gemische ein deutlich kleinerer Gradient der laminaren Flammgeschwindigkeit als bei unterstöchiometrischen Gemischen. Eine 25 %-ige Verdünnung mit Luft führt hier bspw. im Vergleich zu stöchiometrischen Bedingungen zu einer Verringerung der laminaren Flammgeschwindigkeit von ca. 26 %.

Am verwendeten Versuchs-Aggregat wird kennfeldweit ein stöchiometrischer Betrieb realisiert. Die Verdünnung erfolgt nicht mit Luft, sondern mit Abgas. Den Einfluss einer Verdünnung des Kraftstoffdampf-Luft-Gemisches mit Abgas im für den Motorbetrieb relevanten Bereich formuliert *Rhodes* in [RK85] unabhängig von Druck, Temperatur und Luftverhältnis der unverbrannten Zone mit einer Erweiterung von Gleichung (2.1.1):

$$s_l(\tilde{x}_{RG}) = s_l(\tilde{x}_{RG} = 0) \cdot (1 - 2,06 \cdot (\tilde{x}_{RG})^{0,77}) \quad (2.1.3)$$

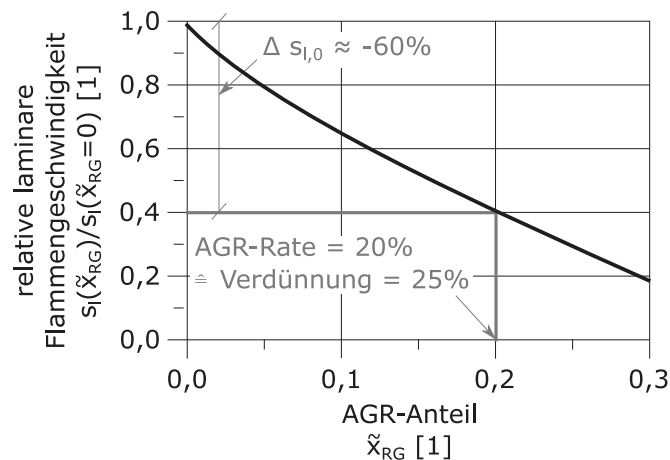


Abbildung 2.1.4: Laminare Flammgeschwindigkeit in Abhängigkeit der Verdünnung mit Abgas [RK85], [Hei11]

Abbildung 2.1.4 veranschaulicht den in Gleichung (2.1.3) gezeigten Zusammenhang graphisch. Bei einem Verdünnungsäquivalent von 25 % ergibt sich bei der Verdünnung der Zylinderladung mit Abgas ggü. der Verdünnung mit Luft eine deutlich größere Verringerung der laminaren Flammgeschwindigkeit von ca. 60 %.

Die laminare Flammengeschwindigkeit geht als wichtiges Charakteristikum der ottomotorischen Verbrennung in das im Kapitel 5 hergeleitete Brennverzugsmodell ein. Hierzu wird sie, wie *Perlman* in [Per15] vorstellt, in Abhängigkeit von Druck und Temperatur zum ZZZ, Verbrennungsluftverhältnis und AGR-Rate ermittelt.

Turbulente Flammengeschwindigkeit

Die ottomotorische Verbrennung wird nach einer laminaren Startphase hauptsächlich von der Turbulenz im Brennraum getrieben. Maßgeblich ist hierbei die Interaktion der Flamme mit den durch die Ladungsbewegung im Brennraum entstehenden Wirbeln. Diese faltet die Flammenfront, was im Resultat zu einer Vergrößerung der Flammenober- und reaktiven Fläche führt. Die vergrößerte Flammenfront breitet sich der Modellvorstellung nach lokal weiter mit laminarer Flammengeschwindigkeit aus, sodass sich die effektive Flammengeschwindigkeit auf Grund der beschriebenen Vergrößerung der Flammenoberfläche erhöht. Abbildung 2.1.5 illustriert eine vorwiegend laminare (links) und turbulente Flamme (rechts).

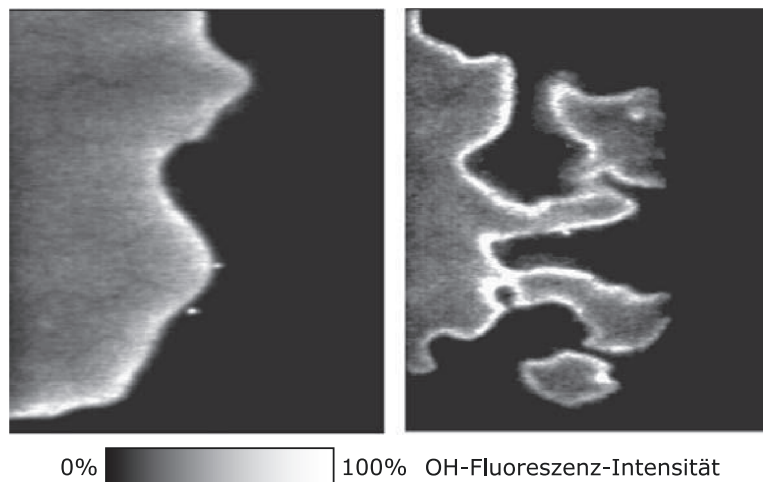


Abbildung 2.1.5: 2D-Laser-Lichtschnitt (OH-LIF) im Brennraum eines Ottomotors zur Illustration einer vorwiegend laminaren (links) und turbulenten Flamme (rechts) [BMW⁺90]

Zur Beschreibung der am Ottomotor für den Flammenfortschritt maßgeblichen turbulenten Flammengeschwindigkeit schlagen *Damköhler* und *Shchelkin* in [Dam26]

und [Shc43] sehr ähnliche Ansätze vor, die in den Gleichungen (2.1.4) und (2.1.5) gezeigt sind.

$$s_{t,Damköhler} = \left(1 + C \cdot \frac{u'}{s_l}\right) \cdot s_l \quad (2.1.4)$$

$$s_{t,Shchelkin} = \sqrt{1 + 4 \cdot \frac{u'}{s_l}} \cdot s_l \quad (2.1.5)$$

Bei beiden Ansätzen ist u' das lokale Turbulenzniveau. *Merker* gibt hierfür in [MSSO04] folgenden Zusammenhang an:

$$u' = \sqrt{\frac{2 \cdot k}{3}} \quad (2.1.6)$$

Beide Ansätze weisen somit die turbulente kinetische Energie k als maßgeblichen Einflussfaktor auf die turbulente Flammgeschwindigkeit aus.

2.2 Niederdruck-Abgasrückführung

Der folgende Abschnitt erläutert die generellen Wirkmechanismen der AGR. Prinzipiell wird zwischen interner und externer AGR unterschieden, wobei die externe AGR als Hoch- oder Niederdruck-System ausgelegt sein kann. Jeder dieser drei Arten der AGR sind unterschiedliche Vor- und Nachteile bspw. in Bezug auf konstruktive Anforderungen oder die innermotorische Energieumsetzung inhärent. Abbildung 2.2.1 zeigt schematisch die unterschiedlichen Möglichkeiten zur AGR.

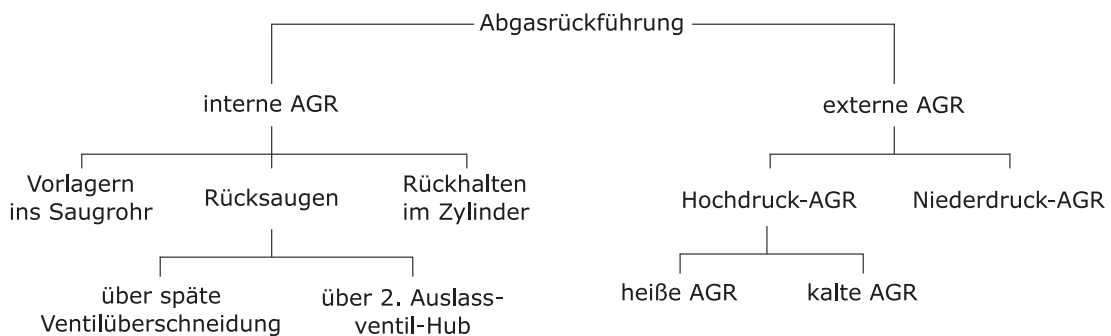


Abbildung 2.2.1: Übersicht über die möglichen AGR-Pfade

Das primäre Ziel der AGR am Ottomotor liegt in der Absenkung des Kraftstoffverbrauches. Hauptsächlich dient die AGR hierbei als Klopfschutz, was signifikant frühere Verbrennungsschwerpunktlagen erlaubt. Weiterhin dient die AGR dazu, die Stickoxid-Emissionen auch vor dem Hintergrund der Emissionsmessung im Realfahrbetrieb (RDE) konsequent abzusenkten. [Gol05]

Anders als beim Dieselmotor wird die AGR am Ottomotor unter der Forderung eines zur Abgasnachbehandlung notwendigen, konstanten Verbrennungsluftverhältnisses von $\lambda = 1,0$ additiv verwendet und erhöht somit die Ladungsmasse. Um das Verbrennungsluftverhältnis und die angesaugte Luftmasse bei steigender AGR-Rate konstant zu halten, muss der Saugrohrdruck erhöht werden. Damit sinken die Ladungswechselperluste im Teillastbetrieb des Motors, was sich günstig auf den Teillast-Wirkungsgrad auswirkt [Gol05]. Ein weiterer Effekt der erhöhten Ladungsmasse ist nach *Funk* in [Fun01] die damit verbundene Absenkung des Sauerstoffanteils und -partialdruckes in der Zylinderladung. Dies verringert, wie bereits in Abschnitt 2.1 gezeigt, die laminare und turbulente Flammgeschwindigkeit. Damit verlängert die AGR die Brenndauern. *Ladommatos et al.* identifizieren in [LAZH96a] den sog. Verdünnungs- oder Inertgaseffekt als größten Beitrag zur temperatursenkenden Wirkung durch die AGR. Die extern rückgeführten und chemisch bereits umgesetzten Abgasbestandteile nehmen als Inertgas nicht an der Verbrennung teil; interne AGR hingegen kann auf Grund seiner vergleichsweise hohen Temperatur und seinem Radikal-Gehalt nicht als Inertgas betrachtet werden. In Kombination mit der abgesenkten Flammgeschwindigkeit führt die zusätzliche Inertgasmasse dazu, dass sich die durch die Verbrennung freigesetzte Energie auf eine größere Zylinderladungsmasse verteilt. Im Ergebnis sinken das lokale und globale Temperaturniveau. [LAZH96a]

Das abgesenkte Temperaturniveau während der Verbrennung wirkt sich positiv auf den Wirkungsgrad des Motors aus. Die AGR ist durch das abgesenkte Temperaturniveau ein wirksames Mittel zur Absenkung der Wandwärmeverluste. Weiterhin zeigen *Kuberczyk* und *Ladommatos et al.* in [Kub08] und [LAZH96a], dass hohe Gastemperaturen zu einem ausgeprägten Anstieg der Wärmekapazitäten führen. Sie begründen dies mit der endothermen Dissoziation von H_2O und CO_2 in H_2 , O_2 und CO . Dabei wird dem Arbeitsgas Wärme entzogen und der Isentropenexponent abgesenkt. Als Folge verringern sich die verrichtete Arbeit und dementsprechend der Wirkungsgrad. Niedrige Gastemperaturen während

der Verbrennung führen also zu einer wirkungsgradgünstigen Kalorik. Darüber hinaus verringert die AGR über die abgesenkten Spitzentemperaturen während der Verbrennung die Stickoxid-Emissionen maßgeblich [Gol05]. *Ladommatos et al.* weisen hierzu in [LAZH96b], [LAZH97a] und [LAZH97b] aus, dass der Einfluss der Dissoziation auf die Stickoxid-Emissionen in etwa in der gleichen Größenordnung liegt wie der der Temperaturabsenkung durch die Ladungsverdünnung mit inertem Abgas.

Ein Effekt, der aus der beschriebenen Absenkung der Reaktivität und Temperatur der Zylinderladung mit steigenden AGR-Raten resultiert, ist ein deutlich abgesenktes Risiko irregulärer Verbrennungen am Ottomotor. Daraus ergibt sich im klopfbegrenzten Motorbetrieb die Möglichkeit, die Verbrennungsschwerpunktlage signifikant nach früh zu verlegen.

Die Grenzen der AGR bei der ottomotorischen Verbrennung ergeben sich aus der durch die AGR immer stärkere Verschleppung der Verbrennung. Die Entflammung wird mit steigenden AGR-Raten auf Grund der höheren Gemischdichte und sinkenden Reaktivität zunehmend erschwert. So führt die ausgeprägte Erhöhung der AGR-Raten zu immer stärkeren zyklischen Schwankungen bis hin zu Zündaussetzern. Ebenso erhöht die AGR die Emissionen an unverbrannten Kohlenwasserstoffen. [Gol05]

Die Abgasnachbehandlung mittels 3- und 4-Wege-Katalysator (3-Wege-Katalysator inkl. Partikelfilter) setzt die vermehrt emittierten HC-Emissionen allerdings derart effizient um, dass sie zu keinem Zeitpunkt bzgl. der gesetzlichen Emissionierung relevant werden. Wirkungsvolle Maßnahmen zur Steigerung der AGR-Verträglichkeit sind bspw. die Erhöhung der Zündenergien und eine konsequente Auslegung der Einlasskanäle und Brennraumgeometrie auf eine möglichst intensive Ladungsbewegung. Ottomotorisch zeigt sich hier ein deutlicher Vorteil bei der Ausprägung der Ladungsbewegung als Tumble im Gegensatz zu einem Drall.

Insgesamt wird die AGR am Ottomotor mit dem Ziel der Verbrauchssenkung implementiert. Sie bietet hauptsächlich Optimierungspotenziale in Bezug auf die Ladungswechsel- und Wandwärmeverluste, die Kalorik während der Verbrennung sowie die Stickoxid-Emissionen. Im klopfbegrenzten Motorbetrieb liegen die größten Verbrauchspotenziale in der möglichen Frühverschiebung der Verbrennungsschwerpunktlage durch ein deutlich abgesenktes Risiko der irregulären Verbrennung, wie bspw. Klopfen.

Abbildung 2.2.2 zeigt eine mögliche konstruktive Umsetzung der Niederdruck-AGR. Bei der Niederdruck-AGR wird das Abgas nach Turbine entnommen und der Frischluft vor dem Verdichter zugeführt. Über weite Kennfeldbereiche liegt somit ein zur AGR günstiges Druckgefälle zwischen Abgas- und Frischluftseite vor. [Gol05] Bei sehr kleinen Drehzahlen und Lasten kann es dazu kommen, dass Abgasdruck nach Turbine und Druck vor Verdichter auf ähnlichem Niveau liegen.

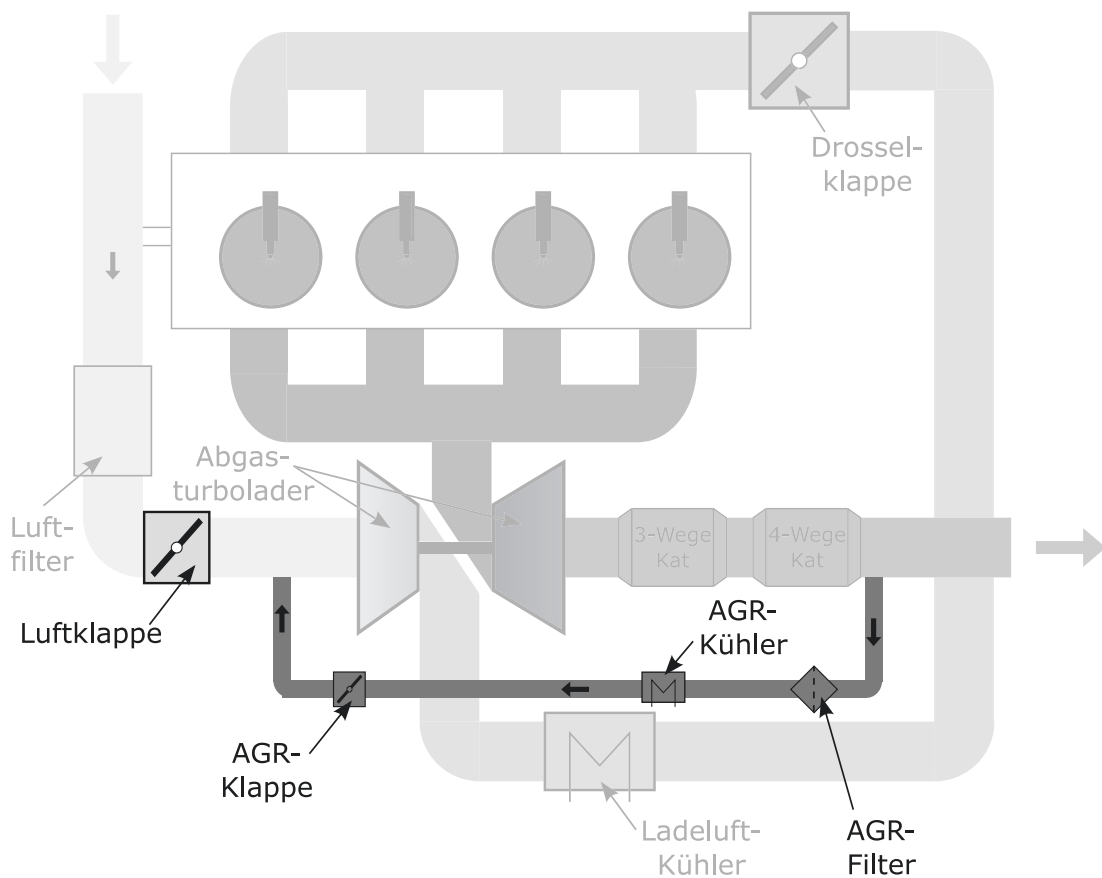


Abbildung 2.2.2: Veranschaulichung einer konstruktiven Möglichkeit zur externen Niederdruck-Abgasrückführung (übrige Fluidführungen und Bauteile ausgegraut)

Um dem Verbrennungsprozess trotzdem größere Mengen Abgas beimischen zu können, kann der Luftstrom vor Verdichter mit einer Luftklappe gedrosselt werden. Hierbei sind 30-50 mbar Druckdifferenz ausreichend, um die gewünschten AGR-Mengen zuverlässig einzuregeln. Da ein vollständig entdrosselter Betrieb im Niedriglast-Bereich am Ottomotor auch mit einem sehr hochvariablen Ventiltrieb auf der Einlassseite nicht zu realisieren ist, muss der Frischluftstrom auch ohne

AGR gedrosselt werden. Somit erhöht die Verlagerung eines Teils der Gesamtdrosselung vor Verdichter die Drosselverluste nicht. Ebenso wäre eine zusätzliche Aufstauung des Abgases denkbar, die allerdings zu erhöhten Ausschleiverlusten und vermehrt rückgehaltenem Restgas im Zylinder führt. Letzteres wird am Ottomotor v.a. in klopfbegrenzten Betriebsbereichen kritisch, die bei kleinen Drehzahlen bereits bei niedrigen Lasten erreicht werden können. Insgesamt zeichnet sich diese Konfiguration durch eine sehr genaue Regelbarkeit aus.

Die Entnahme des Abgases zur externen Niederdruck-AGR sollte erst nach Katalysator und Partikelfilter erfolgen. Somit wird das Risiko der Verlackung und Versottung an AGR-Kühler und AGR-Filter deutlich reduziert. Ebenso kann damit der Verdichter des Turboladers nicht nur vor Tropfenerosion, sondern auch vor dem ungünstigen Einfluss der vom Motor emittierten Partikel geschützt werden.

Nach Analyse der Vor- und Nachteile der verschiedenen Möglichkeiten zur AGR findet am Versuchsträger die gezeigte Variante der externen Niederdruck-AGR Verwendung.

2.3 Miller-Brennverfahren

Im folgenden Abschnitt werden die grundsätzlichen Wirkmechanismen eines Miller-Brennverfahrens hinsichtlich der sehr umfassenden Optimierungspotentiale der ottomotorischen Energieumsetzung erläutert. Als Miller-Steuerzeit wird im Rahmen dieser Arbeit ein ES vor UT definiert.

Im Teillastbetrieb ermöglicht der frühe ES, den Einlassvorgang auf höherem Druckniveau zu realisieren, was zur Entdrosselung mit entsprechend verringerten Ladungswechselverlusten führt [SBKG14] (Vgl. Abbildung 6.1.6 in Abschnitt 6.1.2). Im aufgeladenen Motorbetrieb liegt der Fokus hauptsächlich auf der Vorexpan- sion der Zylinderladung nach ES, die in deutlich geringere Ladungstemperaturen resultiert [BAS13]. Hierdurch können die kalorischen Eigenschaften der Zylinderladung während der Verbrennung verbessert werden [Kub08]. Ebenso wird damit die Klopfneigung reduziert. Letzteres ist vor dem Hintergrund der mit dem Downsizing der Motoren verbundenen deutlich ansteigenden thermischen und mechanischen Belastung und einer Anhebung der geometrischen Verdichtung zur Wirkungsgradverbesserung von enormer Wichtigkeit. Abbildung 2.3.1 zeigt hierzu

exemplarisch an einem Hochlast-Betriebspunkt, wie ein Miller-Brennverfahren am Ottomotor mit entsprechend verringerter Klopfneigung zur Verbesserung des Wirkungsgrades durch einen Frühzug der Verbrennung genutzt werden kann.

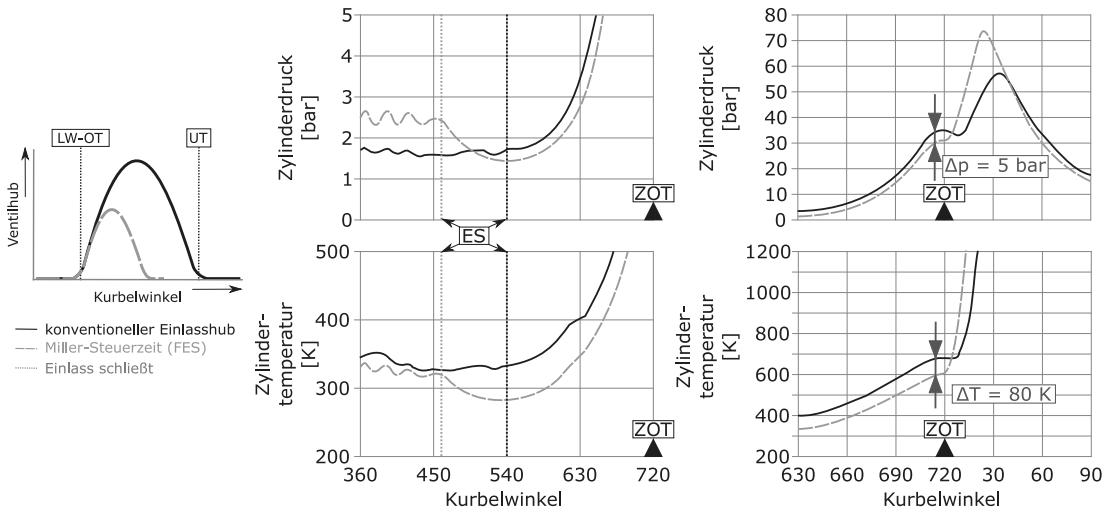


Abbildung 2.3.1: exemplarische Veranschaulichung der Wirkungsweise von Miller-Steuerzeiten an einem Auflade-Betriebspunkt nach [SBKG14]

Anders als am Dieselmotor liegt der Fokus des Miller-Brennverfahrens am Ottomotor nicht auf einer Optimierung der Emissionen, sondern vorrangig in der Wirkungsgradverbesserung und Leistungssteigerung [SBKG14].

Weiterhin ist zu beachten, dass ein Miller-Brennverfahren deutlich höhere Anforderungen an den Ladedruck und damit an die gesamte Auflade-Gruppe stellt. Vor allem der beim Miller-Brennverfahren mit konstantem Luftdurchsatz und erhöhtem Verdichter-Druckverhältnis einher gehenden Annäherung des Verdichter-Betriebspunktes an die Pumpgrenze (Vgl. Abbildung 6.2.7 in Abschnitt 6.2.1) sollte besondere Beachtung zukommen. Hierbei verschärft die konzeptionelle Umsetzung der meisten variablen Ventiltriebe die Anforderungen an die Auflade-Gruppe. Abbildung 2.3.1 (links) zeigt ein mit Frühverschiebung des ES abnehmenden Ventilhub. Dies ist aus Gründen der mechanischen Festigkeit des Ventiltriebes notwendig. Der sinkende Ventilhub bedingt erhöhte Ladungswechselverluste. Somit muss ein Miller-Brennverfahren als Kompromiss zwischen möglichst starkem Miller-Effekt und ausreichendem Ventilhub erfolgen. [BAS13]

Ein weiterer Aspekt des frühen ES ist die Beeinflussung der Ladungsbewegung. Hier weisen *Scheidt et al.* in [SBKG14] eine signifikante Verringerung der TKE

im Brennraum bei frühem ES aus, was mit den später im Abschnitt 6.1.2 in Abbildung 6.1.9 gezeigten Ergebnissen der Ladungsbewegung korreliert. Abbildung 2.3.2 illustriert diesen Zusammenhang exemplarisch an einem Saugbetriebspunkt bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 2 \text{ bar}$.

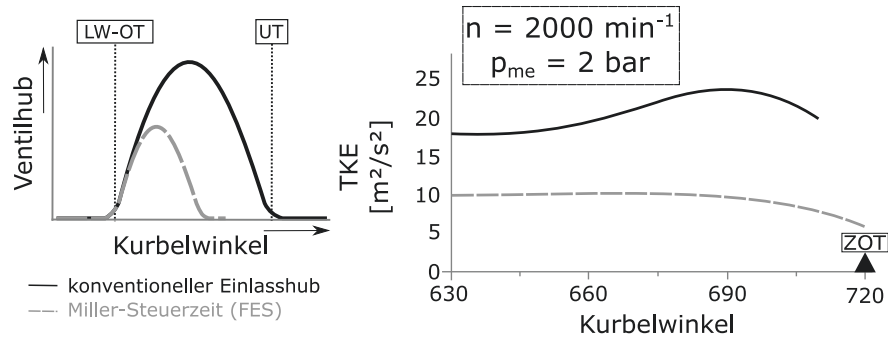


Abbildung 2.3.2: exemplarische Veranschaulichung der Wirkungsweise von Miller-Steuerzeiten an einem Auflade-Betriebspunkt nach [SBKG14]

Es ist zu sehen, dass eine Frühverschiebung des ES mit entsprechend verringertem Ventilhub dazu führt, dass das Turbulenzniveau signifikant negativ beeinflusst wird. Als Resultat weisen *Scheidt et al.* für die ottomotorische, turbulenzgetriebene Energieumsetzung in [SBKG14] längere Brenndauern und eine geringere Restgasverträglichkeit aus. Die Ursache dieser Beeinträchtigung der TKE findet sich in einer deutlich längeren Dissipationszeit des Tumbles, die in eine verstärkte Umwandlung von TKE in Wärme bis zum ZZP resultiert. Die Verlängerung der Brenndauer kann hierbei derart signifikant ausfallen, dass sie zum vorzeitigen Erlöschen der Flamme führt und somit auch den Umsetzungs-Wirkungsgrad beeinträchtigt. [SBKG14]

Die Ausführungen hochvariabler Ventiltriebe, die ausgeprägte Miller-Steuerzeiten erlauben, kann mechanisch (UniValveTM, KSPG GmbH [Pie17]), elektrisch oder hydraulisch (UniAirTM, Schaeffler-Gruppe [SGH10]) erfolgen.

Insgesamt bieten Miller-Steuerzeiten die Möglichkeit, den Saugbetrieb des Motors deutlich zu entdrosseln.

Im Auflade-Betrieb dienen die Miller-Steuerzeiten zur Absenkung der Ladungstemperatur. Hieraus ergeben sich am Ottomotor mehrere Vorteile. Die Klopfneigung wird abgesenkt, wodurch die geometrische Verdichtung angehoben werden

kann, die kalorischen Eigenschaften während der Verbrennung werden verbessert und die Leistung des Aggregates kann gesteigert werden. Um diese Potentiale vollumfänglich erschließen zu können, muss den Herausforderungen des Miller-Brennverfahrens begegnet werden. Die Anforderungen an die Auflade-Gruppe sind signifikant höher und ein früher ES beeinträchtigt die Ladungsbewegung und Turbulenz im Brennraum nachhaltig.

3. Versuchswerkzeuge

Grundlage sowohl des Brennverzugs-Modells als auch des thermodynamischen Vergleiches von AGR- und Miller-Brennverfahren sind am Motor-Prüfstand gewonnene Messdaten. Im folgenden Kapitel werden daher der Aufbau und die Besonderheiten des Versuchsträgers erläutert. Weiterhin befasst sich dieses Kapitel mit der notwendigen Messtechnik und ihrer Positionierung.

3.1 Versuchsträger

Das vorliegende Versuchsaggregat ist ein umfassend modifizierter und mit einer Reihe von zusätzlichen Variabilitäten ausgestatteter 1,5l-Motor der EA211-Motorenfamilie des Volkswagenkonzerns mit einer Bohrung von 76,5 mm und einem Hub von 81,5 mm. Hierbei ist bewusst ein technologischer Maximalansatz gewählt worden, um bewerten zu können, inwiefern sich die Kombination einzelner Systeme in sinnvolle Synergien oder überflüssige Redundanzen auswirkt. Der Motor ist mit einem homogenen Brennverfahren und einem Verdichtungsverhältnis von $\epsilon > 14$ versehen. In Abbildung 3.1.1 ist einleitend der generelle Motoraufbau an Hand des Gaspfades gezeigt. Das Aggregat wird thermodynamisch, trotz der bei Ottomotoren vergleichsweise hohen Abgastemperaturen, mit einem VTG-Turbolader aufgeladen. Dieser bietet im Hinblick auf die jeweiligen Anforderungen an den Ladedruck über weite Betriebsbereiche des Motors sehr große Variabilität. Gekühlt wird die komprimierte Ladeluft nach der Verdichtung über einen variabel ansteuerbaren Luft-Wasser-Ladeluftkühler. Abgasseitig verlässt das Verbrennungsgas den Zylinder durch einen package-optimierten, zylinderkopffintegrierten Krümmer, der das Abgas auf die VTG-Turbine des Turboladers leitet.

3.1.1 gezeigt. Dann wirkt feuchtes und vergleichsweise stark partikelhaltiges Abgas sehr abrasiv auf den Verdichter und es kann nicht ausgeschlossen werden, dass das Wasser im Abgas teilweise kondensiert und es zu Flüssigkeitsschlägen im Verdichter kommt. Diese können den Verdichter sehr schnell und nachhaltig schädigen. Abhilfe würde hier die Anordnung der Turbine nach der AGN schaffen. Dann wäre das Abgas weniger wasser- und partikelhaltig. Da das Abgas aber auf dem Weg durch die AGN sehr stark an Enthalpie verliert, sinkt bei dieser Anordnung der Wirkungsgrad der Aufladegruppe erheblich. Bei dem gewählten Niederdruck-AGR-Konzept können beide Nachteile sehr wirkungsvoll umgangen werden. Weiterhin stellt sich über weite VTG-Bereiche ein positives Spülgefälle über den Motor ein. Zur hochgenauen Einregelung des geforderten Abgasmassenstromes befindet sich in der Niederdruck-AGR-Strecke eine Drosselklappe. Um der Ladeluft auch bei ungünstigen Druckverhältnissen zwischen AGR-Strecke und Luftpfad ausreichend Abgas beizumengen, ist in der Luftstrecke vor dem Verdichter eine Luftklappe verbaut, die die angesaugte Ladeluft bei Bedarf zusätzlich androsselt und so ein ausreichend großes Druckgefälle zwischen AGR- und Ladeluft-Strecke sicherstellt.

Die Direkteinspritzung des Kraftstoffes erfolgt an diesem Motor vor dem Hintergrund der Vorteile beim Katalysator-Heizen mit einem Einspritzventil in zentraler Lage. Um die als Tumble ausgelegte Zylinderinnenströmung und das in den Brennraum eingebrachte Kraftstoffspray möglichst ideal aufeinander abzustimmen, sind im Vorfeld eine Vielzahl von unterschiedlichsten Kraftstoffsprays sowohl mit Hilfe von 3D-CFD-Simulationen, als auch motorischen Messungen hinsichtlich ihrer Auswirkungen auf Emissionsverhalten und Kraftstoffverbrauch untersucht worden. Im Zuge dessen findet aktuell ein 6-Loch-Magnetspulen-Injektor der Fa. Bosch Verwendung. Dieses Spray wurde speziell auf eine durch High-Tumble-Einlasskanäle, Ventilmaskierungen und eine Mulden-Kolbengeometrie sehr stark forcierte Tumble-Strömung im Brennraum ausgelegt.

Die Zündung erfolgt mit einer konventionellen Haken-Zündkerze in zentraler Lage.

Weiterhin ist der Motor mit einem hochvariablen Ventiltrieb, bestehend aus je einem Phasensteller an Aus- und Einlassnockenwelle sowie der stufenlosen Ventilhubverstellung UniValveTM ausgestattet. Die generelle Funktionsweise und den Aufbau dieses Ventiltriebssystems zeigen *Flierl et al.* in [FSK⁺11]. Wichtig für die spätere Auswertung ist, dass eine asymmetrische Verstellung von Öffnungs- und

Schließzeitpunkt der Ventile immer zu einer Veränderung des Ventilhubes führt, was sich bspw. nachhaltig auf die zylinderinterne Ladungsbewegung auswirkt.

Die Einflussnahme auf den Motorbetrieb erfolgt mit einem Steuergerät mit Emulatortastkopf (ETK). Im Kombination mit dem Applikationssystem ES1000 und der Software INCA der Fa. ETAS lassen sich Stellgrößen innerhalb der Motorsteuerung beeinflussen.

3.2 Prüfstands Aufbau und Messtechnik

Prüfstands-System

Der im Rahmen dieser Arbeit verwendete Motorprüfstand besteht aus einem Drehstrom-Dynamometer und einer Prüfstands-Steuerung der Fa. *Siemens* sowie dem VW-eigenen Automatisierungs-System *VENUS*.

Die Prüfstands-Steuerung kommuniziert mit verschiedenen Komponenten des Prüfstandes, wie bspw. dem Pedalwertgeber zur Emulation des Gaspedals, dem Drehmoment-Messflansch zur Erfassung des Drehmomentes zwischen Drehstrom-Dynamometer und Verbrennungsmotor und dem Bedienpult, über das Drehmoment-wunsch, Drehzahl und Gaspedalstellung vorgegeben werden können. Das Automatisierungs-System kommuniziert ebenso mit der Prüfstands-Steuerung. Kernkomponente des Automatisierungs-Systems ist ein echtzeitfähiger Prüfstands-führungsrechner, der alle zur Steuerung, Regelung und Automatisierung notwendigen Rechnungen ausführt.

Indiziermesskette

Die thermodynamische Bewertung des Verbrennungsprozesses setzt eine zeitlich hochaufgelöste Druckindizierung im Brennraum, im Saugrohr und im Abgastrakt voraus. Die Druckindizierung erfolgt mit der Software *IndiCom* der Fa. *AVL*. Zur kurbelwinkelaufgelösten Erfassung der Messwerte ist an der Kurbelwelle ein Winkelmarkengeber der Fa. *AVL* vom Typ 365C01 verbaut. Die drei verwendeten Indizier-Drucksensoren stammen von der Fa. *Kistler*. Im Einlasskanal erfolgt

die Druckerfassung mit einem piezoresistiven Quarzdruckaufnehmer des Typs *4007BA5FS*. Im Brennraum und Auslasskanal erfolgt die Druckmessung über gekühlte, piezoelektrische Quarzdruckaufnehmer. Im Brennraum findet der Typ *6041BS31* und im Auslasskanal der Typ *6052C* Verwendung.

Abgas-Analysen

Die Messung der Abgaszusammensetzung erfolgt mit einer *AMA i60* der Fa. *AVL*. Hierin integriert sind mehrere Einzelanalysatoren der Fa. *ABB*. Mit dem Analyse-Modul *Magnos* kann die O_2 -Konzentration im Abgas gemessen werden. Die CO - und CO_2 -Messung erfolgt über das Modul *Uras*. Die HC -Emissionen werden mit dem FID *Fidas* erfasst. Die Messung der Stickoxid-Emissionen wird mit dem Modul *Limas* realisiert.

Eine weitere CO_2 -Messung erfolgt zur Berechnung der AGR-Rate im Saugrohr. Mit diesem Messwert wird die AGR-Rate wie folgt errechnet:

$$AGR = \frac{x_{CO_2, \text{Saugrohr}} - x_{CO_2, \text{Luft}}}{x_{CO_2, \text{Abgas}} - x_{CO_2, \text{Luft}}} \quad (3.2.1)$$

Hierin sind $x_{CO_2, i}$ jeweils die CO_2 -Konzentrationen im Saugrohr, der Luft und dem Abgas.

Der Partikelgehalt des Abgases wird mit einem Partikel-Zähler vom Typ *489* der Fa. *AVL* bestimmt.

Weitere Messtechnik

Das Verbrennungsluftverhältnis wird mit einer Breitbandlambdasonde vom Typ *LSU 4.9* der Fa. *Bosch* in Kombination mit der Auswerteeinheit *Lambda Meter LA4* der Fa. *ETAS* gemessen.

Die Messung des Kraftstoffmassenstroms erfolgt mit einer Kraftstoffwaage vom Typ *733 S18* der Fa. *AVL*. Die Genauigkeit der Kraftstoffwaage wird mit 0,12 % des Messwertes beziffert.

Der angesaugte Luftmassenstrom wird nicht gemessen, sondern über den Kraftstoffmassenstrom und die Abgasanalyse errechnet.

4. Theoretische Vorbetrachtung zur Messwertanalyse

In diesem Kapitel werden die Maßnahmen zur Aufbereitung der Indizierdaten und der grundsätzliche Aufbau der zur detaillierten Ergebnisanalyse verwendeten Verlustteilung erläutert.

4.1 Verarbeitung der Indizierdaten

Die am Prüfstand als Rohdaten ermittelten Indizierdruckverläufe für Saugrohr-, Zylinder- und Abgasdruck sind die gemittelten Zyklen aus 200 Einzelzyklen.

In einem ersten Schritt werden die gemessenen Indizierdaten des Zylinderdruckes einer Savitzky-Golay-Filterung unterzogen. Hierbei handelt es sich um eine polynomiale Regression mit Minimierung der Fehlerquadrate. Die grundsätzliche Funktionsweise dieser Filterung zeigen *Persson* und *Strang* in [PS03]. Die Parametrierung des Filters erfolgt mit einem Polynomgrad von 3 und einer Messwertanzahl von 19. Dies hat sich als optimaler Kompromiss aus Filterung und Erhaltung der maximalen Datenqualität gezeigt. Ein großer Vorteil dieser polynomialen Regression ist das Ausbleiben eines sonst üblichen, filtertypischen Phasenversatzes der Rohdaten.

Anschließend erfolgt eine Einpassung des Zylinderdruckes mit der Polytropen-Methode in einem Bereich von 90-45 °KW v. ZOT und einem Polytropen-Exponenten von $n = 1,36$ [Kur95].

Indizierter Saugrohr- und Abgasdruck werden jeweils auf einen Referenzwert

abgeglichen, der mit einem „trägen“ Absolutdrucksensor als Mittelwert der Druckpulsationen bestimmt wird.

Die so aufbereiteten Indizierdaten werden anschließend für eine sog. Dreidruckanalyse an ein 1-Zylinder-0D-Simulationsmodell in GT-Power übergeben. Hier wird der Verbrennungsprozess mit einer Druckverlaufsanalyse nachsimuliert. Als Ergebnis stehen wichtige Charakteristika der Verbrennung wie bspw. Brennverzug, Brennbeginn und -ende sowie Verbrennungsschwerpunktlage oder Wandwärmeverluste zur in Kapitel 6 gezeigten Bewertung von AGR- und Miller-Brennverfahren zur Verfügung.

Ebenso liefert die GT-Power-Simulation die Eingangsgrößen des in Kapitel 5 hergeleiteten Brennverzugsmodells. Diese sind die laminare Flammengeschwindigkeit, die TKE zum Zündzeitpunkt und die Ladungsmasse im Zylinder. Die letzten beiden werden direkt über die GT-Power-Simulation ausgegeben.

Die Ladungsmasse wird hierbei über eine Ladungswechselrechnung mit den übergebenen indizierten Druckverläufen im Saugrohr, Zylinder und auf der Abgasseite bestimmt.

Der TKE-Verlauf wird in GT-Power mit Turbulenzmodellen aus der Tumble-Zahl errechnet. Die Tumble-Zahl wird auf Basis empirischer Modelle aus dem Ventilhubverlauf, den Tumble-Koeffizienten des Ventils und dem Massenstrom bzw. der Strömungsgeschwindigkeit am Ventil bestimmt. Hierbei sind im Vorfeld Untersuchungen am Strömungsprüfstand durchgeführt worden, bei denen die jeweiligen Tumble-Koeffizienten des Ventils bei bestimmten Ventilhuben und Massenströmen ermittelt werden. Damit gelingt die experimentelle Absicherung der in der Simulation über die empirischen Modelle ermittelten Tumble-Zahlen, die Basis der TKE-Bestimmung sind.

Die laminare Flammengeschwindigkeit wird nicht direkt aus der 0D-Simulation bestimmt. Hier liefert die Simulation mit dem Zylinderdruckverlauf, dem Temperaturverlauf, dem Verbrennungsluftverhältnis und der AGR-Rate die Eingangsgrößen für die Ermittlung der laminaren Flammengeschwindigkeit, wie *Perlman* sie in [Per15] zeigt.

4.2 Verlustteilung

Im folgenden Abschnitt wird die verwendete Verlustteilung, die sich an die von *Weberbauer* in [WRK⁺05] beschriebene anlehnt, detailliert erläutert.

Theoretischer Prozess

Ausgangsbasis der Verlustteilung ist der Gleichraumprozess als idealer Kreisprozess der ottomotorischen Verbrennung. In einem ersten Schritt entsprechen die zur Berechnung notwendigen Stoffwerte denen idealer Luft unter Normbedingungen:

- $R_{Luft,id.} = 287 \frac{J}{kg \cdot K}$
- $c_{p,Luft,id.} = 1005 \frac{J}{kg \cdot K}$
- $c_{v,Luft,id.} = 718 \frac{J}{kg \cdot K}$
- $\kappa_{Luft,id.} = \frac{c_{p,Luft,id.}}{c_{v,Luft,id.}} = 1,4$

Unter diesen Voraussetzungen lässt sich der Wirkungsgrad des Idealprozesses mit folgender Gleichung berechnen:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\kappa_{Luft,id.}-1}} \quad (4.2.1)$$

Um sicherzustellen, dass die ermittelte Kompressionslinie zum Zeitpunkt des ES die dort gemessenen Werte annimmt, wird ausgehend von den Druck- und Temperaturwerten zum ES eine Isentrope in Richtung „Punkt 1“ des Idealprozesses gerechnet (siehe Abbildung 4.2.1). Die Gleichungen (4.2.2), (4.2.3) und (4.2.4) zeigen die entsprechenden Zusammenhänge zu Zylindervolumen, -temperatur und -druck.

$$V_1 = V_{max} = V_4 = V_h + V_c \quad (4.2.2)$$

$$T_1 = T_{ES} \cdot \left(\frac{V_{ES}}{V_1} \right)^{\kappa_{Luft,id.}-1} \quad (4.2.3)$$

$$p_1 = p_{ES} \cdot \left(\frac{V_{ES}}{V_1} \right)^{\kappa_{Luft,id.}} \quad (4.2.4)$$

Die Berechnung der Punktes „2“ erfolgt ausgehend von den Werten an Punkt „1“ analog:

$$V_2 = V_{min} = V_c \quad (4.2.5)$$

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\kappa_{Luft,id.}-1} \quad (4.2.6)$$

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\kappa_{Luft,id.}} \quad (4.2.7)$$

Zur Berechnung der Zustandsgrößen an Punkt „3“ muss zuvor die zugeführte spezifische Enthalpie des Kraftstoffes bestimmt werden:

$$\Delta_R h_{B,zu} = \frac{\Delta_R H_{B,zu,max}}{m_{ES}} = c_{vLuft,id.} \cdot (T_3 - T_2) \quad (4.2.8)$$

Die zugeführte Kraftstoffenthalpie ergibt sich hierbei unter der Annahme vollständiger und vollkommener Kraftstoffumsetzung ($\eta_U = 1$) zu:

$$\Delta_R H_{B,zu,max} = m_K \cdot H_u \cdot \eta_U \quad (4.2.9)$$

Für die Bestimmung der zylinderinternen Gasmasse werden die Bedingungen zum ES herangezogen. Das Umstellen der idealen Gasgleichung liefert dann:

$$m_{ES} = \frac{p_{ES} \cdot V_{ES}}{T_{ES} \cdot R_{Luft,id.}} \quad (4.2.10)$$

Das Umstellen von Gleichung (4.2.8) liefert dann die Temperatur an Punkt „3“:

$$T_3 = \frac{\Delta_R h_{B,zu} + T_2 \cdot c_{vLuft,id.}}{c_{vLuft,id.}} \quad (4.2.11)$$

Unter der Annahme einer isochoren Energiezufuhr kann damit der Druck an Punkt „3“ berechnet werden:

$$p_3 = p_2 \cdot \frac{T_3}{T_2} \quad (4.2.12)$$

Die abermalige Anwendung der Gleichungen für die isentrope Zustandsänderung von Punkt „3“ zu Punkt „4“ liefert als Zustandsgrößen für Punkt „4“:

$$T_4 = T_3 \cdot \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{\kappa_{Luft,id.} - 1} \quad (4.2.13)$$

$$p_4 = p_3 \cdot \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{\kappa_{Luft,id.}} \quad (4.2.14)$$

Das Zylindervolumen entspricht dem von Punkt „1“. Die gezeigten Gleichungen beschreiben die vier Eckpunkte des theoretischen Gleichraumprozesses vollständig. Mit einer schrittweisen Berechnung der Größen kann der Verlauf der Isentropen im p-V-Diagramm wie in Abbildung 4.2.1 dargestellt werden.

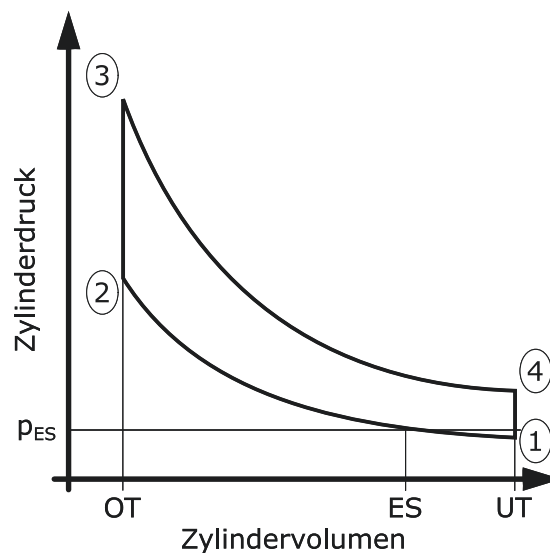


Abbildung 4.2.1: p-V-Diagramm eines Gleichraumprozesses als Ausgangsbasis der Verlustteilung [Frö14]

Die Arbeit, die der theoretische Prozess verrichtet, kann dann mit einem Ringintegral aus dem ermittelten p-V-Diagramm berechnet werden:

$$W_{th} = - \oint p(V) \cdot dV \quad (4.2.15)$$

Damit ergibt sich die Energiedichte des theoretischen Prozesses zu:

$$w_{th} = \frac{W_{th}}{V_h} \quad (4.2.16)$$

Die zylinderindividuelle Leistung des theoretischen Prozesses berechnet sich nach:

$$P_{th} = W_{th} \cdot \frac{n_{Dreh}}{a_{Takt}} \quad (4.2.17)$$

Reale Ladung

Im nächsten Schritt der Verlustteilung erfolgt die Berechnung des Kreisprozesses nicht mit den Stoffwerten für ideale Luft, sondern mit denjenigen der Ladungszusammensetzung bei ES. Wiederum bleiben diese über den gesamten Prozess hinweg konstant. Somit behalten die bisher gezeigten Gleichungen zu Drücken, Temperaturen, zugeführter Energie und Wirkungsgrad ihre Gültigkeit.

Dieser, der Betrachtung der realen Kalorik vorgelagerte Verlustteilungsschritt, ermöglicht eine Analyse des Verlustes durch die reale Ladungszusammensetzung allein durch die Kenntnis der Ladungszusammensetzung und des Ladungszustandes bei ES. Hierzu wird die detaillierte Ladungszusammensetzung mit Kraftstoff-, Luft- und Restgas-Anteil berücksichtigt. An dieser Stelle findet das Stoffwertmodell, welches *Grill* in [Gri06] vorstellt, Anwendung. Dieses überlagert die kalorischen Größen von Rauchgas, Luft und Kraftstoffdampf sowohl temperatur-, als auch druckabhängig massenanteilig. Zur Errechnung der kalorischen Größen für Kraftstoffdampf wird das Verhältnis aus C-, H- und O-Anteilen im Kraftstoff herangezogen. Als Ergebnis werden die spezifische Enthalpie und Gaskonstante der Zylinderladung berechnet. Die Ableitung der spezifischen Enthalpie nach der Temperatur ergibt nach Gleichung (4.2.18) die spezifische isobare Wärmekapazität der Zylinderladung:

$$c_p = \frac{dh}{dT} \quad (4.2.18)$$

Der endotherme Zerfall von Verbrennungsprodukten bei hohen Temperaturen begrenzt die Gültigkeit dieser Vorgehensweise auf Temperaturen von ca. 2000 K. Die darüber hinaus notwendige Anpassung des idealen an das reale Gasverhalten mit einem Realgasfaktor stuft *Grill* in [Gri06] als vernachlässigbar klein ein. Daher findet ein Realgasfaktor in diesem Ansatz keine Verwendung.

Die spezifische isochore Wärmekapazität berechnet sich aus spezifischer isobarer Wärmekapazität und spezifischer Gaskonstante:

$$c_v = c_p - R \quad (4.2.19)$$

Der Isentropenexponent ergibt sich damit zu:

$$\kappa_{rL} = \frac{c_p}{c_p - R} \quad (4.2.20)$$

Da die Stoffwerte zwar abhängig von der Ladungszusammensetzung sind, über den Prozess hinweg aber konstant bleiben, behält die Wirkungsgradbestimmung gemäß Formel (4.2.1) ihre Gültigkeit. Für die spätere Analyse der Verlustteilung ist an dieser Stelle wichtig, dass zum ES bereits ein Gemisch aus Kraftstoffdampf und Luft vorliegt. Dies ist die Hauptverlustquelle in diesem Verlustteilungsschritt ggü. der Betrachtung des Idealprozesses mit reiner Luft und entsprechendem Isentropenexponenten. Eine weitere Beimischung externen, gekühlten Abgases führt durch den nachgeschalteten Ladeluftkühler zu keiner Temperaturerhöhung. Die sich einstellende Erhöhung des Druckniveaus ist bzgl. der Stoffwerte von untergeordneter Bedeutung. Ebenso besitzt das externe Abgas in etwa den gleichen Isentropenexponenten wie das Gemisch aus Kraftstoffdampf und Luft, sodass auch hieraus keine Änderung des Isentropenexponenten resultiert.

Ähnlich verhält sich die Realisierung eines Miller-Brennverfahrens in diesem Verlustteilungsschritt. Zum Zeitpunkt des ES, zu dem die über den Prozess hinweg konstanten Stoffwerte der Zylinderladung berechnet werden, bleibt die nach ES auftretende Abkühlung der Zylinderladung unberücksichtigt. Der Einfluss des beim Miller-Brennverfahren erhöhten Druckniveaus zum ES auf die Stoffwerte der Zylinderladung hat ggü. der Temperatur und stofflichen Zusammensetzung der Zylinderladung eine untergeordnete Bedeutung.

Die spezifische Enthalpiezufuhr wird in diesem Verlustteilungsschritt nicht mit einer theoretischen, sondern der bei ES vorliegenden Zylindergasmasse errechnet:

$$m_{ES} = m_L + m_{Restgas} + m_K \quad (4.2.21)$$

Die Berechnungen zu Arbeit, Energiedichte und Leistung wie sie die Gleichungen (4.2.15), (4.2.16) und (4.2.17) zeigen, bleiben ebenso gültig.

Unvollständige und unvollkommene Verbrennung

Der nächste Verlustteilungsschritt zeigt die Verluste durch unvollkommene und unvollständige Verbrennung. Es wird analog zu den beiden vorigen Verlustteilungsschritten ein Gleichraumprozess berechnet. Wiederum gelten die Stoffwerte der Ladungszusammensetzung bei ES. In diesem Verlustteilungsschritt wird die zugeführte Enthalpie um den Verlust durch unvollständige und unvollkommene Verbrennung vermindert. Die Ermittlung des Umsetzungswirkungsgrades erfolgt in diesem Verlustteilungsschritt mit der von *Bargende* in [BBF01] gezeigten Berechnung auf Basis der Roh-Emissionen an unverbrannten Kohlenwasserstoffen und Kohlenmonoxid. Diese bietet ggü. der Bestimmung des Umsetzungswirkungsgrades aus Indizierung, berechnetem Heizverlauf und Wandwärmeübergang den Vorteil einer geringeren Anzahl an empirischen Ansätzen und der gesonderten Betrachtung von Verlusten aus unvollständiger und unvollkommener Verbrennung.

Der Umsetzungsgrad aus unvollkommener Verbrennung ergibt sich aus der HC-Konzentration im Abgas:

$$\eta_{u,HC} = 1 - \frac{HC}{10^6} \cdot (1 + \lambda_{gl} \cdot L_{min}) \quad (4.2.22)$$

Weiterhin berechnet *Bargende* ein tatsächlich wirksames Verbrennungsluftverhältnis λ_V aus der CO-Konzentration im Abgas:

$$\lambda_V = 1 - 3,28 \cdot \frac{CO_V}{10^6} + 5,092 \cdot \left(\frac{CO_V}{10^6}\right)^2 \quad (4.2.23)$$

CO_V ergibt sich aus:

$$CO_V = CO_{gl} \cdot \frac{1 + \lambda_{gl} \cdot L_{min}}{1 + \lambda_V \cdot L_{min}} \quad (4.2.24)$$

Der Verlust durch unvollständige Verbrennung lässt sich folgend mit dem Umsetzungswirkungsgrad $\eta_{u,CO}$ bestimmen:

$$\eta_{u,CO} = 1 - 4,5 \cdot \frac{CO_V}{10^6} + 7 \cdot \frac{CO_V^2}{10^6} \quad (4.2.25)$$

Der Gesamtumsetzungswirkungsgrad ergibt sich dementsprechend aus den beiden Einzelwirkungsgraden zu:

$$\eta_u = \eta_{u,HC} \cdot \eta_{u,CO} \quad (4.2.26)$$

Damit kann die real zugeführte Kraftstoffenthalpie berechnet werden:

$$\Delta_R H_{B,zu,real} = \Delta_R H_{B,zu,max} \cdot \eta_u = m_K \cdot H_u \cdot \eta_u \quad (4.2.27)$$

Insgesamt wird die zugeführte Kraftstoffenthalpie durch die Berücksichtigung der unvollständigen und unvollkommenen Verbrennung verringert. Dementsprechend sinken ebenso Spitzendruck- und -temperatur. Die Expansionskurve wird vertikal zu geringeren Werten verschoben.

Arbeit, Energiedichte und Leistung können mit den gleichen Zusammenhängen wie in den beiden vorigen Verlustteilungsschritten berechnet werden. Zur Wirkungsgrad-Berechnung wird ab diesem Verlustteilungsschritt folgender Zusammenhang verwendet:

$$\eta_{uuV} = \frac{W_{uuV}}{\Delta_R H_{B,zu,max}} = \frac{|-\oint pdV|}{\Delta_R H_{B,zu,max}} \quad (4.2.28)$$

Schwerpunktlage der Verbrennung

In diesem Verlustteilungsschritt wird mit dem Summen-Brennverlauf der Kurbelwinkel ermittelt, bei dem 50 % der Kraftstoffenthalpie umgesetzt sind. Dieser Kurbelwinkel ist Eingangsgröße der Volumenfunktion, mit der das entsprechende Brennraumvolumen errechnet wird. In diesem Verlustteilungsschritt erfolgt die isochore Enthalpiezufuhr nicht mehr im geometrischen OT, sondern im „neuen“ OT der ermittelten Verbrennungsschwerpunktlage. Damit ergibt sich ein verändertes effektives Verdichtungsverhältnis:

$$\epsilon_{eff} = \frac{V_{max}}{V_{\varphi_{50}}} \quad (4.2.29)$$

Kreisprozess, Wirkungsgrad, Arbeit, Energiedichte und Leistung werden analog zu vorigem Verlustteilungsschritt berechnet. Abbildung 4.2.2 zeigt exemplarisch das resultierende p-V-Diagramm unter Berücksichtigung der realen Verbrennungsschwerpunktlage.

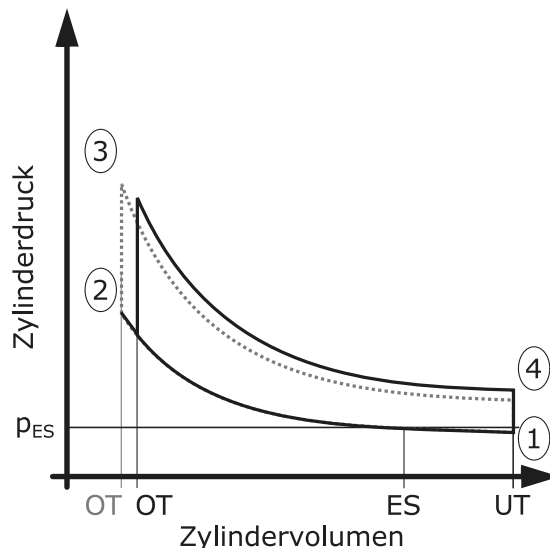


Abbildung 4.2.2: p-V-Diagramm unter Berücksichtigung der realen Schwerpunktlage der Verbrennung (schwarz)
 p-V-Diagramm unter Berücksichtigung unvollständiger und unvollkommener Verbrennung (grau)

Realer Brennverlauf

In diesem Verlustteilungsschritt erfolgt die Enthalpiezufuhr nicht mehr isochor in OT, sondern wird über den realen Brennverlauf ermittelt. Grundlage dessen ist der erste Hauptsatz der Thermodynamik:

$$\delta_R H_B = dU - \delta W = m \cdot c_v \cdot dT + p \cdot dV \quad (4.2.30)$$

Mit

$$dU = m \cdot c_v \cdot dT \quad (4.2.31)$$

und der umgestellten, idealen Gasgleichung

$$m_{ES} \cdot T = \frac{p \cdot V}{R} \quad (4.2.32)$$

ergibt sich nach Einsetzen in Gleichung (4.2.30):

$$\delta_R H_B = \frac{c_v}{R} \cdot d(p \cdot V) + p \cdot dV \quad (4.2.33)$$

Der Ausdruck $\frac{c_v}{R}$ kann mit Gleichung (4.2.20) und folgendem Zusammenhang:

$$R = c_p - c_v \quad (4.2.34)$$

substituiert werden zu:

$$\frac{c_v}{R} = \frac{1}{\kappa - 1} \quad (4.2.35)$$

Bei hinreichend kleiner Schrittweite kann die Wärmezufuhr zwischen einem Punkt und seinem Nachfolger aus dem Mittelwert der Drücke beider Punkte errechnet werden. Damit ergibt sich für die Enthalpiezufuhr:

$$\Delta_R H_{B,12} = \frac{1}{\kappa - 1} \cdot (p_2 \cdot V_2 - p_1 \cdot V_1) + \frac{p_1 + p_2}{2} \cdot (V_2 - V_1) \quad (4.2.36)$$

Die verwendeten Gleichungen besitzen streng genommen nur unter der Annahme, gleicher Stoffwerte und Masse sowie ausbleibender Dissoziationseffekte Gültigkeit, sodass $\frac{du}{dT} = c_v$ erfüllt ist. [KH06]

Der Kreisprozess läuft auch in diesem Verlustteilungsschritt ohne Wandwärmeverluste ab. Damit sind alle Eingangsgrößen zur Ermittlung von p_2 aus Gleichung (4.2.36) bekannt. Das Umstellen selbiger Formel ergibt:

$$p_2 = \frac{2 \cdot \Delta_R H_{B,12} \cdot (\kappa - 1) + p_1 \cdot (V_1 + V_2) + \kappa \cdot p_1 \cdot (V_1 - V_2)}{V_1 + V_2 + \kappa \cdot (V_2 - V_1)} \quad (4.2.37)$$

Die zugehörigen Temperaturen können aus der Gasgleichung ermittelt werden. Die Berechnung von Wirkungsgrad, Leistung und Energiedichte bleibt analog zum vorigen Verlustteilungsschritt.

Reale Kalorik

Der nächste Verlustteilungsschritt berücksichtigt über den Prozess hinweg veränderliche Stoffwerte. Hierzu wird das von *Grill* in [Gri06] beschriebene Stoffwertmodell verwendet, welches Druck, Temperatur, Luftverhältnis, Kraftstoff- und Ladungszusammensetzung berücksichtigt. *Kuberczyk* führt in [Kub08] an, dass hohe Temperaturen zu einer vergleichsweise ausgeprägten Erhöhung der spezifischen Wärmekapazitäten führen. Dies führt er auf die endotherme Dissoziation von H_2O und CO_2 in H_2 , O_2 und CO zurück. Dies entzieht dem Arbeitsgas Energie und senkt die Isentropenexponenten. Dadurch bedingt, verringern sich ebenso die verrichtete Arbeit und dementsprechend auch der Wirkungsgrad. Insbesondere die bisher ausbleibende Berücksichtigung der Wandwärmeverluste führen zu einem vergleichsweise hohen Temperaturniveau, welches den beschriebenen Effekt verstärkt.

Die Berechnung des Kreisprozesses erfolgt analog zum vorigen Verlustteilungsschritt. Die Stoffwerte bleiben von einem Punkt zum nächsten konstant, um dort

Temperatur und Druck zu errechnen. Anschließend erfolgt die Neuberechnung der Stoffwerte unter den neuen Temperatur- und Druckbedingungen, die Ausgangsbasis zur Bestimmung des nächsten Punktes sind. Auch bei diesem Vorgehen ist auf eine hinreichend kleine Schrittweite des Kurbelwinkels zu achten, um Fehler klein zu halten.

Wandwarmenubergang

Im folgenden Verlustteilungsschritt werden die Wandwärmeverluste bei der Beschreibung des Kreisprozesses berucktigt. *Bargende*, *Chiodi* und *Kuntcher* beschreiben in [Bar90], [Chi99] und [KH06] Ansätze zur rechnerischen Bestimmung der Wandtemperaturen und -verläufe. Da diese jedoch ausschließlich für bestimmte Betriebspunkte oder Motoren gelten, sind sie programmtechnisch nicht umgesetzt worden. Die Wandtemperaturen werden nicht gemessen, sondern als konstant angesetzt. Damit können sie als Parameter dienen, um gemessene und simulierte Druckverläufe gut in Übereinstimmung zu bringen.

Die Berechnung des Wandwarmenuberganges erfolgt nach dem Newtonschen Ansatz:

$$\frac{\delta Q_W}{dt} = \dot{Q}_W = \sum \alpha_{W,i} \cdot A \cdot (T_{W,i} - T_G) \quad (4.2.38)$$

Hierin ist T_G die mittlere Temperatur des Arbeitsgases, die zu jedem Kurbelwinkelschritt aus der Gasgleichung bestimmt wird. $T_{W,i}$ kennzeichnet die Wandtemperaturen von Kolbenoberfläche, Buchse, Zylinderkopf und Feuersteg. *Bargende* schlägt in [Bar90] die Wichtung der Feuerstegoberflache mit einem Faktor von 0,25 vor, sodass sich als gesamte wärmeübertragende Fläche für jeden Kurbelwinkelschritt ergibt:

$$A_{ges}(\varphi) = A_{BRDach} + A_{Kolben} + 0,25 \cdot A_{Feuersteg} + A_{Buchse}(\varphi) \quad (4.2.39)$$

Der Warmenubergangskoeffizient wird nach dem allgemein bekannten Ansatz nach Woschni berechnet:

$$\alpha_W = 127,93 \cdot d_{Zyl}^{-0,2} \cdot p^{0,8} \cdot w^{0,8} \cdot T^{-0,53} \quad (4.2.40)$$

Hierin ist:

$$w = C_1 \cdot c_m + C_2 \cdot \frac{V_h \cdot T_{ES}}{p_{ES} \cdot V_{ES}} \cdot (p - p_0) \quad (4.2.41)$$

Die zur Bestimmung von w notwendigen Konstanten C_1 und C_2 errechnen sich nach:

$$C_1 = 2,28 + 0,308 \cdot \frac{c_u}{c_m} \quad (4.2.42)$$

mit (nach *Merker* in [Mer09]):

$$\frac{c_u}{c_m} = 1,5 \quad (4.2.43)$$

$$C_2 = 3,24 \cdot 10^{-3} + 23 \cdot 10^{-6} \cdot (T_W - 525) \quad (4.2.44)$$

Mit der Berücksichtigung des Wärmeüberganges an die Brennraumbegrenzungen ergibt sich Gleichung (4.2.45) zu:

$$p_2 = \frac{2 \cdot (\Delta_R H_{B,12} - Q_{W,12}) \cdot (\kappa - 1) + p_1 \cdot (V_1 + V_2) + \kappa \cdot p_1 \cdot (V_1 - V_2)}{V_1 + V_2 + \kappa \cdot (V_2 - V_1)} \quad (4.2.45)$$

Der Kreisprozess wird dann analog zum vorigen Verlustteilungsschritt berechnet. Für jeden Kurbelwinkelschritt werden folglich die Stoffwerte und der Wärmeübergang mit den Randbedingungen (Temperatur und Druck) zu Beginn des Kurbelwinkelschrittes errechnet. Die errechneten Randbedingungen zum Ende des Kurbelwinkelschrittes sind wiederum die Eingangsgrößen für den nächsten Kurbelwinkelschritt.

Die Errechnung von Arbeit, Energiedichte und Wirkungsgrad erfolgt analog zu vorigen Verlustteilungsschritten.

Die Berücksichtigung des Wandwärmeeüberganges führt zu niedrigeren Temperaturen im Brennraum als bei adiabater Prozessführung. Damit sinken ebenso die Verluste bzgl. der realen Kalorik. Ebenso ist über den kumulativen Wandwärmeverlust hinaus v.a. der Verlauf der Wandwärmeverluste über den Kurbelwinkel für die Prozessführung von großer Bedeutung. Über seine Auswirkungen auf den Druckverlauf nimmt er nachhaltig Einfluss Arbeits- und Wirkungsgradverluste.

Insgesamt wird der Hochdruckprozess mit diesen sieben Verlustteilungsschritten detailliert analysiert. Als zwei weitere Verlustteilungsschritte folgen die Betrachtung der Verluste durch den Ladungswechsel und die Reibung.

Ladungswechsel

Mit der Schnittpunktmethode wird die Ladungswechselarbeit jeweils als Ringintegral von Schnittpunkt zu Schnittpunkt zwischen Kompressionslinie und Abgasgegendruck beim Ausschleiben aus dem Zylinder berechnet. Der Ladungswechselabschnitt bildet zumeist ein linksläufiges Integral mit entsprechend aufzuwendender Arbeit.

Der Wirkungsgrad-Verlust durch den Ladungswechsel ergibt sich analog zu vorigen Verlustteilungsschritten durch den Bezug der Ladungswechselarbeit auf die maximal zugeführte Kraftstoffenthalpie:

$$\Delta\eta_{LW} = \frac{|W_{LW}|}{\Delta_R H_{B,zu,max}} \quad (4.2.46)$$

Reibung

Der Wirkungsgradverlust durch Reibung kann über die Differenz aus effektivem und indiziertem Wirkungsgrad ermittelt werden:

$$\Delta\eta_{Reibung} = \eta_i - \eta_{eff} \quad (4.2.47)$$

Hierin sind der effektive und indizierte Wirkungsgrad definiert als:

$$\eta_i = \frac{1}{b_i \cdot H_u} \quad (4.2.48)$$

$$\eta_e = \frac{1}{b_e \cdot H_u} \quad (4.2.49)$$

Damit bietet die beschriebene Verlustteilung nach *Weberbauer* eine sehr detaillierte Grundlage zur Bewertung der einzelnen Verluste. Hiermit erfolgt in Kapitel 6 eine umfangreiche Bewertung des Miller- und AGR-Brennverfahrens mit entsprechenden Erläuterungen zu den Ursachen der einzelnen Verlustanteile.

5. Modell zur Abbildung der physikalischen Einflussgrößen auf den Brennverzug

Das folgende Kapitel zeigt die Erstellung eines semi-physikalischen Brennverzugsmodells auf Basis von 0D-Simulationsdaten. Der Brennverzug wird als die Zeitspanne vom ZZP bis zum Zeitpunkt $\varphi_{5\%}$, zu dem 5% der eingebrachten Kraftstoffenthalpie umgesetzt sind, definiert. Eingangs wird in Kapitel 5.1 die Herleitungsmethodik der identifizierten Einflussgleichungen erläutert. Anschließend zeigt Kapitel 5.2 die Kombination der ermittelten Einzeleinflüsse zu einem Brennverzugsmodell und dessen Validierung. Ziel ist es, ein multifaktorielles Brennverzugsmodell der Form

$$\frac{BV}{BV_{Ref}} = \prod_{i=1}^n (f_i) \quad (5.0.1)$$

zu erstellen. Ein multifaktorieller Ansatz wird gewählt, da die Einzeleinflussgrößen zwar nicht unabhängig voneinander am Motorprüfstand variiert werden können, jedoch aus physikalischer Sicht voneinander unabhängig sind. Das Modell soll den Brennverzug über den gesamten relevanten Betriebsbereich des Motors mit einer maximalen Differenz zwischen gemessenem und errechnetem Brennverzug von $|\Delta\varphi_{BV,ger.-gem.}| < 1,5^\circ\text{KW}$ abbilden. Für jede Einflussgröße wird in Identifikationsmessungen ein mathematischer Zusammenhang zum Brennverzug hergeleitet. Weiterhin soll das ermittelte Brennverzugsmodell echtzeitfähig sein. Dementsprechend ist die Zahl der Eingangsparameter so gering wie möglich zu halten. Da die

5. Modell zur Abbildung der physikalischen Einflussgrößen auf den Brennverzug

zur Zündung und Entflammung notwendigen chemischen Reaktionen auf einer Zeitskala ablaufen, wird folgend auch der Brennverzug als eine Zeitspanne und nicht als Kurbelwinkel behandelt. Die Rückrechnung ins Kurbelwinkel-Raster erfolgt erst nach der Berechnung des zeitbasierten Brennverzuges. Daraus ergibt sich die in Abbildung 5.0.1 gezeigte maximale zeitliche Differenz zwischen gemessenem und errechnetem Brennverzug als Mindestanforderung an die Vorhersagegenauigkeit des Brennverzugs-Modells in Abhängigkeit von der Motordrehzahl.

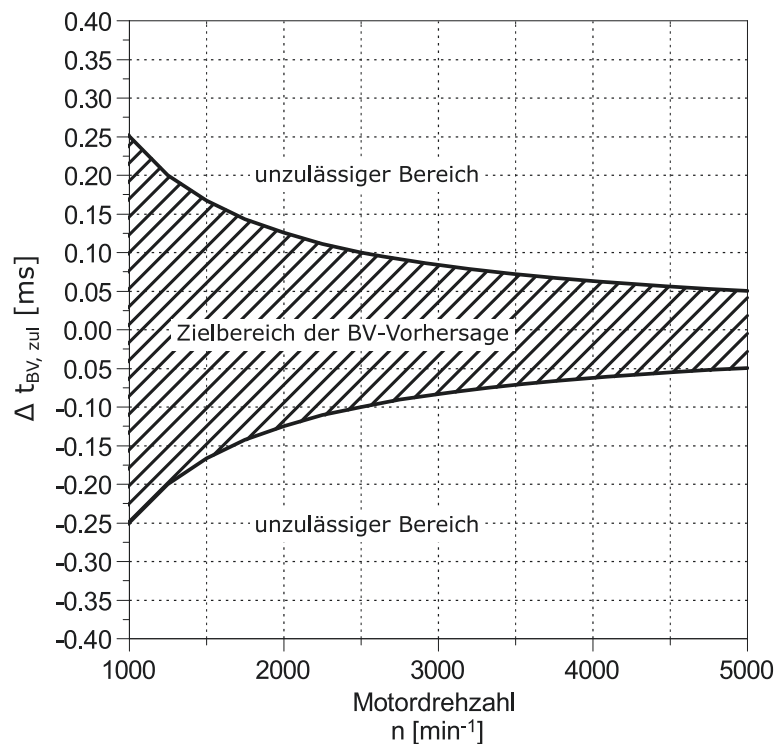


Abbildung 5.0.1: zeitliche Anforderungen an die Vorhersagegenauigkeit des Brennverzugs-Modells in Abhängigkeit der Motordrehzahl

5.1 Identifikationsmessungen

Zur Ermittlung der Einflussgrößen auf den Brennverzug werden Variationen einzelner Motorparameter durchgeführt. Die entsprechenden Messreihen orientieren sich kennfeldweit sehr nah am realen Motorbetrieb, sodass bewusst auf zwar wissenschaftlich korrektere, doch betriebsstrategisch irrelevante Messreihen verzichtet wird.

Die Verbrennungsschwerpunktlage wird auf $\varphi_{50\%} = 8^\circ\text{KW}$ n. ZOT bzw. so eingestellt, dass keine irregulären Verbrennungen auftreten. Der ZZP ist somit auch innerhalb der gezeigten Messreihen variabel.

Als Ergebnis der Identifikationsmessungen werden die laminare Flammgeschwindigkeit s_L , die turbulente kinetische Energie zum ZZP TKE_{ZZP} und die Zylinder-gasmasse m_{Zyl} als relevante Einflussgrößen auf den Brennverzug herausgearbeitet.

Laminare Flammgeschwindigkeit

Wiese weist bei der Brennverzugsvorhersage aus einem detaillierten 3D-CFD-Strömungsfeld im Zylinder in [Wie09] die laminare Flammgeschwindigkeit der Zylinderladung als signifikante Einflussgröße auf den Brennverzug aus. Vor dem Hintergrund dieser Ergebnisse dient die laminare Flammgeschwindigkeit auch in dem hier vorgestellten Brennverzugs-Modell als signifikante Einflussgröße.

Grundlage der Berechnung der laminaren Flammgeschwindigkeit sind die aus der 0D-Simulation des Motors über eine Dreidruck-Analyse (indizierter Druck vor Einlassventil, nach Auslassventil und im Brennraum) für ein aus 200 Einzel-Zyklen gemitteltes Arbeitsspiel errechneten Werte für die globale AGR-Rate, das Verbrennungsluftverhältnis sowie Druck und Temperatur zum Zündzeitpunkt. Letztere werden hierbei in einem Intervall von $\pm 2,5^\circ\text{KW}$ um den ZZP gemittelt. Mit diesen vier Kenngrößen wird die laminare Flammgeschwindigkeit aus einer Wertetabelle ausgelesen.

Basis dieser vorab erstellten Wertetabelle ist die Berechnung des detaillierten chemischen Reaktionsablaufes eines Ersatzkraftstoffes mit einem Luft-AGR-Gemisch unter verschiedenen Temperatur-, Druck-, AGR- und Verbrennungsluftverhältnis-Bedingungen [Per15].

	AGR-Rate [%]	λ [1]	Druck zum ZZP [bar]	Temperatur zum ZZP [K]
Variationsbereich	0 - 40	0,95 - 1,05	1 - 41	400 - 800
Schrittweite	5	0,05	5	50

Abbildung 5.1.1: Variationsgrößen und -breiten der zur Erstellung der LookUp-Table für die laminare Flammgeschwindigkeit aus der Berechnung der detaillierten Chemie in einem homogenen Reaktor

5. Modell zur Abbildung der physikalischen Einflussgrößen auf den Brennverzug

Abbildung 5.1.1 zeigt die Variationsbreite und Schrittweite der Einzeleinflüsse auf die laminare Flammengeschwindigkeit.

Als Ersatz-Kraftstoff zur Berechnung der detaillierten Chemie wird ein Multi-Komponenten-Kraftstoff verwendet, der den kalorischen und physikalischen Eigenschaften, wie bspw. Heizwert, Dichte und Oktanzahl, des in der DIN EN 228 spezifizierten Ottokraftstoffes entspricht. Abbildung 5.1.2 zeigt die detaillierte Zusammensetzung des Ersatzkraftstoffes.

Komponente	Anteil in Mol-%
Iso-Pentan	21,7
Iso-Oktan	6,2
n-Heptan	15,7
Toluol	9,6
Ethanol	0,0
MTBE	20,1
Xylen	22,7
Iso-Dodekan	4,0

Abbildung 5.1.2: Zusammensetzung des Ersatzkraftstoffes zur Ermittlung der laminaren Flammengeschwindigkeit

Somit werden veränderte Zündbedingungen, die aus einer Veränderung des Zylinderdruckes, der Gastemperatur, des Verbrennungsluftverhältnisses oder der AGR-Rate resultieren in eine geänderte laminare Flammengeschwindigkeit abgebildet. Den brennverfahrenstechnisch größten Einfluss auf die laminare Flammengeschwindigkeit hat hierbei die globale AGR-Rate. Diese definiert die Zusammensetzung des Gemisches. Hieraus resultiert v.a. die Verschiebung des Zündzeitpunktes, infolgedessen sich Druck und Temperatur zum ZZP signifikant ändern. Die Ermittlung des Einflusses der laminaren Flammengeschwindigkeit auf den Brennverzug erfolgt daher indirekt über eine Veränderung der globalen AGR-Rate. Streng genommen gilt die von *Perlman* in [Per15] vorgestellte Berechnung der laminaren Flammengeschwindigkeiten nur für vollständig inertes, also extern rückgeführtes Abgas. Die Untersuchungen im Zusammenhang mit den Identifikationsmessungen zeigen jedoch, dass die Übereinstimmung von Rechnung und Messung des Brennverzuges bei der Addition von externem und internem Abgas zu einer gesamthaften AGR-Rate deutlich bessere Übereinstimmungen zeigen, als bliebe die interne AGR-Rate unberücksichtigt. Auf die separate Betrachtung des Einflusses von internem und

externem Abgas, die die Einführung einer weiteren mathematischen Abhängigkeit notwendig macht, wird vor dem Hintergrund des Anspruches der Echtzeitfähigkeit des Modells verzichtet.

Abbildung 5.1.3 zeigt das Messprogramm zur Identifizierung des Einflusses der laminaren Flammengeschwindigkeit auf den Brennverzug. Die laminare Flammengeschwindigkeit wird indirekt über eine Verstellung der externen AGR-Rate variiert. Eine Anlehnung des Messprogrammes an den realen Motorbetrieb führt hierbei dazu, dass der ebenso veränderliche ZZP die TKE zum ZZP beeinflusst. Auch die Zylindergasmasse ist durch die Wirkungsgradunterschiede bei der Energieumsetzung mit unterschiedlichen AGR-Raten nicht vollständig konstant. Trotzdem übersteigt die Variationsbreite der laminaren Flammengeschwindigkeit diejenigen von TKE und Zylindergasmasse. Somit kann der Einfluss der laminaren Flammengeschwindigkeit auf den Brennverzug identifiziert werden.

Betriebspunkt		ES [°KW n. LW-OT]	ZZP [°KW v. ZOT]	AGR- Rate [%]	laminare Flammen- geschwindigkeit [cm/s]	TKE zum ZZP [m ² /s ²]	Zylinder- gasmasse [mg]
Drehzahl [min ⁻¹]	Effektiv- mitteldruck [bar]						
5000	8	174	18 - 34	6 - 18	82 - 41	160 - 230	325 - 319
4000	12	174	16 - 34	5 - 22	75 - 29	91 - 137	438 - 428
4000	4	174	19 - 39	9 - 24	90 - 37	104 - 150	185 - 181
3000	18	174	7 - 25	3 - 23	69 - 24	35 - 68	640 - 612
3000	12	174	15 - 32	5 - 24	75 - 24	48 - 78	424 - 416
3000	6	174	16 - 38	8 - 26	80 - 27	51 - 81	241 - 233
2000	18	174	0 - 17	3 - 25	68 - 22	11 - 24	644 - 606

Abbildung 5.1.3: Messprogramm zur Identifikation des Einflusses der laminaren Flammengeschwindigkeit auf den Brennverzug

Abbildung 5.1.4 (oben links) zeigt die gemessenen Brennverzüge der verschiedenen AGR-Variationen bei den angegebenen Betriebspunkten des Motors abhängig von der laminaren Flammengeschwindigkeit.

Zur Bewertung des funktionalen Zusammenhanges des Brennverzuges von der laminaren Flammengeschwindigkeit werden alle Messreihen auf ihren jeweiligen Messwert bei einer laminaren Referenz-Flammengeschwindigkeit normiert; hier auf ihren Messwert bei einer laminaren Flammengeschwindigkeit von $s_{L,Ref} = 50 \frac{cm}{s}$ (Abbildung 5.1.4 (oben rechts)). Damit bekommt jede Messreihe ihren eigenen

5. Modell zur Abbildung der physikalischen Einflussgrößen auf den Brennverzug

Referenzmesspunkt bei jeweils sonst unterschiedlichen Parametern (TKE, Zylindergasmasse). Wichtig hierbei ist, dass die Referenz-Flammgeschwindigkeit derart gewählt wird, dass sie statistisch gut abgesichert ist. Extrapolationen würden hier zwangsläufig zu Fehlern führen.

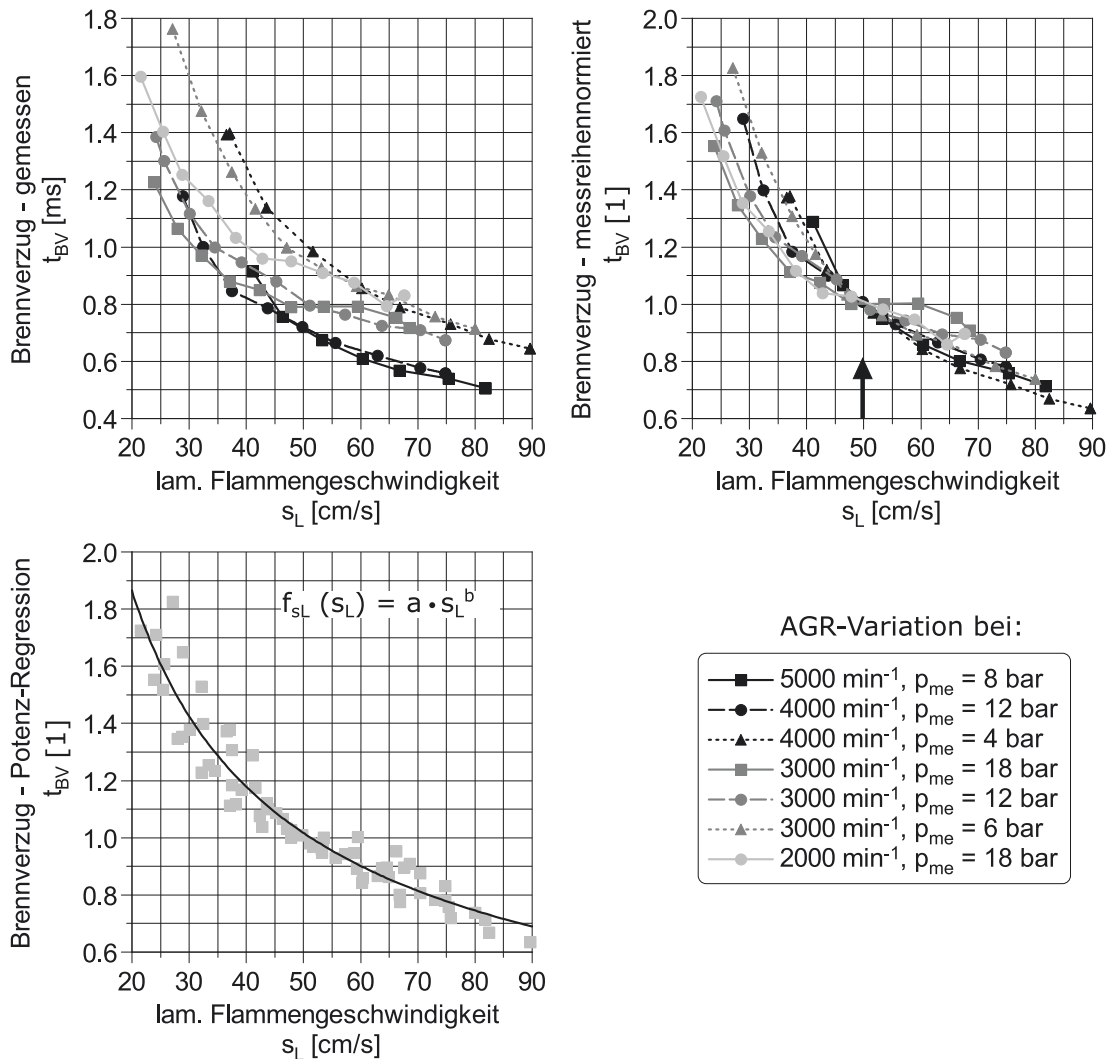


Abbildung 5.1.4: Identifikationsmessung zum Brennverzugs-Modell; Variationsgröße: laminare Flammgeschwindigkeit (indirekt variiert durch die Änderung der externen AGR-Rate)

Durch die Normierung jeder Messreihe auf einen jeweils eigenen Referenzpunkt würden die Einflüsse von TKE und Zylindergasmasse eliminiert und sich die zugehörigen Einflussgrößen f_{TKE} und $f_{m_{Zyl}}$ zu eins ergeben, wenn sie jeweils pro

Messreihe zwar unterschiedlich, aber konstant wären. Da dies bei Identifikationsmessungen, die sehr nah an den realen Motorbetrieb angelehnt sind, nicht der Fall ist, zeigen sich zusätzlich zu etwaigen Messungenauigkeiten auch nach der jeweiligen Messreihennormierung Abweichungen der Messreihen untereinander. Auch ohne bisherige Kenntnis des Einflusses der übrigen Parameter auf den Brennverzug kann der grundsätzliche Zusammenhang zwischen Brennverzug und laminarer Flammgeschwindigkeit aus diesen Messungen in einem ersten Schritt analysiert werden.

Abbildung 5.1.4 (unten links) zeigt alle messreihennormierten Messpunkte der Identifikationsmessungen zur laminaren Flammgeschwindigkeit. Es ist zu sehen, dass die Abhängigkeit des Brennverzuges von der laminaren Flammgeschwindigkeit sehr gut über einen Potenzansatz abgebildet werden kann.

Turbulente kinetische Energie

Mit der laminaren Flammgeschwindigkeit ist eine charakteristische Kenngröße für die Zusammensetzung und den thermodynamischen Zustand der Zylinderladung zum ZZP gefunden. Als weitere relevante Einflussgröße auf den Brennverzug kann die turbulente kinetische Energie (TKE) zum ZZP als Maß für die Intensität der Ladungsbewegung identifiziert werden. Der Flammenfortschritt am Ottomotor wird maßgeblich durch Turbulenz bestimmt, weshalb der Kenntnis der Ladungsbewegungsintensität zur Brennverzugsvorhersage eine signifikante Bedeutung zukommt. Da eine 0D-Prozessanalyse auf Basis von Prüfstandsmessungen die Ladungsbewegung nicht räumlich auflösen kann, wird sie in mehreren Schritten über die Kombination einzelner Modelle berechnet. In einem ersten Schritt erfolgt die Bestimmung des Tumble-Niveaus zum ES. Grundlage dessen sind Messungen am Strömungsprüfstand, bei denen eine stationäre Tumble-Kennzahl beim Durchströmen des Zylinderkopfes und der Einlassventile abhängig vom Ventilhub und Massenstrom ermittelt wird. Ergänzend wird das so ermittelte Tumble-Niveau mit einer transienten 3D-CFD-Rechnung abgestimmt. Damit ergibt sich das Tumble-Niveau zum ES. In einem zweiten Schritt erfolgt die Modellierung der zylinderinternen Entwicklung des Tumble-Niveaus und der Dissipation des Tumbles in Richtung ZOT in TKE über ein weiterentwickeltes k - ϵ -Modell. Maßgebliche Einflussgröße ist die Motordrehzahl. Sie bestimmt signifikant sowohl

5. Modell zur Abbildung der physikalischen Einflussgrößen auf den Brennverzug

die Strömungsgeschwindigkeit und damit das Tumble-Niveau zu ES, als auch die Ausprägung des Tumbles während der Kompression und die Dissipation des Tumbles in TKE. Insgesamt wird die TKE somit aus Massenstrom, Ventilhub und Motordrehzahl ermittelt.

Zur Identifizierung des funktionalen Zusammenhanges zwischen TKE und Brennverzug erfolgt die Variation der TKE über eine Verstellung der Motordrehzahl als Haupteinflussgröße auf die TKE. Auch hierbei ist anzumerken, dass die übrigen Einflussgrößen, wie bspw. die AGR-Rate, auf Grund der Nähe der Messreihen zum realen Motorbetrieb nicht vollständig konstant gehalten werden können. Veränderte Motordrehzahlen beeinflussen bspw. die Zeitspannen zum Ein- und Ausströmen der Zylinderladung über die Ventile, was zu unterschiedlichen internen AGR-Raten führt. Dies ist für die grundsätzliche Ermittlung des funktionalen Zusammenhanges im ersten Schritt allerdings unbedenklich, da die Variationsbreite der Motordrehzahl, respektive der TKE, die Variationsbreiten der übrigen Einflussgrößen deutlich übersteigt. Abbildung 5.1.5 zeigt hierzu das Messprogramm zur Identifikation des Einflusses der TKE zum ZZZP auf den Brennverzug.

Betriebspunkt		ES [°KW n. LW-OT]	ZZP [°KW v. ZOT]	AGR- Rate [%]	laminare Flammen- geschwindigkeit [cm/s]	TKE zum ZZP [m ² /s ²]	Zylinder- gasmasse [mg]
Drehzahl [min ⁻¹]	Effektiv- mitteldruck [bar]						
1500 - 3500	20	174	(-7) - 6	2,5 - 3,5	57 - 64	5 - 45	700 - 740
1500 - 3500	18	174	(-3,5) - 8	2,5 - 3,5	64 - 70	7 - 48	635 - 655
1500 - 5000	14	174	3 - 14	3 - 5	68 - 74	7 - 127	490 - 520
1250 - 5000	10	174	6 - 17	9 - 5	69 - 78	6 - 148	360 - 390
1000 - 5000	6	174	7 - 20	16 - 6	46 - 86	2 - 165	235 - 265
1000 - 4000	4	174	13 - 19	25 - 9	40 - 90	2 - 103	174 - 186
1000 - 5000	2	174	21 - 28	34 - 10	24 - 94	3 - 195	110 - 130

Abbildung 5.1.5: Messprogramm zur Identifikation des Einflusses der TKE zum ZZZP auf den Brennverzug

Abbildung 5.1.6 (oben links) zeigt die gemessenen Brennverzüge bei Variationen der Motordrehzahl in den angegebenen Lastpunkten. Auch hier erfolgt wiederum eine Messreihennormierung nach vorig beschriebenenem Schema. Die Ergebnisse dieser Messreihennormierung zeigt Abbildung 5.1.6 (oben rechts). In diesem Falle werden die Messreihen jeweils auf ihren Brennverzugs-Messwert bei einer turbulenten kinetischen Energie von $TKE = 45 \frac{m^2}{s^2}$ normiert.

In Abbildung 5.1.6 (unten links) sind zur Visualisierung der funktionalen Regression alle messreihennormierten Messpunkte in Abhängigkeit von der TKE zum ZZP aufgetragen. Es ist ersichtlich, dass wiederum eine Regression über einen Potenzansatz sehr gute Übereinstimmungen in Bezug auf die Vorhersage des Brennverzuges liefert. Somit wird als funktionaler Zusammenhang zwischen Brennverzug und TKE ebenfalls ein Potenzansatz gewählt.

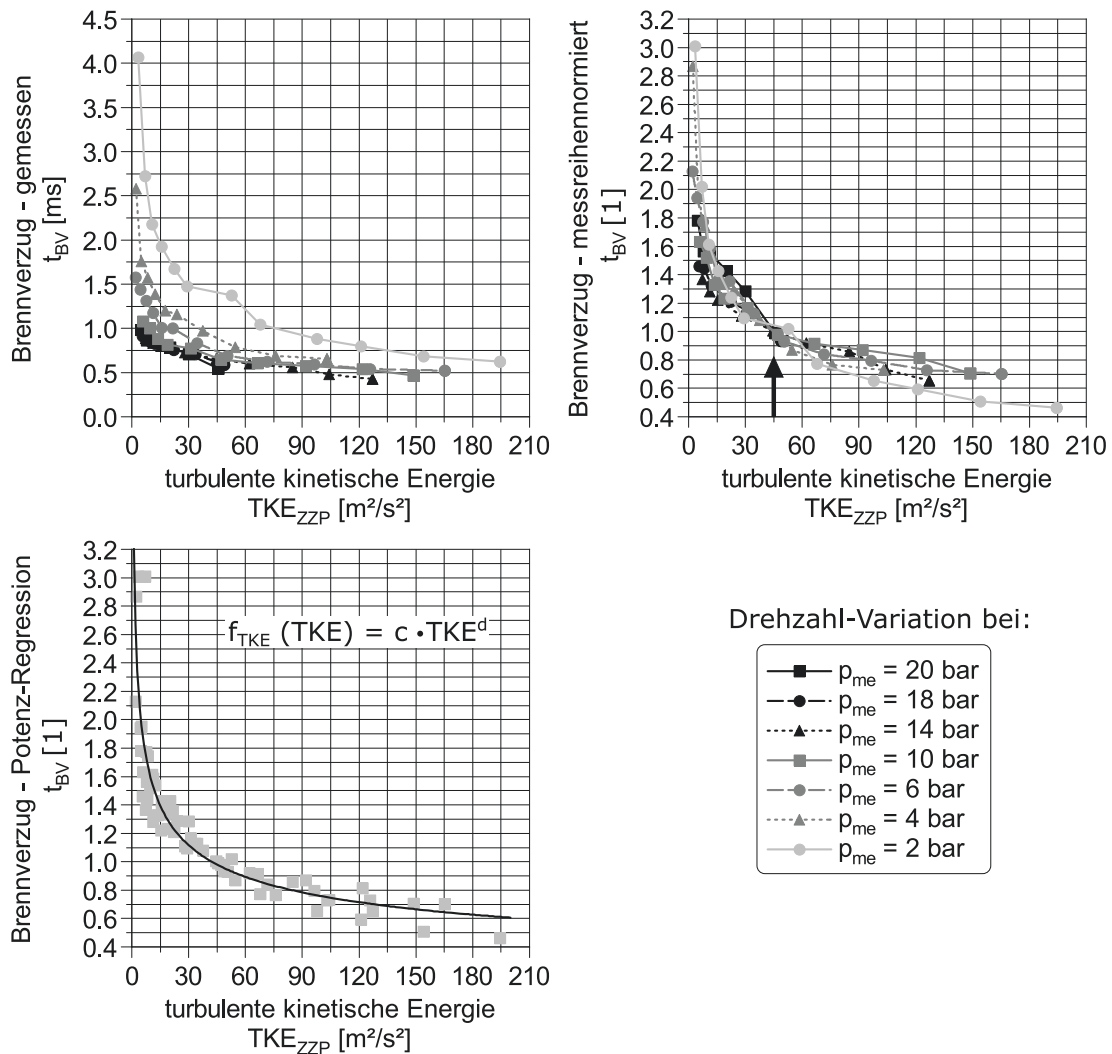


Abbildung 5.1.6: Identifikationsmessungen zum Brennverzugs-Modell; Variationsgröße: turbulente kinetische Energie (indirekt variiert durch die Änderung der Motordrehzahl)

5. Modell zur Abbildung der physikalischen Einflussgrößen auf den Brennverzug

Zylindergasmasse

Neben der laminaren Flammengeschwindigkeit, die durch den thermodynamischen Zustand und die Zusammensetzung der Zylinderladung beschrieben wird, sowie der Intensität der Ladungsbewegung zum ZZP, kann auch die Gasmasse im Zylinder als signifikante Einflussgröße auf den Brennverzug identifiziert werden. Sie kann als Kennzahl dafür betrachtet werden, wie groß die Reaktionswege zur Interaktion der Moleküle untereinander zur Fortführung der chemischen Reaktionen in der Zeit des Brennverzuges sind.

Bei gegebener Ladungszusammensetzung, thermodynamischem Zustand und Ladungsbewegungsintensität verkürzt eine höhere Zylindergasmasse dementsprechend den Brennverzug.

Abbildung 5.1.7 zeigt das Messprogramm zur Identifikation des Einflusses der Zylindergasmasse auf den Brennverzug. Die durch die Anlehnung des Messprogramms an den realen Motorbetrieb veränderliche laminare Flammengeschwindigkeit und TKE zum ZZP weisen in Relation zur eigentlich variierten Zylindergasmasse deutlich kleinere Variationsbreiten auf. Dies ermöglicht die Identifikation des Einflusses der Zylindergasmasse auf den Brennverzug aus gezeigtem Messprogramm.

Betriebspunkt		ES [°KW n. LW-OT]	ZZP [°KW v. ZOT]	AGR- Rate [%]	laminare Flammen- geschwindigkeit [cm/s]	TKE zum ZZP [m ² /s ²]	Zylinder- gasmasse [mg]
Drehzahl [min ⁻¹]	Effektiv- mitteldruck [bar]						
1000	1 - 10	174	34 - 4	36 - 10	22 - 64	10 - 3,5	77 - 370
1250	2 - 10	174	21 - 7	24 - 9	46 - 70	10 - 6	110 - 370
1500	1 - 20	174	28 - (-5)	27 - 2	40 - 64	20 - 5	80 - 700
1750	2 - 20	174	23 - (-3)	20 - 2	55 - 74	22 - 8	110 - 720
2000	1 - 20	174	29 - 0	24 - 3	50 - 73	36 - 11	80 - 710
2500	2 - 20	174	28 - 2	16 - 3	70 - 80	50 - 20	110 - 715
3000	1 - 20	174	29 - 3	17 - 3	60 - 80	76 - 30	85 - 715
3500	2 - 20	174	25 - 6	13 - 3	57 - 86	94 - 45	115 - 710
4000	1 - 12	174	27 - 16	15 - 5	76 - 92	133 - 90	90 - 440
4500	2 - 14	174	23 - 14	11 - 4	76 - 94	154 - 100	125 - 510
5000	2 - 14	174	24 - 13	10 - 5	70 - 94	194 - 127	130 - 520

Abbildung 5.1.7: Messprogramm zur Identifikation des Einflusses der Zylindergasmasse auf den Brennverzug

Abbildung 5.1.8 (oben links) zeigt die gemessenen Brennverzüge bei einer Variation der Zylinderladungsmasse bei den angegebenen Motordrehzahlen. Mit der bekannten Messreihennormierung ergeben sich die in Abbildung 5.1.8 (oben rechts) gezeigten Abhängigkeiten des Brennverzuges von der Zylinderladungsmasse. Die Normierung erfolgt hierbei auf die jeweiligen Brennverzugschwerte jeder Messreihe bei einer Zylinderladungsmasse von $m_{Zyl} = 350 \frac{mg}{Hub}$. Abbildung 5.1.8 (unten links) zeigt die messreihennormierten Brennverzüge und deren Regression über einen Potenzansatz.

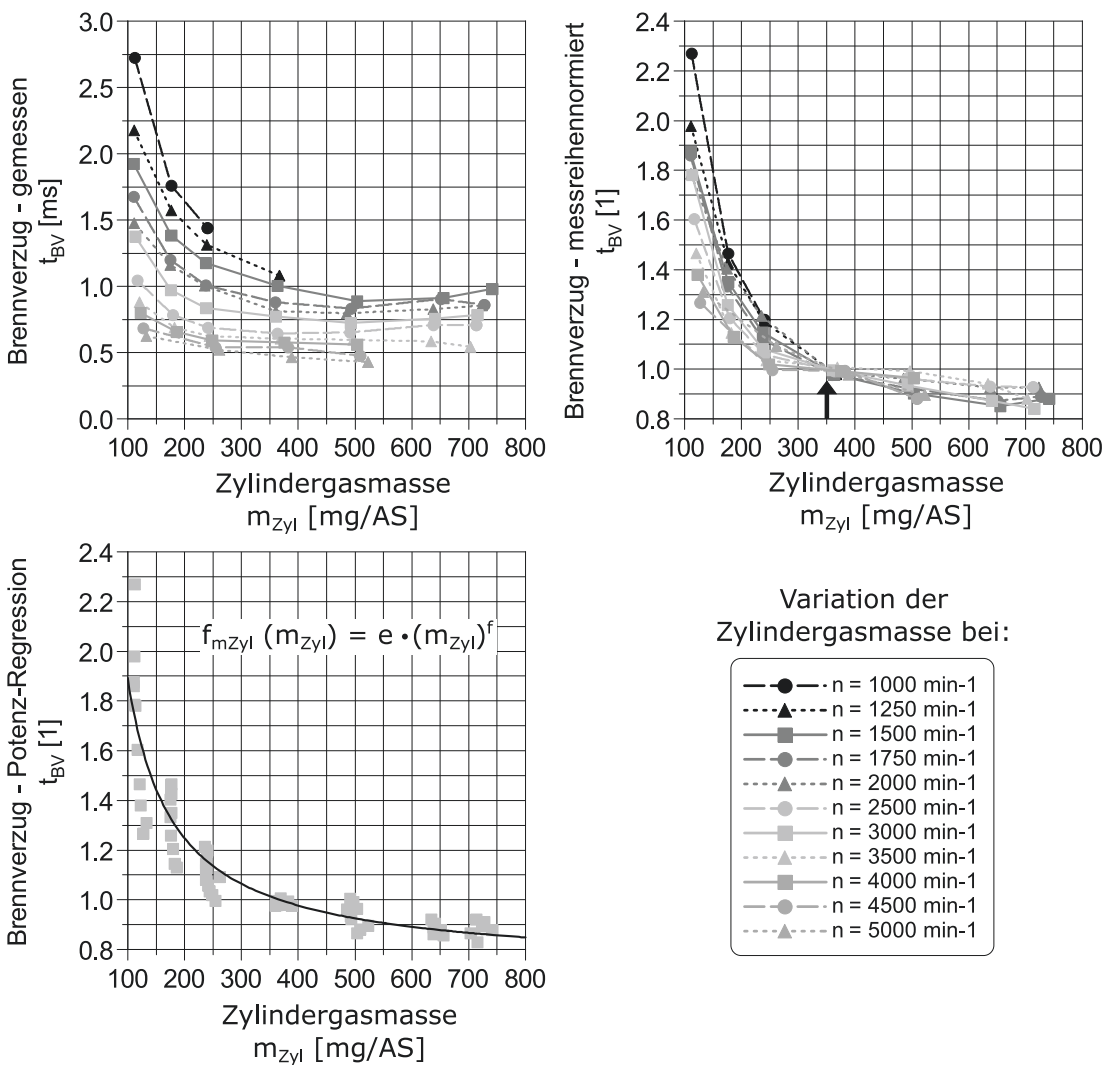


Abbildung 5.1.8: Identifikationsmessung zum Brennverzugs-Modell; Variationsgröße: Zylinderladungsmasse

5. Modell zur Abbildung der physikalischen Einflussgrößen auf den Brennverzug

Grundsätzlich besteht somit zwischen dem Brennverzug und jeder der drei identifizierten Einflussgrößen ein Zusammenhang, der sich über einen Potenzansatz beschreiben lässt.

5.2 Semi-physikalisches Brennverzugsmodell

Der folgende Abschnitt zeigt, wie die einzelnen Zusammenhänge zwischen Brennverzug und den drei identifizierten Einflussgrößen zu einem gesamten semi-physikalischen Brennverzugsmodell zusammengeführt werden. Dieses soll den Brennverzug in zyklus- und RDE-relevanten Betriebsbereichen des Motors mit einer Genauigkeit von $\pm 1,5^\circ\text{KW}$ abbilden.

Die vorig ermittelten funktionalen Zusammenhänge der drei Einflussgrößen auf den Brennverzug werden multifaktoriell zu einem Brennverzugsmodell zusammengestellt, welches folgende Form annimmt:

$$\frac{BV}{BV_{Ref}} = f_{TKE} \cdot f_{s_L} \cdot f_{m_{Zyl}} \quad (5.2.1)$$

Für jede einzelne Einflussgröße wird der für sie ermittelte grundsätzliche funktionale Zusammenhang eingesetzt. Damit ergibt sich Gleichung 5.2.1 zu:

$$\frac{BV}{BV_{Ref}} = a \cdot \left[\left(\frac{TKE}{TKE_{Ref}} \right)^b \right] \cdot \left[\left(\frac{s_L}{s_{L_{Ref}}} \right)^c \right] \cdot \left[\left(\frac{m_{Zyl}}{m_{Zyl_{Ref}}} \right)^d \right] \quad (5.2.2)$$

An dieser Stelle wird für jeden einzelnen funktionalen Zusammenhang bewusst nicht der Absolutwert der Einflussgröße verwendet. Es findet eine Normierung auf den jeweiligen Wert bei dem frei wählbaren globalen Referenz-Betriebspunkt statt. Dies bietet den Vorteil, das Brennverzugsmodell auf denjenigen Kennfeldbereich zu adaptieren, in dem besonders hohe Vorhersagegüten erforderlich sind. Weiterhin minimiert dies die Spreizung der Absolutwerte, was vor dem Hintergrund der Anpassung des Modells an den realen Motorbetrieb mit einer nicht-linearen Regression Vorteile bietet. Bspw. bewegen sich die Absolutwerte für die Zylinder gasmasse zwischen $m_{Zyl,min} \approx 100 \frac{mg}{Hub}$ und $m_{Zyl,max} \approx 800 \frac{mg}{Hub}$. Die laminare

Flammengeschwindigkeit hingegen nimmt lediglich Werte zwischen $s_{L,min} \approx 25 \frac{cm}{s}$ und $s_{L,max} \approx 65 \frac{cm}{s}$ an. Probleme, die aus dieser deutlich unterschiedlichen Größenordnung der Einflussgrößen resultieren, können mit einer Normierung auf einen globalen Referenz-Wert minimiert werden.

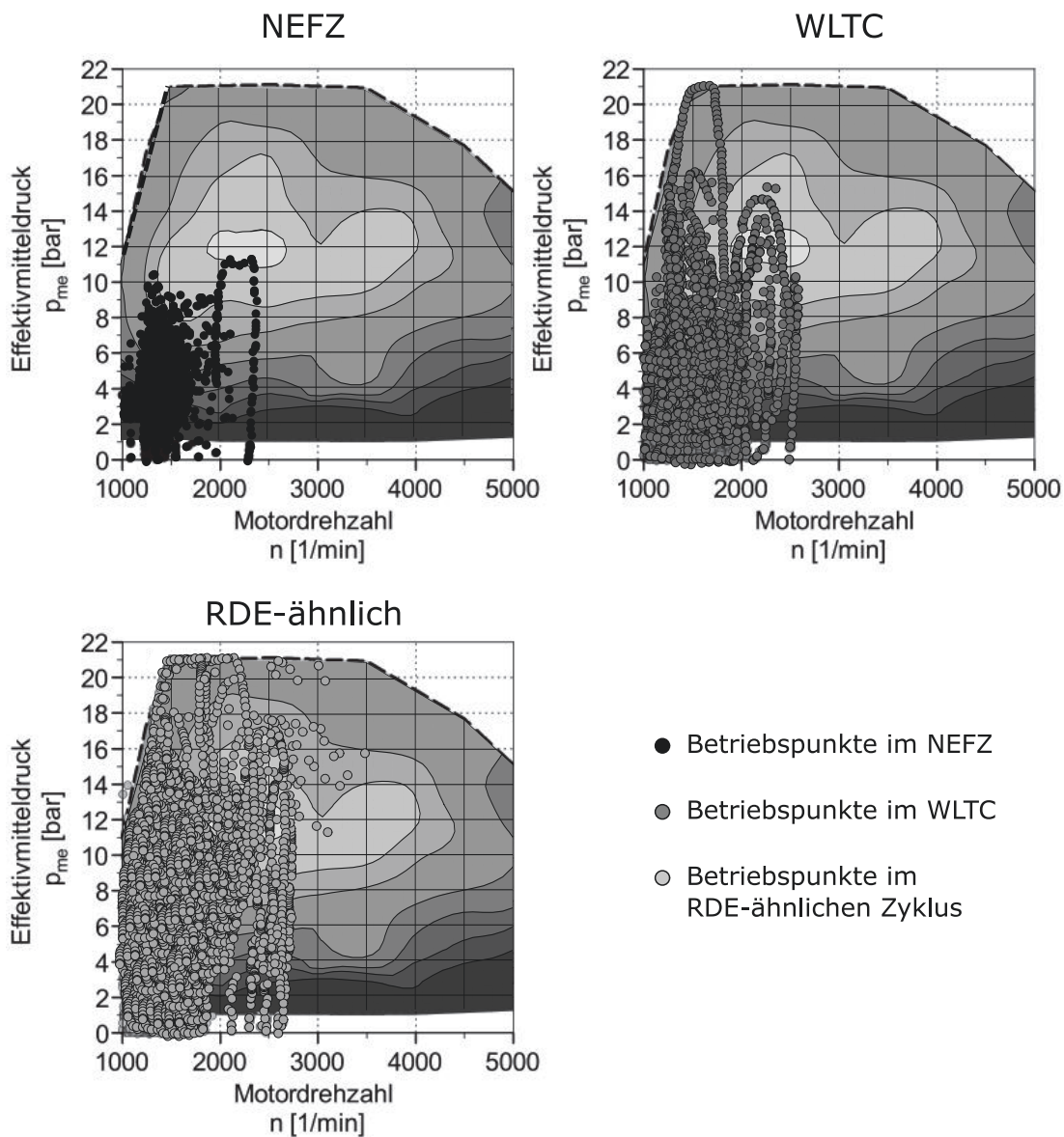


Abbildung 5.2.1: Motorkennfeld mit Betriebspunkten im NEFZ, WLTC und einem RDE-ähnlichen Zyklus

Für die Wahl des Referenzpunktes muss die Frage danach beantwortet werden, in welchen Kennfeldbereichen das Brennverzugsmodell zuverlässige Werte liefern soll.

5. Modell zur Abbildung der physikalischen Einflussgrößen auf den Brennverzug

Hierzu zeigt Abbildung 5.2.1 das Motorkennfeld mit entsprechend eingetragenen Betriebspunkten im NEFZ, WLTC und einem RDE-ähnlichen Zyklus.

Es ist zu sehen, dass Betriebspunkte mit Motordrehzahlen von $n > 3000 \text{ min}^{-1}$ in keinem der Zyklen relevant sind. In Betriebspunkten mit Motordrehzahlen von $n > 3000 \text{ min}^{-1}$ und Effektivmitteldrücken von $p_{me} > 11 \text{ bar}$ soll das Brennverzugsmodell vor dem Hintergrund eines RDE-Zyklus mit sehr ausgeprägtem Hoch- und Vollast-Anteil trotzdem zuverlässige Vorhersagen liefern.

Als Referenz-Betriebspunkt wird der Betriebspunkt bei einer Motordrehzahl von $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und einem Effektivmitteldruck von $p_{me} = 6 \text{ bar}$ gewählt. Dieser befindet sich in einem relevanten Betriebsbereich und liefert eine sehr gute Ausgangsbasis zur Vorhersage des Brennverzuges in Bezug auf geänderte Drehzahlen und Lasten.

Betriebspunkt		ES [°KW n. LW-OT]	ZZP [°KW v. ZOT]	AGR- Rate [%]	laminare Flammen- geschwindigkeit [cm/s]	TKE zum ZZP [m ² /s ²]	Zylinder- gasmasse [mg]	Brenn- verzug [°KW]
Drehzahl [min ⁻¹]	Effektiv- mittel- druck [bar]							
1000 - 5000	1 - 21	90 - 175	51 - (-2)	5 - 30	25 - 70	2 - 180	90 - 740	9 - 41

Abbildung 5.2.2: Messprogramm zur Parametrierung und Validierung des Brennverzugs-Modells

Betriebspunkte - Parametrierung: $n \in [1000, 5000] \wedge \frac{n}{500} \in \mathbb{Z}$

Betriebspunkte - Validierung: $n \in [1000, 5000] \wedge \frac{n}{250} = 2k+1 \mid k \in \mathbb{N}_0$

Die Bestimmung der Modellparameter erfolgt mit einer Vermessung von acht kennfeldweit verteilten Betriebspunkten des Motors bei finaler Brennverfahrensauslegung. Abbildung 5.2.2 zeigt das zur Parametrierung und Validierung des Modells abgefahrene Messprogramm inklusive der Wertebereiche der einzelnen Mess-, Modellein- und -ausgangsgrößen.

Die Validierung des Modells erfolgt anhand der schwarz markierten Betriebspunkte. Die Positionierung der Messpunkte im Motorkennfeld illustriert Abbildung 5.2.3 (rechts). Abbildung 5.2.3 (links) zeigt die Positionierung des globalen Referenz-Betriebspunktes im Motorkennfeld.

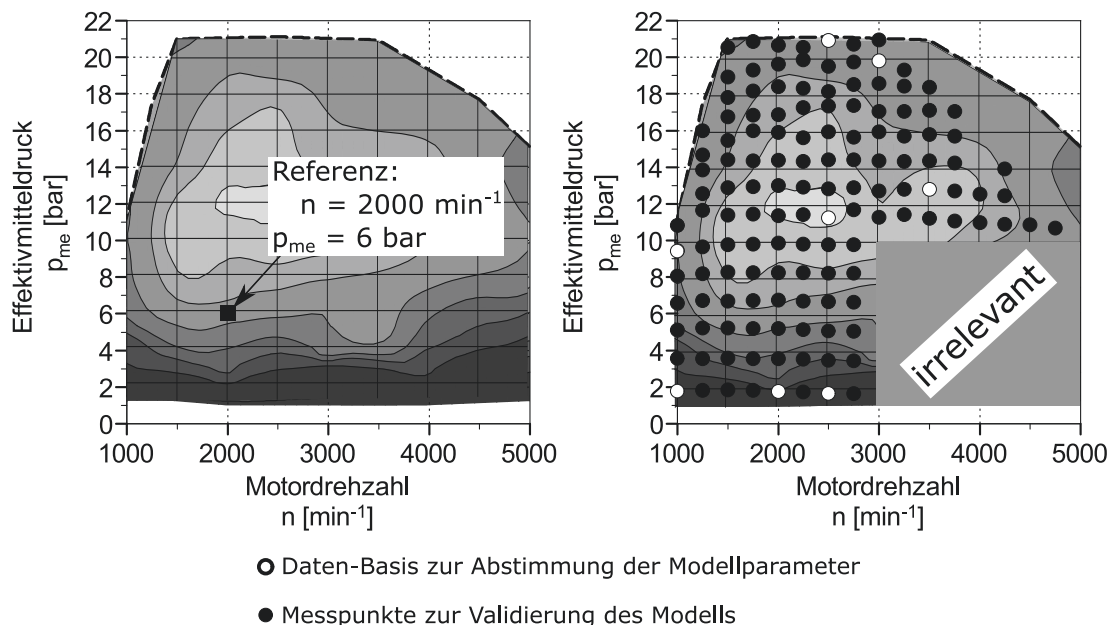


Abbildung 5.2.3: Motor kennfeld mit Referenz-Betriebspunkt (links) und Messdaten-Basis (rechts) zur Erstellung und Validierung des Brennverzugs-Modells

Wie in vorigem Abschnitt gezeigt, bildet eine 0D-Prozessanalyse auf Basis der ermittelten indizierten Druckverläufe inklusive einer Ladungswechselrechnung die Grundlage zur Parametrierung des Modells. Als Ergebnis werden der Temperaturverlauf, das Verbrennungsluftverhältnis, die AGR-Rate sowie der TKE-Verlauf und die Zylindergasmasse ermittelt. Mit dem Verbrennungsluftverhältnis, der AGR-Rate, dem indizierten Druckverlauf im Brennraum und dem Temperaturverlauf im Zylinder wird die laminare Flammgeschwindigkeit des Abgas-Luft-Gemisches zum ZZP aus einer unter Berücksichtigung der detaillierten chemischen Reaktionsablaufes erstellten Wertetabelle ausgelesen [Per15]. Die laminare Flammgeschwindigkeit, die Zylindergasmasse und die TKE zum ZZP werden jeweils auf die Werte des Referenz-Betriebspunktes (hier bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 6 \text{ bar}$) normiert. Die generelle Vorgehensweise zeigt Abbildung 5.2.4.

Die derartige Abstimmung des Brennverzugs-Modells ergibt die in Abbildung 5.2.5 gezeigten Werte für die Modell-Parameter.

5. Modell zur Abbildung der physikalischen Einflussgrößen auf den Brennverzug

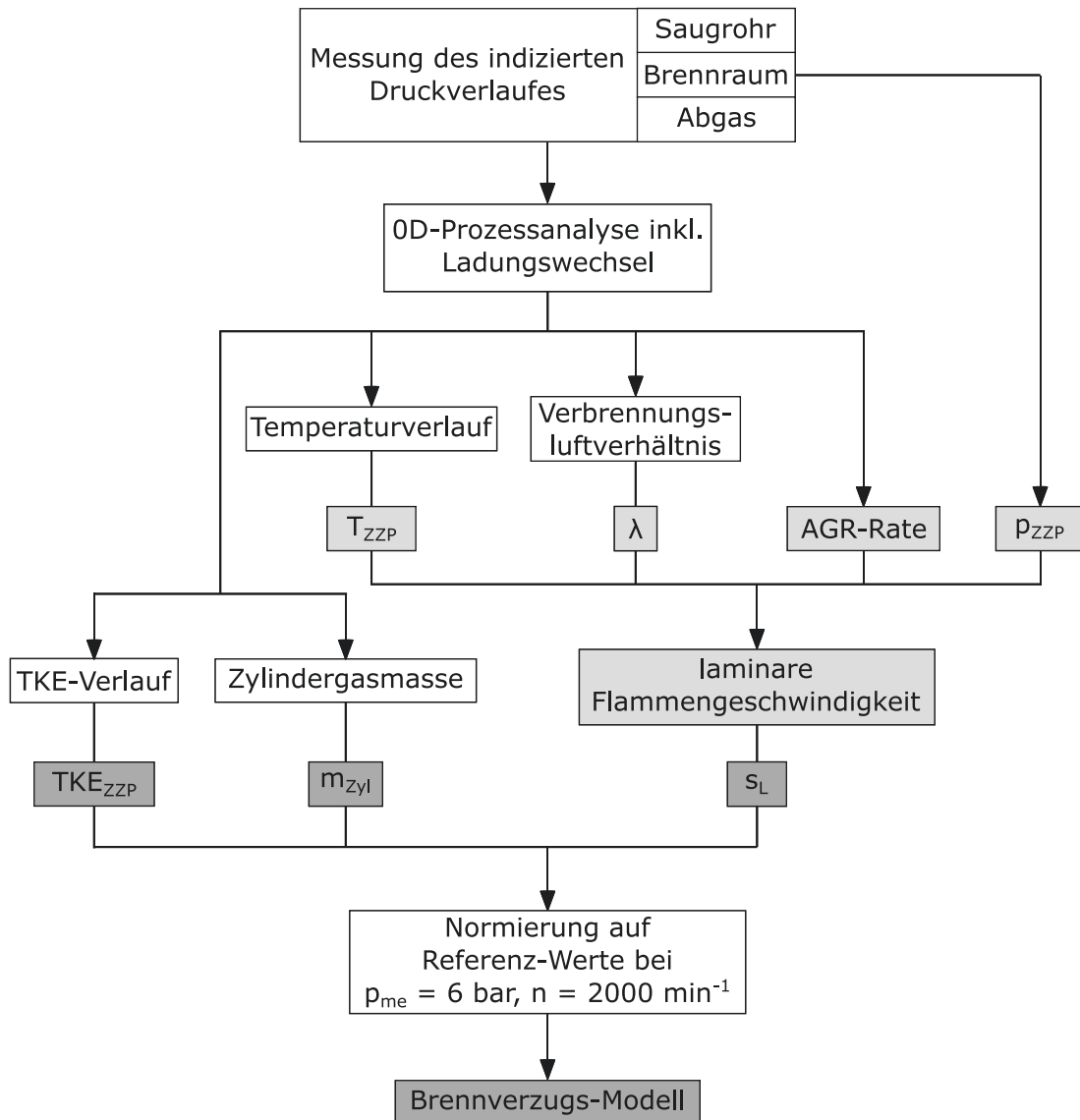


Abbildung 5.2.4: Vorgehensweise zur Abstimmung der Parameter des Brennverzugs-Modells

Modell-Parameter	Wert
a	1,1981
b	-0,5974
c	-0,2297
d	-0,5101

Abbildung 5.2.5: Parameter des Brennverzugs-Modells (vgl. Gleichung 5.2.2)

5.3 Genauigkeit des Brennverzugs-Modells

Der Zielbereich der Brennverzugs-Vorhersage ist mit $\pm 1,5^\circ\text{KW}$ definiert worden. Die kurbelwinkelbasierten Differenzen zwischen gemessenem und errechnetem Brennverzug werden hierbei nach folgendem Zusammenhang ermittelt:

$$\Delta BV = BV_{\text{gemessen}} - BV_{\text{gerechnet}} \quad (5.3.1)$$

Modellparametrierung

Mit der Parametrierung des Brennverzugs-Modells mit den in Abbildung 5.2.5 gezeigten Werten wird die in Abbildung 5.3.1 veranschaulichte Genauigkeit erreicht. Generell wird zwischen Genauigkeiten, die im Zielbereich (grau) und denjenigen die außerhalb dieses Intervalls in positiver Richtung (weiß) sowie negativer Richtung (schwarz) liegen, unterschieden. Nach Gleichung 5.3.1 ist demzufolge der berechnete, kurbelwinkelbasierte Brennverzug bei Brennverzugs-Differenzen von $\Delta BV > 1,5^\circ\text{KW}$ zu kurz (weiß) und bei Brennverzugs-Differenzen von $\Delta BV < -1,5^\circ\text{KW}$ zu lang (schwarz).

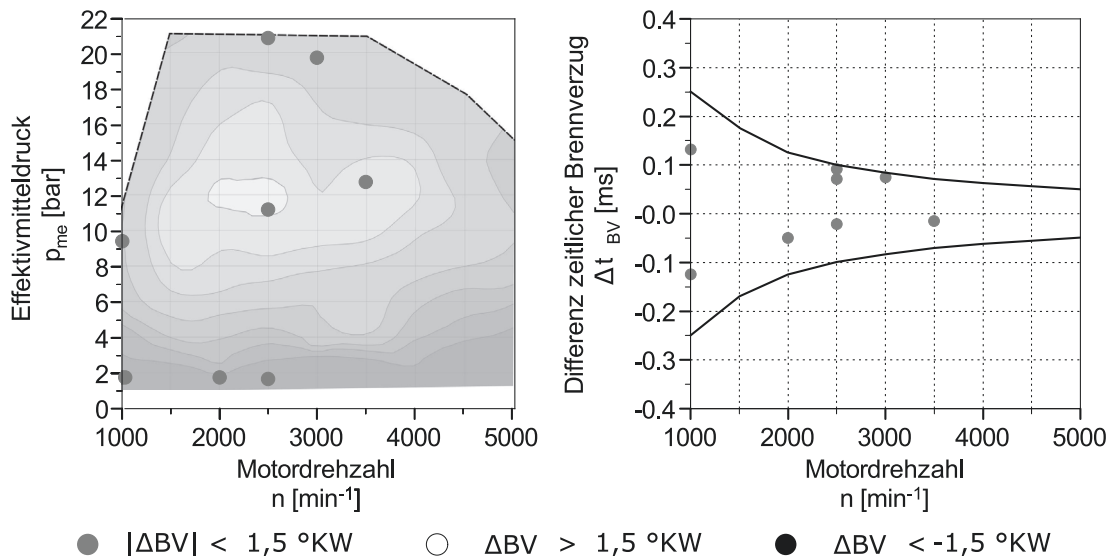


Abbildung 5.3.1: Vorhersage-Genauigkeit des Brennverzugs-Modells im Motorkennfeld (für die Parametrierung des Modells)

5. Modell zur Abbildung der physikalischen Einflussgrößen auf den Brennverzug

Abbildung 5.3.1 (links) zeigt die Ergebnisse der Brennverzugs-Berechnung an den Betriebspunkten, die zur Parametrierung des Modells herangezogen wurden. In Abbildung 5.3.1 (rechts) sind die ermittelten zeitbasierten Differenzen zwischen gemessenem und berechnetem Brennverzug über der Motordrehzahl aufgetragen. Mit den gewählten acht kennfeldweit verteilten und zyklusrelevanten Betriebspunkten konnte ein geeigneter Parametersatz für das Brennverzugs-Modell ermittelt werden.

Modellvalidierung

Nach der Herleitung und Bedatung des Modells wird im Folgenden dessen Validierung an nicht zur Parametrierung des Modells verwendeten Betriebspunkten gezeigt. Hierzu werden die in Abbildung 5.2.3 (rechts) schwarz markierten Betriebspunkte verwendet. Als Ergebnis der Modell-Validierung zeigt Abbildung 5.3.2 (links) die Genauigkeit des Modells im Motorkennfeld und Abbildung 5.3.2 (rechts) die zeitbasierten Differenzen zwischen gemessenem und berechnetem Brennverzug.

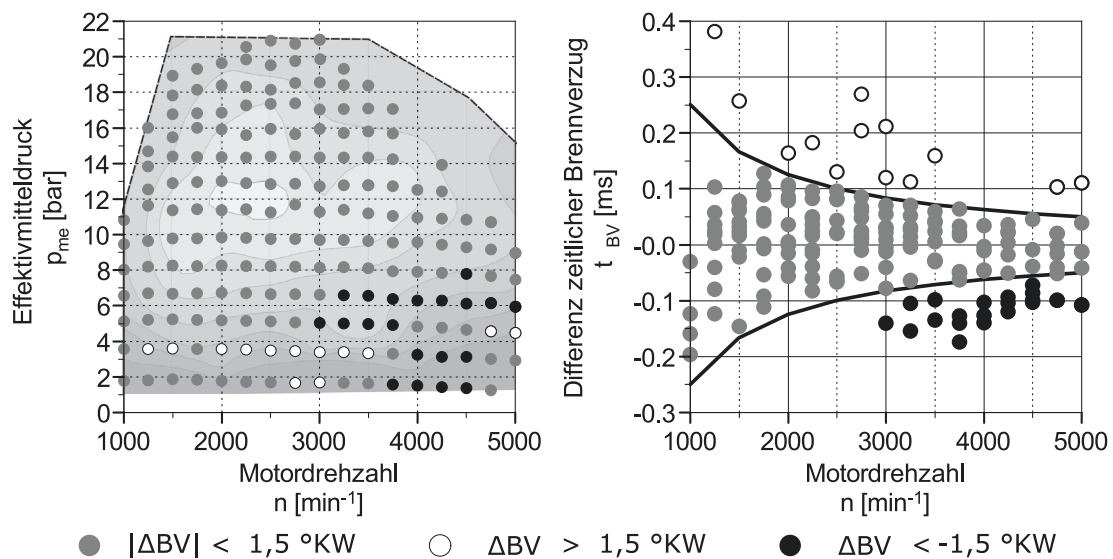


Abbildung 5.3.2: Vorhersage-Genauigkeit des Brennverzugs-Modells im Motorkennfeld (Validierung)

Insgesamt zeigt die Brennverzugs-Berechnung v.a. in den relevanten Bereichen des Motorkennfeldes sehr gute Übereinstimmungen. Bei hohen Drehzahlen und kleinen Lasten zeigen sich vermehrt Betriebspunkte, deren Brennverzug nicht mehr

hochgenau ermittelt werden kann. Ebenso ist dies bei Lasten von $p_{me} \approx 3,5$ bar der Fall. Zur Analyse dessen können die in Abbildung 5.3.2 (rechts) über der Motordrehzahl aufgetragenen, zeitbasierten Differenzen zwischen gemessenem und berechnetem Brennverzug herangezogen werden. Es ist ersichtlich, dass die zeitbasierte Genauigkeit des Modells bei zyklusrelevanten und betriebsstrategisch sinnvollen Betriebspunkten über das gesamte Drehzahl-Band konstant gut ist.

Bei den schwarz markierten Betriebspunkten wird der kurbelwinkelbasierte Brennverzug zu groß berechnet. Diese Betriebspunkte bei hohen Motordrehzahlen und niedrigen Lasten werden nicht detailliert analysiert, da sie sowohl für den realen, als auch für den Zyklus-Betrieb des Motors irrelevant sind und ihre zeitbasierte Berechnungs-Genauigkeit im Bereich der übrigen Betriebspunkte liegt. Lediglich die durch die erhöhte Motordrehzahl gestiegenen Anforderungen an die Genauigkeit der Berechnung führen dazu, dass der Brennverzug hier kurbelwinkelbasiert nicht mehr im definierten Zielbereich liegt.

Bei den weiß markierten Betriebspunkten wird der Brennverzug mit dem Modell zu klein berechnet. Diese liegen, unterhalb von $n = 3000 \text{ min}^{-1}$, im für den realen Fahrbetrieb und zyklus-relevanten Bereich. In Abbildung 5.3.2 fällt zusätzlich auf, dass all diese Betriebspunkte einen Effektivmitteldruck von $p_{me} \approx 3,5$ bar oder kleiner aufweisen. In Betriebspunkten mit größerem und teilweise auch kleinerem Effektivmitteldruck wird der Brennverzug mit dem Modell hingegen zuverlässig vorher gesagt.

Zur genaueren Analyse der betreffenden Betriebspunkte zeigt Abbildung 5.3.3 mit dem ES, dem Verhältnis aus externer zur gesamten AGR, dem Zündzeitpunkt sowie TKE, Druck und Temperatur zum ZZP sechs relevante Kenngrößen, die einen Erklärungsansatz liefern können.

Der Großteil der betreffenden Betriebspunkte weist einen extrem ausgeprägten Millergrad mit einem Einlassschluss von $ES < 100^\circ \text{KW n. LW-OT}$ auf. Ein extrem früher ES führt zu mehreren Effekten.

Eine erste mögliche Fragestellung ist, ob der im 0D-Simulationsmodell hinterlegte Zusammenhang zwischen Ventilhub und Einströmgeschwindigkeit der Zylinderladung sowie das TKE-Modell für die Modellierung der Ladungsbewegung selbst korrekt sind. Der ermittelte Wertebereich für die TKE zum ZZP zeigt keine signifikanten Unterschiede zu anderen Betriebspunkten, in denen der Brennverzug korrekt vorhergesagt wird, und bewegt sich nicht im Grenzbereich des Modells.

5. Modell zur Abbildung der physikalischen Einflussgrößen auf den Brennverzug

Das TKE-Modell sowie der Zusammenhang zwischen Ventilhub und Einströmgeschwindigkeit sind umfangreich experimentell und mit einer 3D-CFD-Simulation abgeglichen worden. Die ermittelte TKE zum ZZZP kann damit als Ursache für unzureichende Qualitäten der Brennverzugs-Berechnung ausgeschlossen werden.

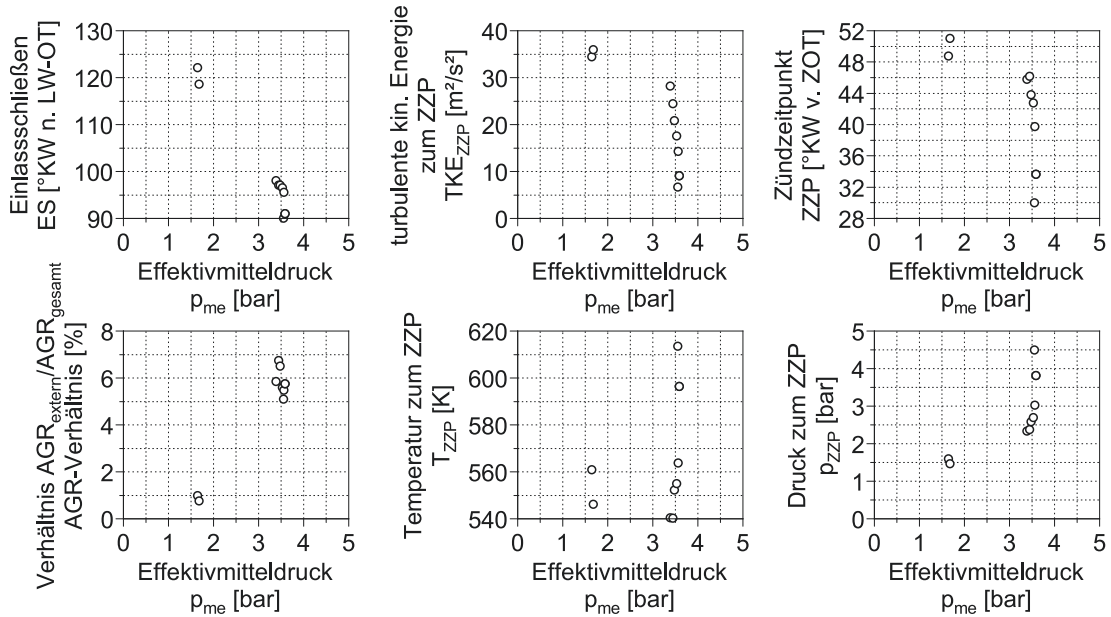


Abbildung 5.3.3: relevante Kenngrößen der Betriebspunkte mit zu klein berechnetem Brennverzug (Modell-Validierung)

Ein ausgeprägter Millergrad führt zu sehr frühen ZZZP, wie Abbildung 5.3.3 (oben rechts) veranschaulicht. Hier zeigt der Vergleich mit anderen Betriebspunkten, dass das Brennverzugs-Modell bei Zündzeitpunkten nach $ZZP = 25^\circ \text{KW v. ZOT}$ sehr gute Genauigkeiten liefert. Bei Zündzeitpunkten vor $ZZP = 25^\circ \text{KW v. ZOT}$ nimmt die Genauigkeit ab. Dies kann mehrere Ursachen haben.

Einen ersten Erklärungsansatz zeigt Abbildung 5.3.3 (unten links). Das Verhältnis von externer AGR zur gesamten AGR im Zylinder liegt bei allen betreffenden Betriebspunkten deutlich unter 10%. Betriebspunkte, bei denen das Brennverzugs-Modell sehr gute Übereinstimmungen liefert, weisen hier Werte von $\frac{AGR_{\text{extern}}}{AGR_{\text{gesamt}}} > 30\%$ auf. Da auf Grund der Vereinfachung des Modells bewusst auf eine getrennte Berücksichtigung von interner und externer AGR verzichtet wird, könnte das grundlegend andere chemische Reaktionspotential von interner und externer AGR hier zu größeren Abweichungen in der Brennverzugs-Vorhersage

führen. Darüber hinaus zeigt Abbildung 6.1.9 eine signifikante Beeinflussung der Ladungsbewegung durch einen ausgeprägten Millergrad. Dies führt im Resultat zu einer vergleichsweise schlechten Homogenisierung der Zylinderladung und einem sehr frühen ZZP. Die betreffenden Betriebspunkte weisen somit zusätzlich zu einem sehr großen internen AGR-Anteil (Abbildung 5.3.3 (unten links)) eine hohe Inhomogenität auf. Diese von *Honardar* in [PH09] beschriebene Schichtung des intern rückgeführten Abgases vor allem im Bereich der Zündkerze könnte hier ebenso zu den ermittelten Ungenauigkeiten der Brennverzugs-Berechnung führen. Darüber hinaus bedingt der sehr frühe ES vergleichsweise geringe Temperaturen und Drücke zum ZZP, wie Abbildung 5.3.3 (unten Mitte & rechts) zeigt. Auch bei der Temperatur zum ZZP kann eine Schichtung im Brennraum durch den sehr hohen internen AGR-Anteil nicht ausgeschlossen werden. Bei Betriebspunkten, in denen der Brennverzug mit sehr hoher Genauigkeit vorhergesagt wird, liegen die Temperaturen bei $T_{ZZP} > 630 \text{ K}$ und die Zylinderdrücke bei $p_{ZZP} > 10 \text{ bar}$. Hier könnte neben der vermuteten Schichtung der Zylinderladung sowie dessen Inhomogenitäten in AGR-Rate und Temperatur, die von einem auf einer 0D-Prozessanalyse basierenden Brennverzugs-Modell nicht erfasst werden, auch die Ermittlung der laminaren Flammgeschwindigkeit fehlerhaft sein. Die laminare Flammgeschwindigkeit für die betreffenden Betriebspunkte liegt zwar nicht im Grenzbereich des Modells, jedoch basiert sie auf der Berechnung des detaillierten chemischen Reaktionsfortschritts in einem homogenen Reaktor.

Insgesamt führt ein sehr früher ES vermutlich zu Inhomogenitäten im Zylinder, die das auf einer 0D-Prozessanalyse basierende Brennverzugs-Modell nicht abbilden kann. Weiterhin könnte der zur Vereinfachung des Modells vorgenommene Verzicht auf eine Unterscheidung von internem und externem Abgas zur Verschlechterung der Genauigkeit beitragen. Auch der sehr frühe ZZP, der zu Temperaturen und Drücken im Grenzbereich des Modells führt, bedingt vermutlich eine abnehmende Berechnungs-Qualität des Brennverzuges mit frühem ES.

An dieser Stelle wird empfohlen, das Brennverzugs-Modell nicht für Miller-Brennverfahren mit einem Einlassschluss von $ES < 100^\circ \text{KW n. LW-OT}$ und dem damit einhergehenden sehr frühen ZZP zu verwenden.

Variationen einzelner Einflussgrößen

Zusätzlich zur kennfeldweiten Bewertung der Berechnungs-Qualität des Brennverzugs-Modells, die sich eng an der Betriebsstrategie des Motors orientiert, werden im folgenden Abschnitt die Berechnungs-Ergebnisse bei Variation der drei einzelnen Einflussgrößen fernab der Betriebsstrategie des Motors diskutiert.

Hierzu zeigt Abbildung 5.3.4 die gemessenen (gem.) und gerechneten (ger.) Brennverzüge bei einer Variation der Drehzahl als Haupteinflussgröße auf die TKE zum ZZP.

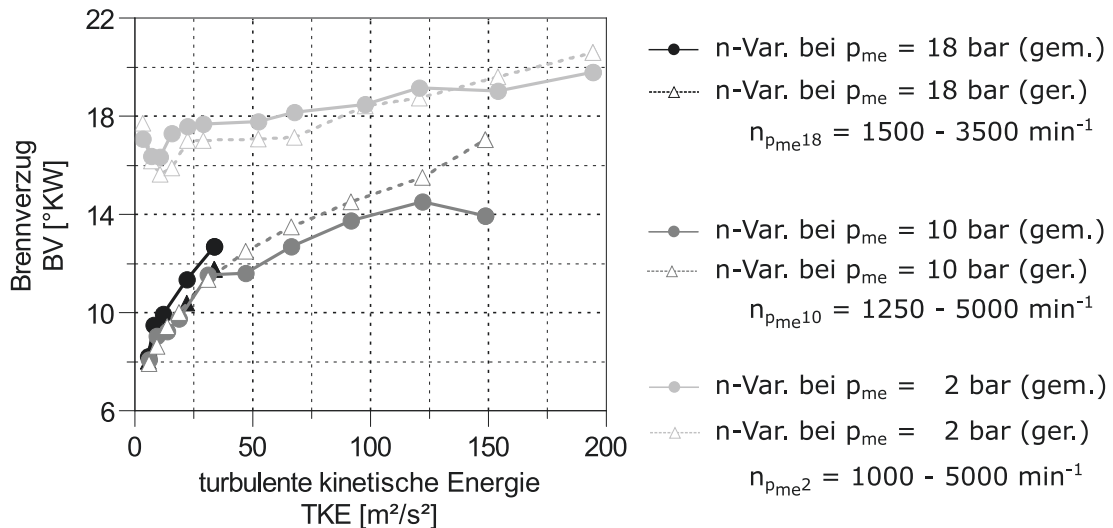


Abbildung 5.3.4: Qualität der Brennverzugsvorhersage bei Variation der TKE zum ZZP

Die Variation der Drehzahl wird bei den drei Effektivmitteldrücken $p_{me} = 2$ bar, $p_{me} = 10$ bar und $p_{me} = 18$ bar jeweils von der kleinsten bis zur größten möglichen Drehzahl durchgeführt. Dabei ergeben sich TKE zum ZZP von $TKE_{min} = 5 \frac{m^2}{s^2}$ bis $TKE_{max} = 200 \frac{m^2}{s^2}$. Der Einlassschluss wird für diese Messreihen auf konstant $ES = 174$ °KW n. LW-OT festgelegt. Die externe AGR wird auf $AGR = 0\%$ festgesetzt. Die geänderte Motordrehzahl führt zu unterschiedlichen Zeitquerschnitten beim Ein- und Ausströmen der Luft und des Abgases über die Ventile. Zusätzlich ändert der entsprechende ATL-Betriebspunkt die Druckverhältnisse im Ein- und Auslass. Beides bedingt unterschiedliche interne Restgasraten. Die Zylindergasmasse bleibt je Messreihe in etwa konstant.

Es ist ersichtlich, dass das Brennverzugs-Modell sehr gute Übereinstimmungen mit

den experimentell ermittelten Brennverzügen liefert. Sowohl die veränderlichen internen Restgas-Raten, als auch die signifikant veränderte Motordrehzahl mit entsprechend unterschiedlicher TKE werden vom Brennverzugs-Modell sehr gut abgebildet.

Abbildung 5.3.5 zeigt die gemessenen und gerechneten Brennverzüge bei einer Variation der externen AGR-Rate als Haupteinflussgröße auf die laminare Flammengeschwindigkeit.

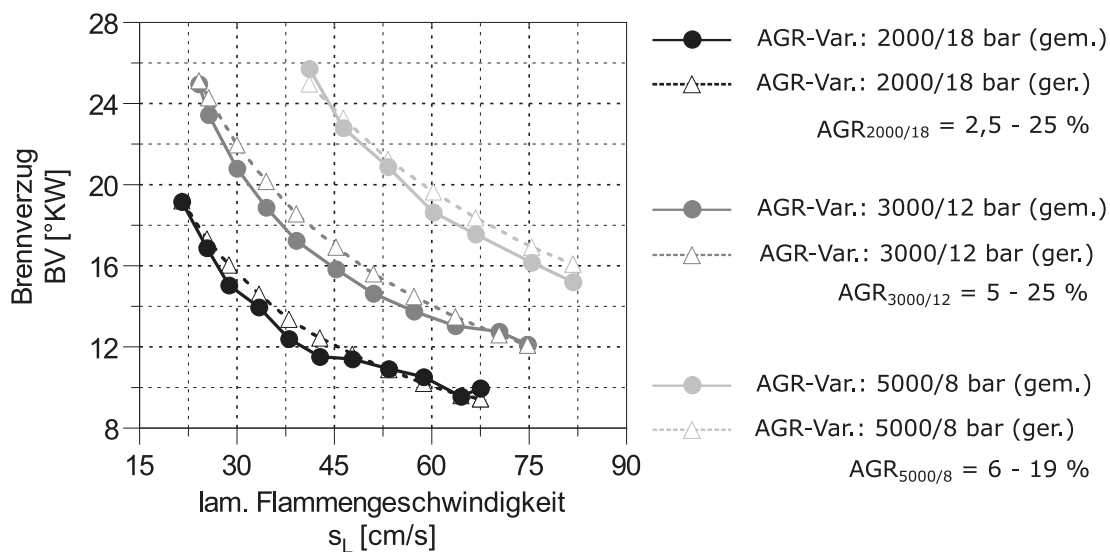


Abbildung 5.3.5: Qualität der Brennverzugsvorhersage bei Variation der laminaren Flammengeschwindigkeit

Entsprechend der veränderlichen externen AGR-Rate werden ebenso die Zylindergasmasse und der ZKP verstellt. Beides beeinflusst auch die TKE zum ZKP. Die Variation der externen AGR-Rate erfolgt an drei unterschiedlichen Betriebspunkten: $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ & $p_{me} = 18 \text{ bar}$, $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ & $p_{me} = 12 \text{ bar}$ (Verbrauchs-Bestpunkt) und $n = 5000 \text{ min}^{-1}$ & $p_{me} = 8 \text{ bar}$ (hohe Drehzahl mit entsprechend kleinem Toleranzfenster). Aus der Variation der externen AGR-Rate ergeben sich laminare Flammengeschwindigkeiten zwischen $s_{L,min} = 22 \frac{\text{cm}}{\text{s}}$ und $s_{L,max} = 82 \frac{\text{cm}}{\text{s}}$. Der Einlassschluss wird für diese Messreihen auf konstant $ES = 174 \text{ °KW}$ n. LW-OT festgelegt.

Auch bei der Variation der laminaren Flammengeschwindigkeit zeigen die mit dem Modell errechneten Brennverzüge in jedem der drei Betriebspunkte sehr gute Übereinstimmungen mit den gemessenen Brennverzügen. Die Quereinflüsse, die bei der

5. Modell zur Abbildung der physikalischen Einflussgrößen auf den Brennverzug

Variation der laminaren Flammgeschwindigkeit aus einer ebenso veränderten Zylindergasmasse und TKE resultieren, bildet das Modell somit ebenfalls sehr gut ab.

Als dritte Einflussgröße wird die Zylindergasmasse variiert. Abbildung 5.3.6 zeigt die entsprechend gemessenen und gerechneten Brennverzüge der einzelnen Messreihen.

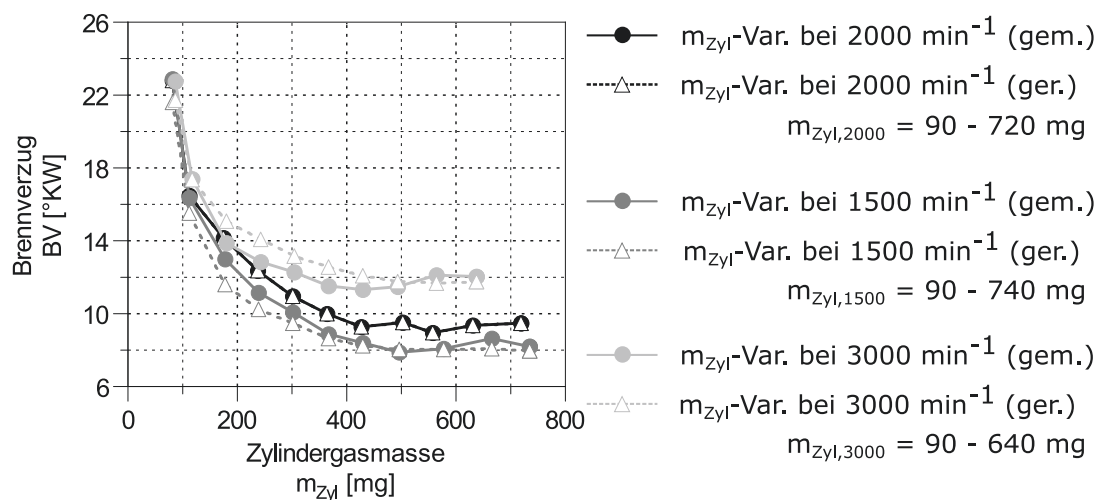


Abbildung 5.3.6: Qualität der Brennverzugsvorhersage bei Variation der Zylindergasmasse

Bei der Variation der Zylindergasmasse unterliegt auch die TKE zum ZZP durch einen angepassten ZZP signifikanten Veränderungen. Weiterhin beeinflussen die an den Ventilen geänderten Druckverhältnisse die interne Restgas-Rate. Die externe AGR-Rate wird auf konstant $AGR = 0\%$ und der Einlassschluss auf $ES = 174^\circ KW$ n. LW-OT festgesetzt. Die laminare Flammgeschwindigkeit bleibt trotz mit steigender effektiver Last verringerter interner Restgas-Rate auf Grund des ebenso veränderlichen Temperatur- und Druckniveaus im Brennraum nahezu konstant. Die Variation der Zylindergasmasse erfolgt bei Motordrehzahlen von $n = 1500 \text{ min}^{-1}$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ von der jeweils kleinst- bis zur größtmöglichen effektiven Last. Hierbei werden Zylindergasmassen von $m_{Zyl,min} = 90 \text{ mg}$ bis $m_{Zyl,max} = 740 \text{ mg}$ erreicht.

Auch bei der Variation der Zylindergasmasse werden die Brennverzüge mit dem vorgestellten Modell sehr gut berechnet. Etwaige Quereinflüsse aus der geänderten

internen Restgas-Rate oder der TKE zum ZZP werden zuverlässig und korrekt abgebildet.

Insgesamt zeigen die mit dem vorgestellten Modell berechneten Brennverzüge über weite und v.a. zyklus- und RDE-relevante Kennfeldbereiche eine sehr gute Übereinstimmung mit den gemessenen Brennverzugswerten. Unterschiedlichste Einflüsse aus veränderlichen internen Restgas-Raten, laminarer Flammengeschwindigkeit, TKE zum ZZP und Zylindergasmasse als Haupteinflussgrößen auf den Brennverzug werden robust und korrekt abgebildet.

Die Analyse von Schwachlast-Betriebspunkten mit sehr ausgeprägtem Miller-Grad zeigt, dass das Brennverzugs-Modell ausschließlich solange sehr genaue Werte berechnen kann, wie die Annahme einer homogenen Ladungszusammensetzung gilt. Bei sehr frühem ES ($ES < 100^\circ KW$ n. LW-OT) ergibt sich im Hinblick auf die AGR- und Temperatur-Verteilung sowie auch in Bezug auf die Ladungsbewegung eine sehr heterogene Charakteristik. Da die Eingangsdaten des Brennverzugs-Modells aus einer 0D-Prozessanalyse berechnet werden, führt eine zunehmende Heterogenität der Zylinderladung zu immer größeren Diskrepanzen zwischen gemessenen und berechneten Brennverzügen.

6. Vergleich von Miller- & AGR-Brennverfahren

Die vorig durchgeführten experimentellen Untersuchungen zu den Einflussgrößen auf den Brennverzug weisen neben dem Miller-Brennverfahren vor allem eine Prozessführung mit hohen externen, gekühlten AGR-Raten als effektiv zur Optimierung der ottomotorischen Energieumsetzung aus. Demzufolge wird im folgenden Kapitel geprüft, inwieweit sich die einzelnen Betriebsbereiche des Motors durch die Verwendung externer, gekühlter AGR und der Möglichkeit, ein sehr ausgeprägtes Miller-/FES-Brennverfahren zu realisieren, positiv beeinflussen lassen. Im Zuge dessen werden je ein Betriebspunkt im Saug- und Aufladebetrieb untersucht.

6.1 Saugbetrieb

6.1.1 Versuchsdurchführung

Die Untersuchungen im Saugbetrieb werden an einem zyklusrelevanten Betriebspunkt bei einer Drehzahl von $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und einem Effektivmitteldruck von $p_{me} = 5 \text{ bar}$ durchgeführt. Abbildung 6.1.1 zeigt dessen Positionierung im Gesamtkennfeld des Motors.

6. Vergleich von Miller- & AGR- Brennverfahren

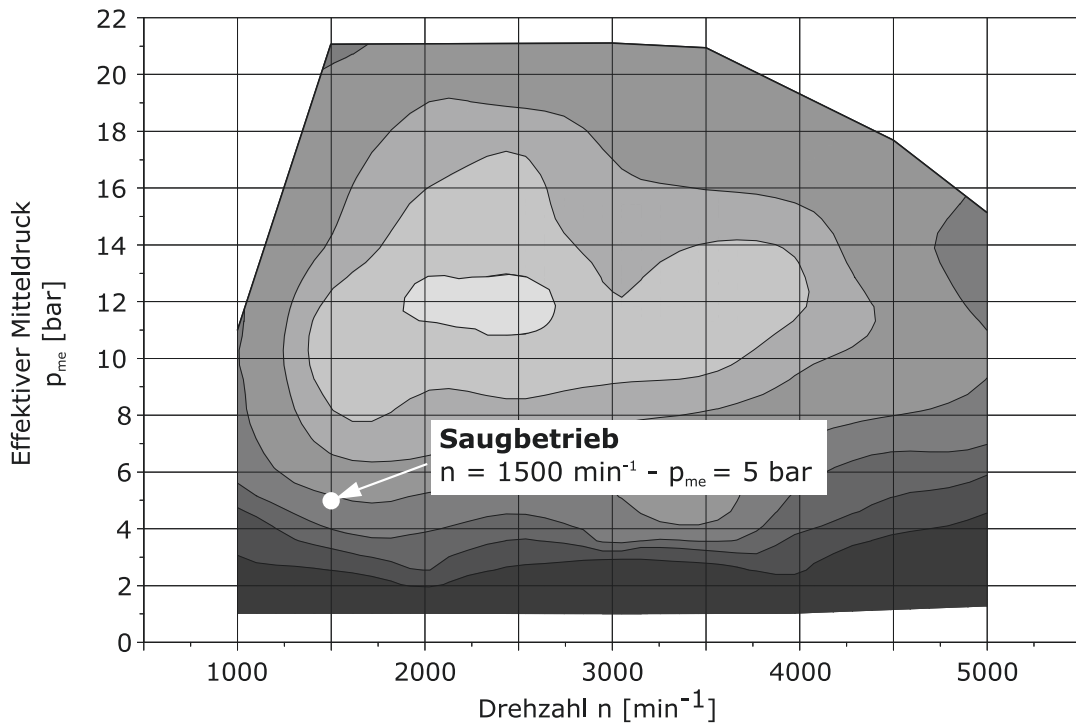


Abbildung 6.1.1: Darstellung des untersuchten Saugbetriebspunktes im Motorkennfeld

Anhand dieses Betriebspunktes sollen die Auswirkungen einer externen, gekühlten AGR und einer Frühverschiebung des ES einzeln und auch in ihren Kombinationen im Hinblick auf die Optimierungspotenziale der innermotorischen Energieumsetzung, des Ladungswechsels und der Reibung über weite Variationsbreiten bewertet werden. Abbildung 6.1.2 zeigt den Ausschnitt aus dem gesamten Messprogramm, der im Rahmen dieser Arbeit zur Untersuchung der Potenziale von AGR und FES im Saugbetrieb ausgewählt worden ist.

n	p_{me}	ϵ	λ	Auslass öffnet	Auslass schließt	Einlass öffnet	Einlass schließt	AGR-Rate (extern)	Bemerkung
min^{-1}	bar	-	-	°KW n. LW-OT				%	
1500	5	14,3	1	-180	-10	0	90-175	0	reiner FES-Betrieb
							90-175	17	AGR-FES-Kombination
							175	0-20	reiner AGR-Betrieb
							120	0-20	FES-AGR-Kombination

Abbildung 6.1.2: Einstellparameter zur Untersuchung des Saugbetriebspunktes bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 5 \text{ bar}$

Es erfolgt jeweils eine Variation der zu untersuchenden Einflussgröße, wobei alle übrigen Größen konstant gehalten werden. So ergibt sich aus der ES-Variation bei einer AGR-Rate von $AGR = 0\%$ der „reine FES-Betrieb“ und aus der AGR-Variation bei einem $ES = 175\text{ °KW n. LW-OT}$ der „reine AGR-Betrieb“. Aus den übrigen beiden Messreihen resultiert derjenige Kombinationsbetrieb, der jeweils zu minimalen Kraftstoffverbräuchen führt. Der Sollwert für die Schwerpunktlage der Verbrennung liegt bei $\varphi_{50} = 8\text{ °KW n. ZOT}$. Als Stellgröße dient der Zündzeitpunkt, der mit einer Genauigkeit von $\Delta\varphi_{ZZP} = 0,75\text{ °KW}$ vorgegeben werden kann.

6.1.2 Thermodynamische Analyse der motorischen Globalwerte

Die eingestellten Betriebspunktparameter zeigt Abbildung 6.1.3, aufgetragen über den Saugrohrdruck. Drehzahl, Effektivmitteldruck, Verbrennungsluftverhältnis und Raildruck werden mit hinreichender Genauigkeit eingeregelt, sodass hieraus keinerlei Quereinflüsse auf die zu untersuchenden Zusammenhänge zu erwarten sind. Lediglich beim jeweils frühesten ES der ES-Variationen kann die Last auf Grund des zu geringen Durchströmquerschnittes am Ventil nicht mehr eingeregelt werden. Die Aufladezeit der Zündspule wird auf $t_{LZS} = 3\text{ ms}$ festgelegt, um mit ggü. der Serienapplikation erhöhten Zündenergien möglichst weite Variationsbreiten der beiden Brennverfahrens-Maßnahmen untersuchen zu können. Weiterhin sind mit der externen AGR-Rate, dem Schließzeitpunkt der Einlassventile und dem sich daraus ergebenden maximalen Einlassventilhub die Variationsgrößen der jeweiligen Messungen veranschaulicht.

Im Folgenden werden die Ergebnisse des Vergleiches und der Kombination von frühem ES und externer AGR gezeigt. Hierzu sind in Abbildung 6.1.4 der Reib- und Ladungswechselmitteldruck, der relative spezifisch effektive Kraftstoffverbrauch sowie der Variationskoeffizient des indizierten Mitteldruckes jeweils für den reinen AGR- und FES-Betrieb sowie deren Kombination gezeigt. Aufgetragen sind die folgenden Vergleichsgrößen jeweils über den Saugrohrdruck als sinnvoller Koppelungsgröße zwischen AGR- und Miller-/FES-Brennverfahren.

6. Vergleich von Miller- & AGR- Brennverfahren

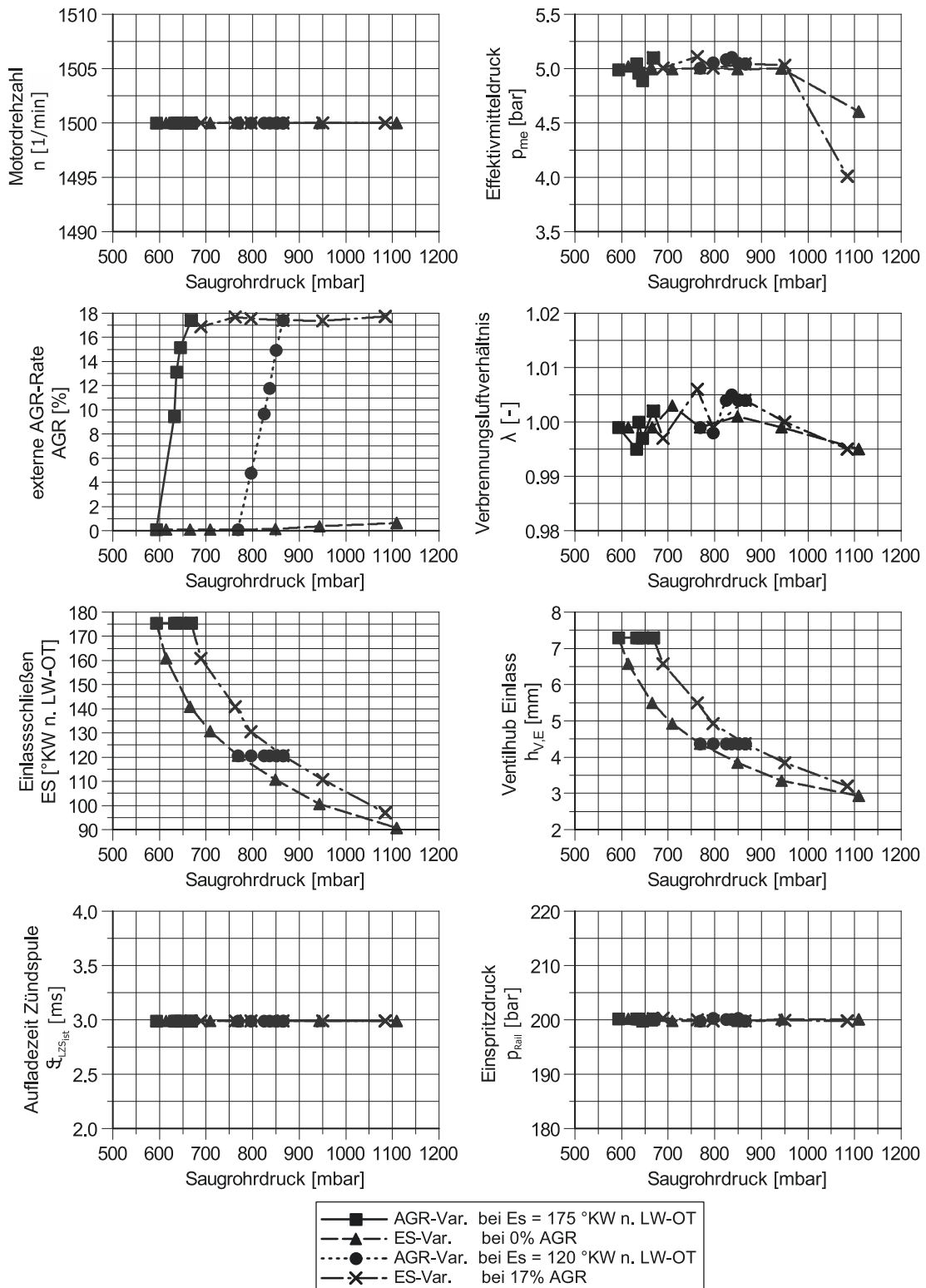


Abbildung 6.1.3: Betriebspunktparameter und Variationsgrößen bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 5 \text{ bar}$

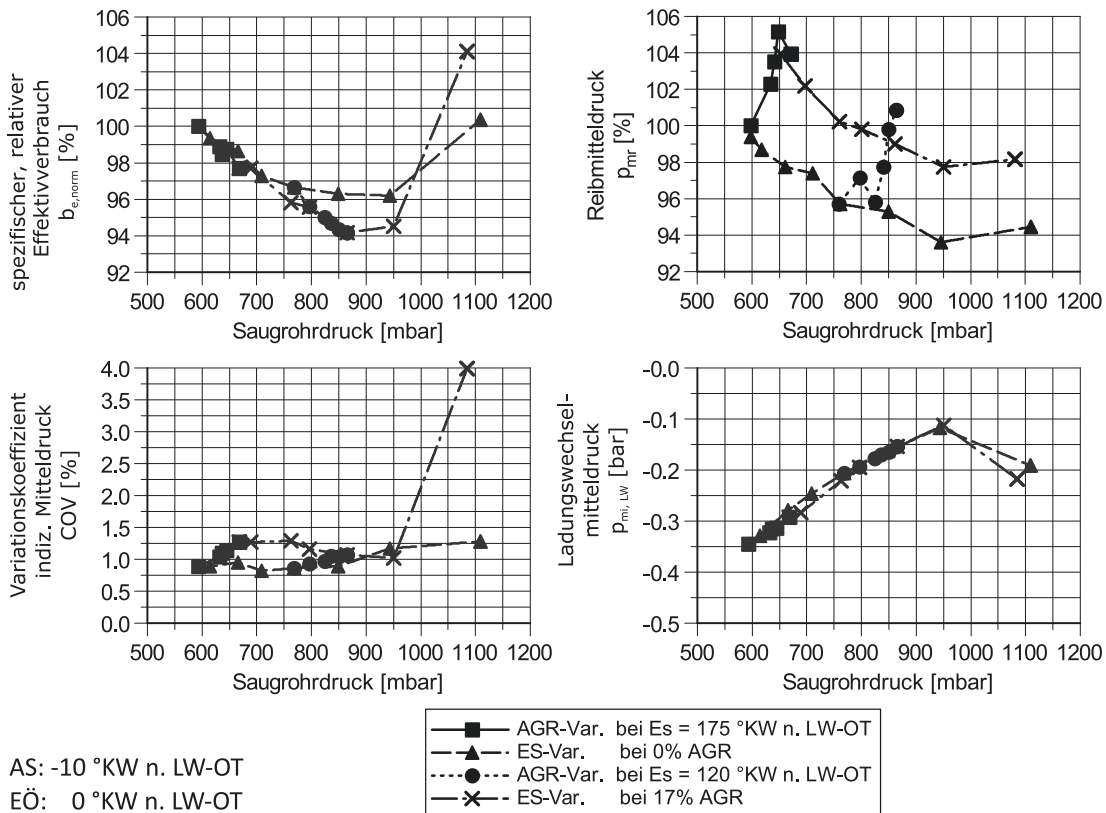


Abbildung 6.1.4: relativer spezifischer Effektivverbrauch, Reib- und Ladungswechsel-mitteldruck sowie Variationskoeffizient des indizierten Mitteldruckes bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 5 \text{ bar}$

Der spezifische, relative Effektivverbrauch kann mit beiden Brennverfahren abgesenkt werden. Beim reinen FES-Betrieb (ES-Var., AGR = 0 %) ergeben sich deutliche Vorteile ggü. dem reinen AGR-Betrieb (AGR-Var., ES = 175 °KW n. LW-OT). Eine Kombination beider Brennverfahren generiert weitere Verbrauchsvorteile. Gezeigt ist jeweils die FES-AGR- und AGR-FES-Kombination, die den geringsten spezifischen Kraftstoffverbrauch erreicht. Bei der Kombination aus FES und AGR ist darauf zu achten, beide Brennverfahren nicht an ihren jeweiligen Verträglichkeitsgrenzen im Hinblick auf die Verbrennung anzuwenden. Bspw. hat sich gezeigt, dass eine AGR-Variation bei einem $E_s = 100$ °KW n. LW-OT, bei dem der Ausgangswert des spezifischen Verbrauches ggü. einem $E_s = 120$ °KW n. LW-OT ca. 1 %-Punkt niedriger liegt, nicht die gleichen Verbrauchsvorteile erzielt wie eine AGR-Variation bei $E_s = 120$ °KW n. LW-OT. Werden beide Brennverfahren in unterschiedlicher, aber zielführender Ausprägung kombiniert, ergeben sich im

6. Vergleich von Miller- & AGR- Brennverfahren

gezeigten Betriebspunkt die gleichen Verbrauchsvorteile von ca. 6% ggü. dem Ausgangswert mit konventionellen Steuerzeiten und ohne AGR.

Die Reibmitteldrücke sinken kontinuierlich bei einer Frühverschiebung des ES. Dies ist auf die in Abbildung 2.3.2 (links) gezeigte Kinematik des verwendeten Ventiltriebes zurückzuführen. Bei konstantem EÖ verringert sich bei einer Frühverschiebung des ES immer auch der maximale Ventilhub, was zu verringerter Reibung im Ventiltrieb führt. Als weiterer Aspekt hat der Zylinderdruck Einfluss auf den Reibmitteldruck. *Scholz* zeigt in [Sch06], dass höhere Zylinderspitzen drücke zu erhöhter Reibung führen. Abbildung 6.1.5 korreliert hierzu die Zylinderdruckverläufe dreier ausgewählter Vergleichs-Messpunkte zu deren Reibmitteldrücken.

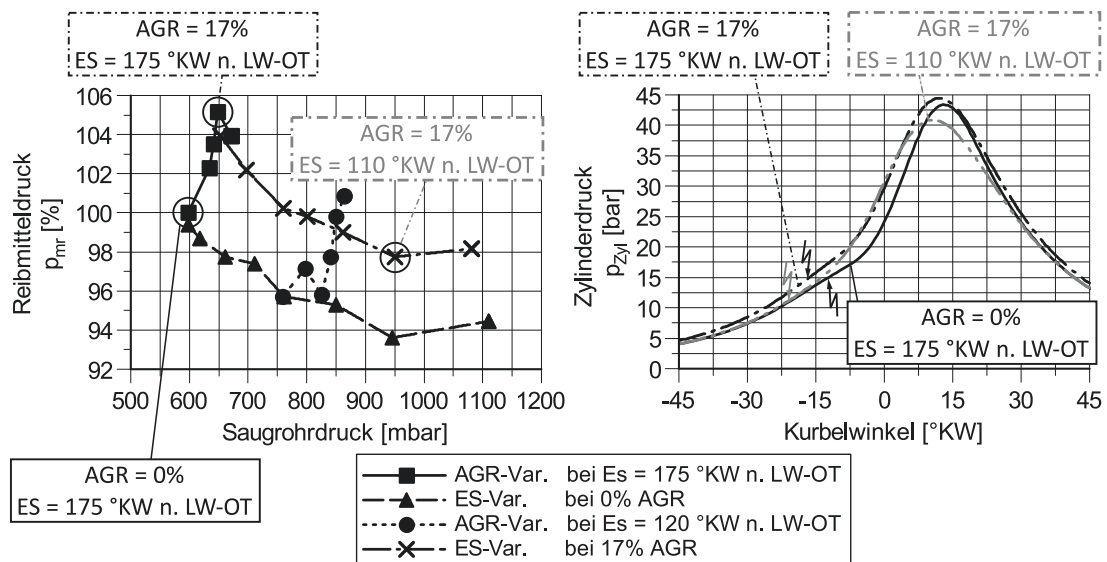


Abbildung 6.1.5: Reibmitteldrücke der verschiedenen Messreihen und Zylinderdruckverläufe der drei ausgewählten Vergleichs-Messpunkte bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 5 \text{ bar}$

Als Ausgangspunkt des Vergleiches wird ein Betriebspunkt mit $\text{AGR} = 0\%$ und einem $\text{ES} = 175^\circ \text{KW n. LW-OT}$ gewählt. Die weiteren zwei Messpunkte dienen der Veranschaulichung der Auswirkungen der AGR-Beimengung bei konventionellen Steuerzeiten ($\text{AGR} = 17\%$ und $\text{ES} = 175^\circ \text{KW n. LW-OT}$) und der Frühverschiebung des ES bei konstanter AGR-Rate ($\text{AGR-Rate} = 17\%$ und $\text{ES} = 110^\circ \text{KW n. LW-OT}$). Die durch die Forderung eines konstanten Verbrennungsluftverhältnisses additiv verwendete AGR führt zu einer erhöhten Zylinderdrgasmasse und durch die langsamere Brenngeschwindigkeit zu einem deut-

lich früheren Zündzeitpunkt, um die Verbrennungsschwerpunktlage konstant bei $\varphi_{50} = 8^\circ \text{KW n. ZOT}$ zu belassen. Beides wirkt sich in einen höheren Zylinderdruck ggü. der Ausgangsmessung mit $\text{AGR} = 0\%$ und $\text{ES} = 175^\circ \text{KW n. LW-OT}$ aus. Trotz AGR-bedingt langsamerer Energiefreisetzung resultiert dies v.a. während der Kompression in einen höheren Zylinderdruck. Hier ist ein grundlegender Unterschied zur dieselmotorischen AGR festzustellen, da die ottomotorische AGR die Zylindergasmasse bei konstantem Verbrennungsluftverhältnis signifikant erhöht. Wird dann bei konstanter AGR-Rate das ES nach früh verschoben, ergibt sich durch die Unterexpansion im Zylinder und die weiter verlangsamte Energieumsetzung ein geringerer Zylindermaximaldruck und der Reibmitteldruck sinkt.

Als dritte Kenngröße ist in Abbildung 6.1.4 als Maß für die Laufruhe des Motors der Variationskoeffizient des indizierten Mitteldruckes aufgetragen. Es ist zu sehen, dass der Variationskoeffizient für die reine AGR-, die reine ES-Variation und deren Kombinationen kleiner als $\text{COV} = 1,5\%$ und somit im Hinblick auf die Laufruhe des Motor unbedenklich ist (Literatur-Empfehlung: $\text{COV} < 4\%$). Lediglich der letzte Messpunkt der ES-Variation bei $\text{AGR} = 17\%$ zeigt einen deutlich größeren Variationskoeffizienten. Abbildung 6.1.3 zeigt hierzu, dass die Last in diesem Messpunkt auf Grund des sehr frühen ES nicht mehr eingeregelt werden konnte. Der Messpunkt ist somit ungültig.

Abbildung 6.1.6 zeigt die nach der Schnittpunkt-Methode ermittelten Ladungswechselverluste und die zu Grunde liegenden Ladungswechselschleifen der drei ausgewählten Vergleichs-Messpunkte.

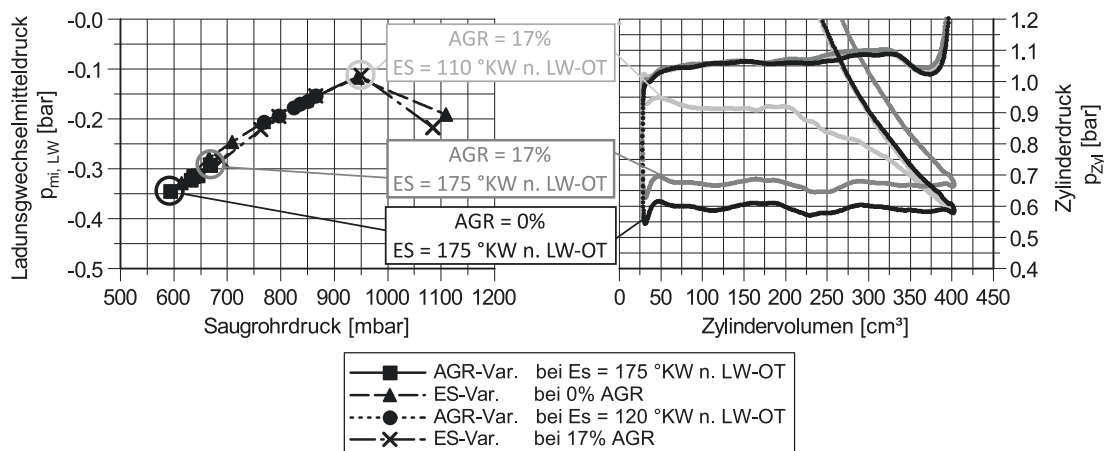


Abbildung 6.1.6: Ladungswechselverluste und Ladungswechselschleifen der drei ausgewählten Vergleichs-Messpunkte bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 5 \text{ bar}$

Es ist zu erkennen, dass die Entdrosselung über externes Abgas die Ladungswechselverluste mit dem gleichen Gradienten verringert wie die Entdrosselung über FES. Jedoch muss die Messreihe auf Grund der AGR-Veträglichkeit in diesem Betriebspunkt bereits nach weniger als 100 mbar Saugrohrdruckerhöhung abgebrochen werden. Die entsprechenden Ladungswechselschleifen sind in Abbildung 6.1.6 (rechts) zu sehen. Eine deutlich weitere Absenkung der Ladungswechselverluste kann mit einer Frühverstellung des ES realisiert werden. Hier kann der Saugrohrdruck fast bis zum Umgebungsdruck angehoben werden. Die zugehörige Ladungswechselschleife mit ausgeprägter Unterexpansion nach ES ist ebenso in Abbildung 6.1.6 (rechts) zu erkennen.

Zur weiteren Bewertung von AGR- und FES-Brennverfahren werden im Folgenden in Abbildung 6.1.7 die Verbrennungscharakteristika Verbrennungsschwerpunktlage, Brennverzug und die Brenndauern von 5- 50 % sowie von 50- 90 % gezeigt. Die Schwerpunktlage der Verbrennung wird bei allen Messpunkten im Rahmen der Regelgüte auf konstant 8 °KW n. ZOT eingestellt.

Der Brennverzug verlängert sich bei beiden Brennverfahren. Jedoch sind die Brennverzüge bei gleicher Entdrosselung mit AGR deutlich größer als bei frühem ES. Hierzu hat *Wiese* in [Wie09] dargelegt, dass der Brennverzug eines Kraftstoff-Luft-Abgas-Gemisches maßgeblich von seiner laminaren Flammengeschwindigkeit bestimmt wird. Je größer die laminare Flammengeschwindigkeit, desto kleiner der Brennverzug. Mit dieser Erkenntnis und der von *Rhodes* in [RK85] vorgenommenen Erweiterung der Zusammenhänge der laminaren Flammengeschwindigkeit um den Einfluss der AGR, wie sie in Gleichung (2.1.3) dargelegt ist, zeigt sich, dass die AGR die laminare Flammengeschwindigkeit chemisch absenkt und dementsprechend den Brennverzug signifikant erhöht. Ein FES hingegen wirkt fast ausschließlich physikalisch auf den Brennverzug. Zusätzlich dazu führt der mit steigender AGR-Rate ausgeprägtere Vorzündbedarf zu einem immer niedrigerem Druck- und Temperaturniveau während der Kompression bei dem gezündet werden muss. In Summe übersteigt der chemische Einfluss der AGR auf den Brennverzug die physikalische Wirkung des FES.

Die Brenndauern nehmen sowohl mit einer Frühverschiebung des ES, als auch mit einer Steigerung der AGR-Rate zu. Auch hier ist der Gradient bei der AGR größer als beim FES-Brennverfahren. Das rückgeführte Abgas wirkt mit der

Verlängerung der laminaren Flammengeschwindigkeit nach *Damköhler* in [Dam26] in gleicher Weise auf die turbulente Brenngeschwindigkeit. Diese charakterisiert den Verbrennungsfortschritt der vorgemischten ottomotorischen Verbrennung maßgeblich.

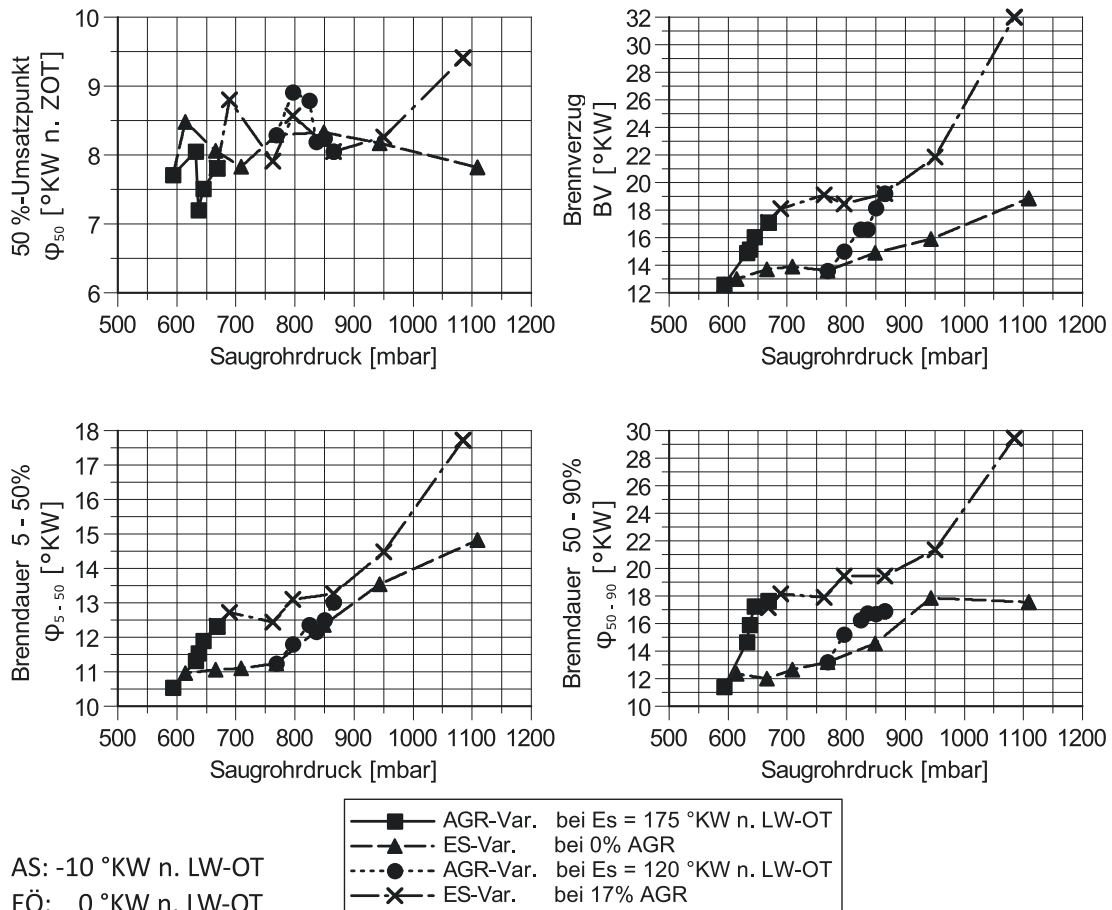


Abbildung 6.1.7: Verbrennungsschwerpunktlage, Brennverzug und Brenndauern bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 5 \text{ bar}$

Weiterhin wird die AGR am Ottomotor auf Grund der Forderung eines konstanten Verbrennungsluftverhältnisses von $\lambda = 1,0$ anders als am Dieselmotor, additiv verwendet. Hieraus resultiert eine Erhöhung der zylinderinternen Gasmasse. Beides führt in Summe zu einer Temperaturabsenkung im Brennraum und damit zu einer verlangsamten Energiefreisetzung, was in Abbildung 6.1.8 veranschaulicht wird. Zu sehen sind drei ausgewählte Messpunkte mit unterschiedlicher AGR-Rate und ES sowie deren Brennverläufe und Verläufe der Gastemperatur. Wird die AGR-Rate bei konstantem ES von $ES = 175 \text{ °KW n. LW-OT}$ von $AGR = 0 \%$ auf $AGR = 17 \%$

6. Vergleich von Miller- & AGR- Brennverfahren

erhöht, wirkt sich dies in längere Brenndauern und geringere Gastemperaturen aus. Grund hierfür ist die durch die AGR verringerte Flammgeschwindigkeit mit entsprechend verlangsamer Energiefreisetzung. Eine Frühverschiebung des ES bis auf $ES = 110^\circ KW$ n. LW-OT bei einer konstanten AGR-Rate von $AGR = 17\%$ verlängert die Brenndauer weiter. Dabei ändert sich das Temperaturniveau der Expansion lediglich im Bereich um seinen Maximalwert.

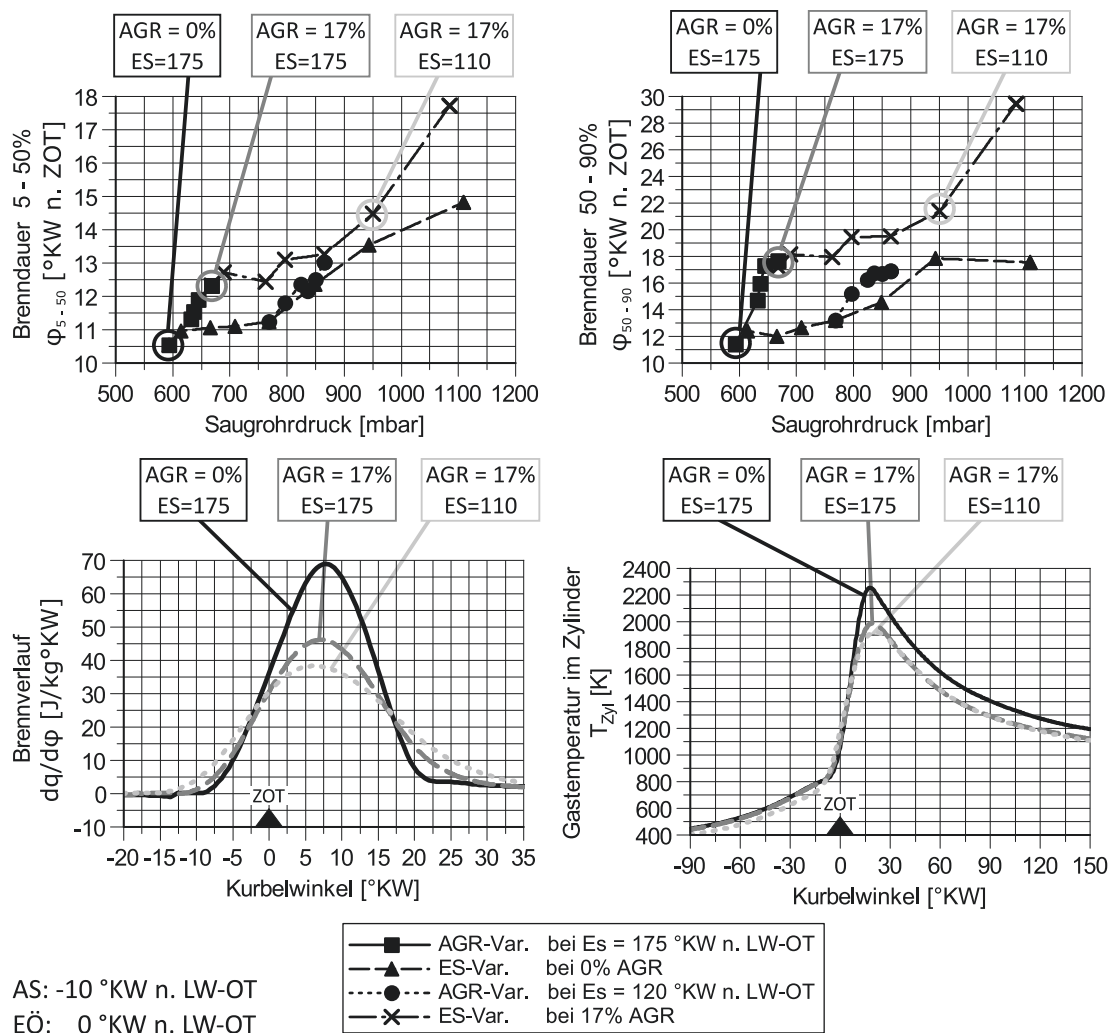


Abbildung 6.1.8: Brenndauern, Brennverlauf und Verlauf der Gastemperatur der drei ausgewählten Messpunkte bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 5 \text{ bar}$

Die mit FES weiter steigende Brenndauer kann auf die in Abbildung 6.1.9 gezeigte Beeinflussung der Ladungsbewegung durch ein FES zurückgeführt werden. Gezeigt

ist die Ladungsbewegung für einen mit $ES = 175^\circ KW$ n. LW-OT konventionellen und einen sehr frühen ES von $ES = 110^\circ KW$ n. LW-OT.

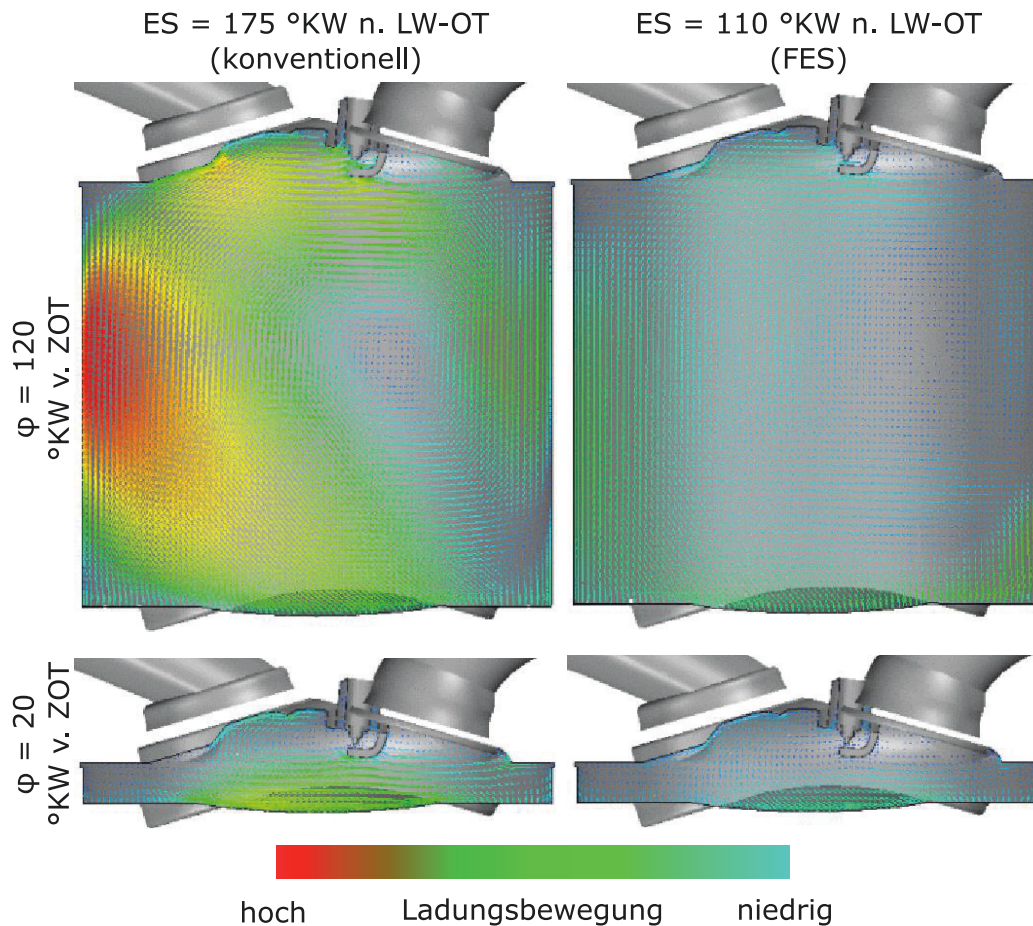


Abbildung 6.1.9: 3D-CFD-Rechnung zur Intensität der Ladungsbewegung bei $ES = 175^\circ KW$ n. LW-OT und $ES = 110^\circ KW$ n. LW-OT bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 5 \text{ bar}$

Die als Tumble vorgesehene Ladungsbewegung prägt sich bei spätem ES deutlich intensiver aus als bei frühem. Nach *List* und *Eichlseder* in [LEK08] dissipiert eine Tumble-Strömung auf Grund seiner orthogonal zur Zylinderachse angeordneten Bewegungsachse im Vergleich zur Drall-Strömung bei der Aufwärtsbewegung des Kolbens kurz vor ZOT. Die kinetische Energie, die im Tumble gespeichert ist, wird in Turbulenz- bzw. turbulente kinetische Energie umgewandelt. *Merker*, *Schwarz* und *Stiesch* zeigen in [MSS04], dass sich das lokale Turbulenzniveau, als maßgebliche Einflussgröße auf die turbulente Flammgeschwindigkeit, aus der turbulenten kinetischen Energie ergibt. Da die ottomotorische Verbrennung im

6. Vergleich von Miller- & AGR- Brennverfahren

Wesentlichen von Turbulenz getrieben wird, ist eine intensive Ladungsbewegung Grundvoraussetzung für einen ausgeprägten turbulenten Flammenfortschritt und damit eine effiziente Verbrennung. Dieser weitestgehend physikalische Einfluss des FES ist kleiner als der chemische Einfluss der AGR. Deshalb sind die in Abbildung 6.1.8 gezeigten Brenndauern mit AGR im Vergleich zum FES bei gleichem Saugrohrdruck länger.

Als weiteres Resultat der Verlangsamung des innermotorischen Energieumsatzes sowohl mit AGR, als auch mit FES, sind in Abbildung 6.1.10 der kumulierte Wandwärmeverlust für die vier untersuchten Messreihen und die indizierten Verläufe der Wandwärmeverluste für drei ausgewählte Messpunkte mit unterschiedlichen AGR-Raten und ES gezeigt.

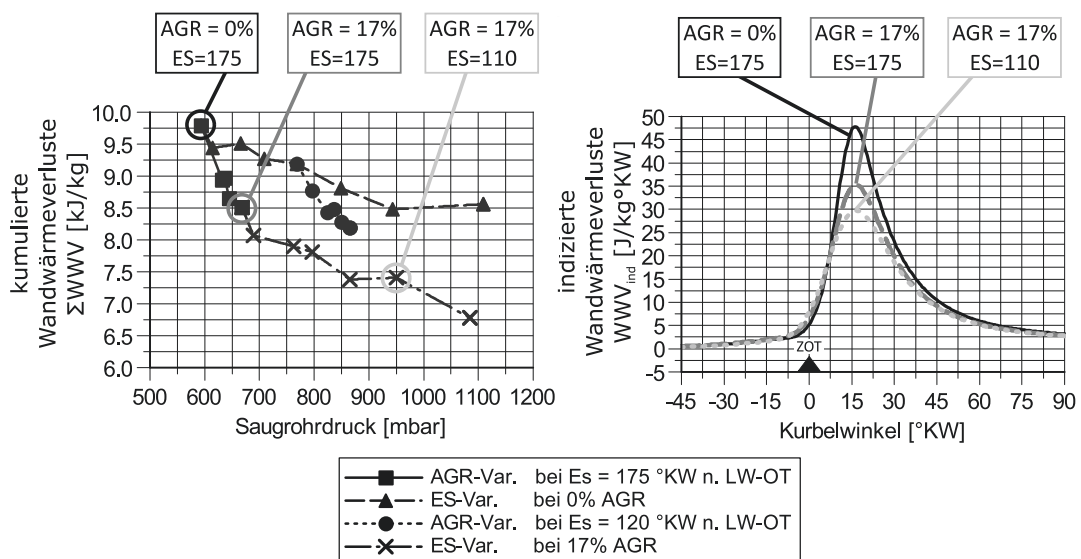


Abbildung 6.1.10: kumulierte Wandwärmeverluste der untersuchten Messreihen und indizierter Verlauf der Wandwärmeverluste für drei ausgewählte Messpunkte bei $n = 1500\text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 5\text{ bar}$

In Abbildung 6.1.10 (links) ist ersichtlich, dass die Wandwärmeverluste mit beiden untersuchten Brennverfahren reduziert werden können. Grund hierfür ist die beiden Brennverfahren inhärente Verlangsamung der Energiefreisetzung im Zylinder. Dabei erfolgt die Reduktion der Wandwärmeverluste mit AGR bei gleicher Entdrosselung in deutlich größerem Maße als mit FES. Die Wandwärmeverluste ergeben sich aus der zur Wärmeübertragung zur Verfügung stehenden

Fläche, den Wärmeübergangskoeffizienten und der Temperaturdifferenz zwischen Brennraum und Brennraumbegrenzung. Ohne AGR und bei konventionellen Steuerzeiten beträgt bspw. die Maximaltemperatur im Brennraum $T_{BR} \approx 2250 \text{ K}$ und der maximale Wärmeübergangskoeffizient $\alpha_{BR,max} \approx 2470 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$. Eine Erhöhung der AGR-Rate hat maßgeblichen Einfluss auf die kalorischen Eigenschaften, die Reaktionskinetik der Zylinderladung und die thermische Masse im Zylinder. Dadurch verringert die AGR die maximale Brennraumtemperatur auf $T_{BR} \approx 1980 \text{ K}$ und den Wärmeübergangskoeffizienten auf $\alpha_{BR,max} \approx 2210 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$.

Eine reine Frühverschiebung des ES wirkt im Wesentlichen physikalisch auf das Strömungsfeld. Die Stoffzusammensetzung und die zylinderinterne Gasmasse bleiben weitestgehend konstant. Somit ergibt sich die maximale Brennraumtemperatur bei einem ES von $ES = 110^\circ\text{KW n. LW-OT}$ zu $T_{BR} \approx 2120 \text{ K}$ und der maximale Wärmeübergangskoeffizient zu $\alpha_{BR,max} \approx 1910 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$ ab. Die Absenkung des Wärmeübergangskoeffizienten beschränkt sich bei beiden Brennverfahren auf den Bereich um seinen Maximalwert. Damit werden die Wandwärmeverluste bei weiterer Expansion im Wesentlichen durch die Brennraumtemperaturen bestimmt. Diese verhalten sich im Verhältnis zueinander auch während der Expansion entsprechend ihrer exemplarisch angegebenen Maxima.

Abbildung 6.1.10 (rechts) zeigt die indizierten Wandwärmeverluste dreier ausgewählter Vergleichs-Messpunkte. Sie bestätigt, dass der Einfluss der AGR auf die Wandwärmeverluste deutlich größer ist, als der des FES. Darüber hinaus ist ersichtlich, dass beide Brennverfahren in Kombination die Wandwärmeverluste über das Maß des jeweilig einzelnen Brennverfahrens hinaus weiter absenken können. Die veranschaulichten Vergleichs-Messpunkte zeigen dies anhand der Frühverschiebung des ES, welche die bereits mit AGR verringerten Wandwärmeverluste weiter absenkt. Dies gilt umgekehrt genauso, wie der gezeigten AGR-Variation bei einem $ES = 120^\circ\text{kW n. LW-OT}$ in Abbildung 6.1.10 (links) entnommen werden kann.

Die mit FES und externer AGR vielschichtige Einflussnahme auf die Verbrennung wirkt auf unterschiedlichste Weise auf die Abgas- und Schadstoff-Emissionen. Zur Beurteilung der Wirkung von FES und externer AGR auf die einzelnen Abgaskomponenten zeigt Abbildung 6.1.11 die spezifischen CO_2 - und NO_x -Emissionen der vier untersuchten Messreihen. Die spezifischen CO_2 -Emissionen folgen als Kraftstoffäquivalent den ermittelten spezifischen Kraftstoffverbräuchen aus Abbildung

6. Vergleich von Miller- & AGR- Brennverfahren

6.1.4. Die NO_x -Emissionen können sowohl mit externer AGR, als auch mit FES abgesenkt werden.

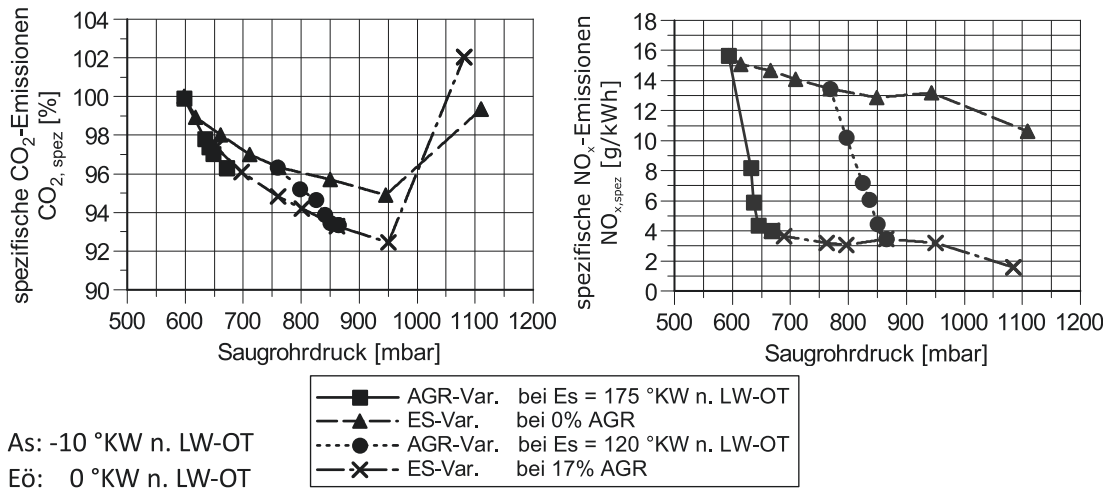


Abbildung 6.1.11: CO_2 - und NO_x -Emissionen der vier untersuchten AGR- und ES-Variationen bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 5 \text{ bar}$

Mit der externen AGR werden signifikant niedrigere NO_x -Emissionen erzielt. Die motorische Stickoxid-Bildung ist im Wesentlichen von der Spitztemperatur während der Verbrennung getrieben. *Holtbecker und Geist* geben in [HG98] an, dass eine Verbrennungstemperaturerhöhung um 100 K oberhalb von 1500 K die NO-Bildungsrate verzehnfacht. Ein anderer Quantifizierungsversuch von *Merker und Schwarz* weist in [Mer09] aus, dass eine Verdoppelung der Verbrennungstemperatur die NO-Emissionen um das 1000-fache steigert. Spezifiziert auf motorische Dimensionen gibt *Müller* in [Mül10] an, dass sich das auf thermischem Wege gebildete NO um das 50-fache erhöht, wenn die Verbrennungstemperatur von 2000 K auf 2500 K angehoben wird. Das unterschiedliche Reduktionspotenzial beider Brennverfahren bzgl. der NO_x -Emissionen kann vor diesem Hintergrund mit den exemplarischen Temperaturverläufen im Zylinder aus Abbildung 6.1.8 erklärt werden. Die Spitztemperaturen der Verbrennung lassen sich mit externer AGR deutlich weiter absenken, als mit FES, was zu signifikant geringeren NO_x -Emissionen führt.

Als weitere wichtige Schadstoffbestandteile zeigt Abbildung 6.1.12 die Emissionen an Kohlenmonoxid und unverbrannten Kohlenwasserstoffen. Weiterhin zu sehen sind die durch HC- und CO-Emissionen verursachten Verluste im spezifischen

Effektivverbrauch. Die HC-Emissionen steigen mit der vermehrten Beimischung externen Abgases deutlich stärker an als bei einer Frühverschiebung des Einlasschlusses.

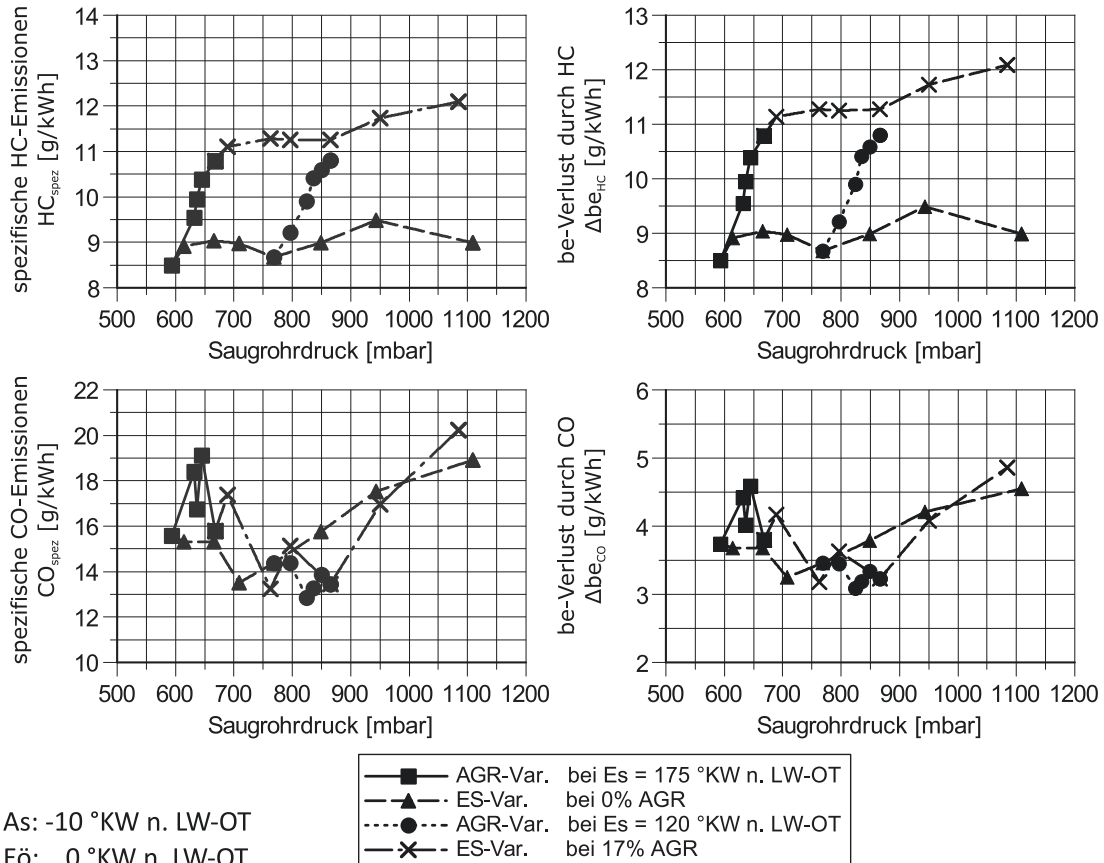


Abbildung 6.1.12: CO- und HC-Emissionen der vier untersuchten AGR- und ES-Variationen sowie die resultierenden be -Verluste bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 5 \text{ bar}$

Als Erklärungsansatz kann hier ebenfalls Abbildung 6.1.8 dienen. Sie zeigt, dass sowohl ein FES, als auch die AGR die Brenndauern maßgeblich verlängert. Dies resultiert in eine nicht nur in ihrem Spitzenwert, sondern über die gesamten Verbrennung hinweg abgesenkte Prozesstemperatur. Die Absenkung der Prozesstemperatur ist bei der AGR deutlich größer als beim FES. Grund hierfür ist die additiv verwendete AGR, die die Gasmasse im Zylinder vergrößert. Als eine der Hauptursachen der HC-Emissionen nennt *Bignion* in [Big02] das Erlöschen der Flamme in der Nähe der vergleichsweise kalten Brennraumwände. Dieses Wall-Quenching verhindert insbesondere im Feuersteg und Zündkerzengewinde,

dass das Kraftstoff-Luft-Gemisch an der Verbrennung teilnimmt. Stattdessen wird es während der Verbrennung lediglich komprimiert und strömt durch die einsetzende Expansion bei abnehmendem Zylinderdruck zurück in den Brennraum. Ungefähr 50 % der gesamten HC-Emissionen entstehen nach *Daniel, Schramm* und *Wentworth* in [Dan70], [SS90] und [Wen68] auf diese Weise. Als weitere wichtige Ursache der HC-Emissionen führt *Bignion* in [Big02] das sog. Flame-Quenching an, also das Verlöschen der Flamme ohne Nähe zur Brennraumbegrenzung. Hierbei kann die stattfindende chemische Reaktion der Reaktionszone nicht mehr genug Wärme zuführen, um den Wärmeverlust der Flamme zu kompensieren. Weiterhin ist der Versuchsträger konsequent auf eine sehr intensive Ladungsbewegung ausgelegt. Diese dissipiert in Richtung ZOT in eine ausgeprägte Turbulenz. Vor dem Hintergrund der Erkenntnisse von *Ernst* in [Ern01] kann diese intensive Turbulenz ebenso Grund der Flammenlöschung sein. So kann die mit AGR deutlich niedrigere Prozesstemperatur in Verbindung mit der im Vergleich zum FES besseren Ladungsbewegung und größeren Turbulenz auch ein Indiz für die höheren HC-Emissionen mit AGR sein.

Die Kohlenmonoxid-Emissionen zeigen ein indifferentes Verhalten vom FES und AGR. Als eine der Hauptursachen für die Entstehung von CO-Emissionen geben *Pichinger et al.* in [PBR⁺04] neben zur Kraftstoffoxidation unzureichend vorhandenem Luftsauerstoff vor allem Temperaturen in der Reaktionszone von $T < 1100$ K an, die vorrangig in brennraumwandnahen Bereichen auftreten. Eine Tendenz der CO-Emissionen wird vor diesem Hintergrund erst bei sehr frühem Einlassschluss erkennbar, mit dem Ladungsbewegung, Flammenfortschritt und Temperatur im Zylinder negativ beeinflusst werden. Der Beimischung externer AGR zur Zylinderladung kann keine ersichtliche Tendenz der CO-Emissionen zugeordnet werden. Die einsetzende Temperaturabsenkung im Brennraum durch die AGR sollte die CO-Bildung begünstigen. Dem entgegen stehen die unbeeinflusste Ladungsbewegung und Turbulenz. Daraus ergibt sich in Summe das gezeigte indifferente Bild.

Als letzter zu beachtender Schadstoff sind in Abbildung 6.1.13 die auf ihren jeweiligen Ausgangswert normierten Partikel-Emissionen im Verdünnungsvolumen (Verdünnung: 1:2000) des Partikelzählers gezeigt. Beim direkteinspritzenden Ottomotor liegt das Hauptaugenmerk, anders als beim Dieselmotor, nicht auf der Partikelmasse, sondern vorrangig auf der Partikelanzahl und -größe. Direktein-

spritzende Ottomotoren emittieren im Wesentlichen ultrafeine Partikel von bis zu weniger als $0,1\ \mu\text{m}$, was die Partikel in hohem Maße lungengängig macht. [Mer09] *Pflaum et al.*, *Konieczny et al.* und *Rossbach et al.* führen als Hauptursachen der Partikelbildung in [PW10], [KBZM10] und [RVW⁺10] die unvollständige Verbrennung und unzureichende Gemischaufbereitung an. Letzteres bestätigen *Dargeförde et al.* in [DBKK15] und weisen dem Kraftstoffsystem die zentrale Rolle in der Gemischaufbereitung zu.

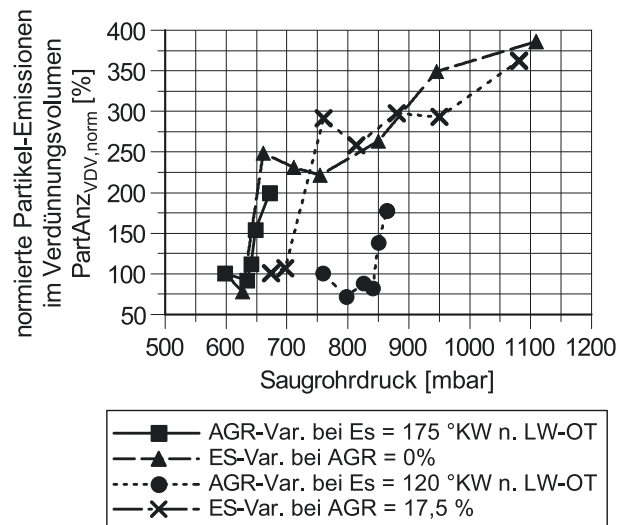


Abbildung 6.1.13: normierte Partikelemissionen im Verdünnungsvolumen des Partikelzählers bei $n = 1500\ \text{min}^{-1}$ und $p_{me} = 5\ \text{bar}$

Kannapin et al. zeigen in [KGPK10], dass Kraftstoffqualität (hierbei insbesondere der Ethanolgehalt) und -druck sowie das Einspritztiming und die Aufteilung der Einspritzung zielführende Parameter sind, um die Partikelemissionen verbrauchs- und emissionsneutral abzusenken. *Rossbach et al.* identifizieren in [RVW⁺10] vor allem das Benetzen kalter Brennraumwände als maßgebliche Partikel-Quelle, was insbesondere die gegenseitige Adaption von Einspritz- und Brennraumgeometrie nötig macht. Weiterhin sehen sie es als zielführend an, die Ventilsteuerzeiten und -höhe so einzustellen, dass auch die Ventile nicht vom Kraftstoff benetzt werden, um die Kraftstoffverteilung und -verdampfung bestmöglich zu unterstützen. Eben-diesen Anforderungen wird mit mehreren Maßnahmen Rechnung getragen. Speziell dafür ausgelegte Einlasskanäle und eine Ventilmaskierung prägen der einströmenden Frischladung am Versuchsmotor eine Tumble-Bewegung auf. Eine Mulde im Kolben unterstützt die Ausprägung dieses Tumbles zusätzlich. Das Kraftstoffspray

wird mit einem 6-Loch-Injektor derart in den Brennraum eingebracht, dass es die Ladungsbewegung bestmöglich unterstützt. Die Ausrichtung der einzelnen Kraftstoffstrahlen erfolgt mit dem Ziel minimaler Kraftstoff-Wand-Interaktion und Ventilbenetzung. Im Rahmen dieser Arbeit werden die Versuche mit konstantem Einspritzbeginn von $ESB = 300^\circ KW$ v. ZOT und gleichbleibendem Einspritzdruck von $p_{Rail} = 200$ bar durchgeführt. Somit können Quereinflüsse aus konstruktiven Änderungen oder der Anpassung der Einspritzparameter ausgeschlossen werden. Die gezeigten Partikel-Emissionen ergeben sich somit ausschließlich aus der Beeinflussung der Verbrennung über AGR und FES. Es ist ersichtlich, dass sowohl das AGR-, als auch das FES-Brennverfahren zu vermehrter Partikel-Emission führen. Sowohl AGR- als auch FES-Brennverfahren erhöhen das Risiko der Flammenverlöschung und damit der unvollständigen und unvollkommenen Verbrennung. Darüber hinaus greift das FES-Brennverfahren signifikant in die zylinderinterne Ladungsbewegung ein, wie in Abbildung 6.1.9 gezeigt ist. Zwar wird die Durchströmgeschwindigkeit am Einlass-Ventil erhöht, jedoch prägt sich die Ladungsbewegung durch den frühen ES deutlich schlechter aus als mit konventionellen Steuerzeiten. Damit wird die Gemischaufbereitung negativ beeinflusst und das Risiko lokal fetter Gemischzustände im Brennraum steigt. Beides wird in vorigen Ausführungen von *Pflaum et al.*, *Konieczny et al.* und *Rosbach et al.* als Hauptursachen für die Partikelbildung identifiziert.

6.1.3 Verlustteilung ausgewählter Vergleichsmesspunkte

Der folgende Abschnitt zeigt an Hand einer Verlustteilung nach *Weberbauer et al.* aus [WRK⁺05] die detaillierten Unterschiede zwischen ausgewählten Betriebspunkten. Ziel ist es, die Einzeleinflüsse auf den Gesamtwirkungsgrad und damit auch auf die ermittelten spezifischen Kraftstoffverbräuche zu quantifizieren. Hierzu werden jeweils der Ausgangs- und Verbrauchsbestpunkt der ausschließlichen AGR- und ES-Variation miteinander verglichen. Ein dritter Vergleich zwischen dem Verbrauchsbestpunkt der ES-Variation und dem Messpunkt der ES-AGR-Kombination bei gleichem Saugrohrdruck zeigt, wie es auch bei konstanter Entdrosselung gelingt, den Verbrauch ggü. dem reinen FES-Betrieb weiter abzusenken.

Reines FES-Brennverfahren ohne externe AGR

Eingangs sind in Abbildung 6.1.14 die spezifisch relativen Effektivverbräuche der ausschließlichen ES-Variation bei $AGR = 0\%$ gezeigt. Markiert sind die beiden Betriebspunkte, die in der in Abbildung 6.1.15 gezeigten Verlustteilung miteinander verglichen werden.

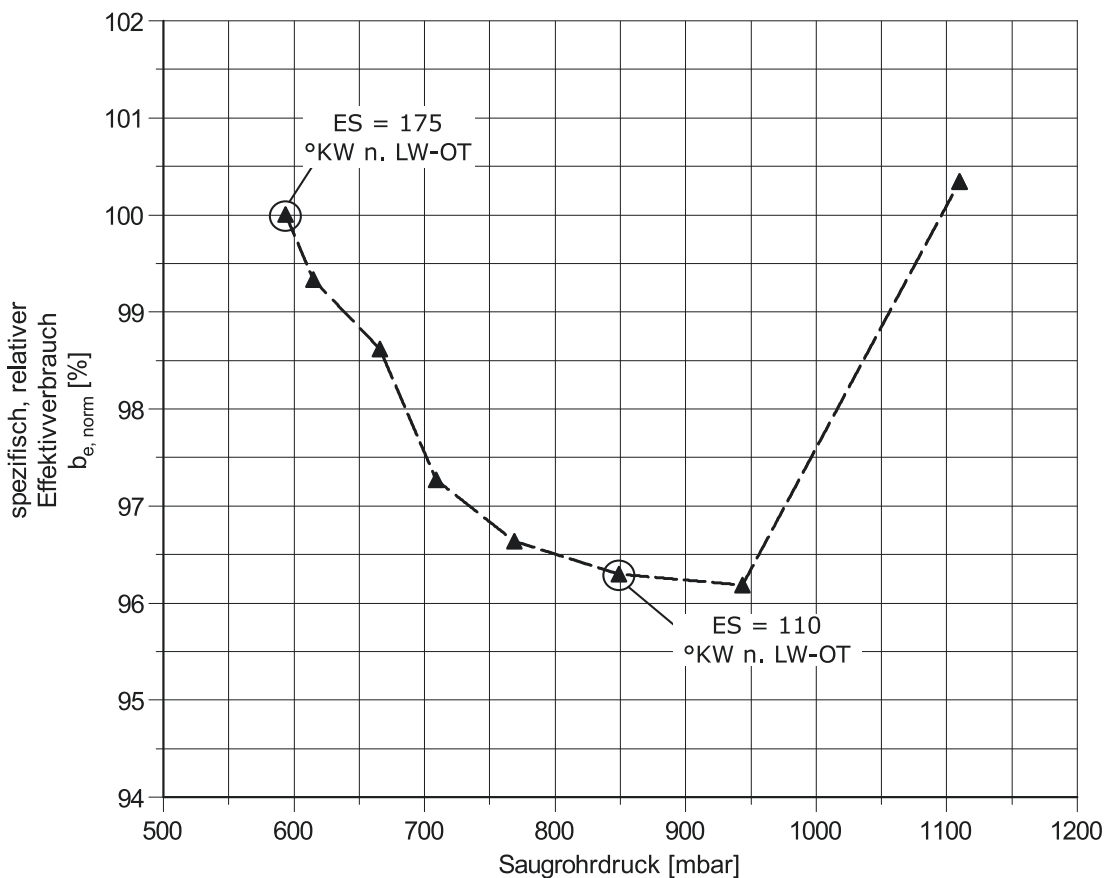


Abbildung 6.1.14: Veranschaulichung der Vergleichspunkte der Verlustteilung für die ES-Variation bei 0% AGR bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 5 \text{ bar}$

Abbildung 6.1.15 (oben) veranschaulicht die Wirkungsgrade, die sich nach jedem Verlustteilungsschritt ergeben. In Abbildung 6.1.15 (unten) sind die Wirkungsgradverluste der einzelnen Schritte gesondert gezeigt, sodass direkt geschlussfolgert werden kann, in welchem Einzelschritt sich Vor- bzw. Nachteile durch das FES ergeben.

Im Folgenden werden die Ergebnisse der gezeigten Verlustteilungsschritte einzeln

6. Vergleich von Miller- & AGR- Brennverfahren

erläutert. Ausgehend vom theoretischen Prozess, dessen Wirkungsgrad ausschließlich vom Verdichtungsverhältnis ϵ und dem Isentropenexponenten für ideale Luft $\kappa_{\text{Luft,id}}$ bestimmt wird, zeigt die Verlustteilung die einzelnen Verluste durch die Annäherung dieses Idealprozesses an die real ablaufende Verbrennung.

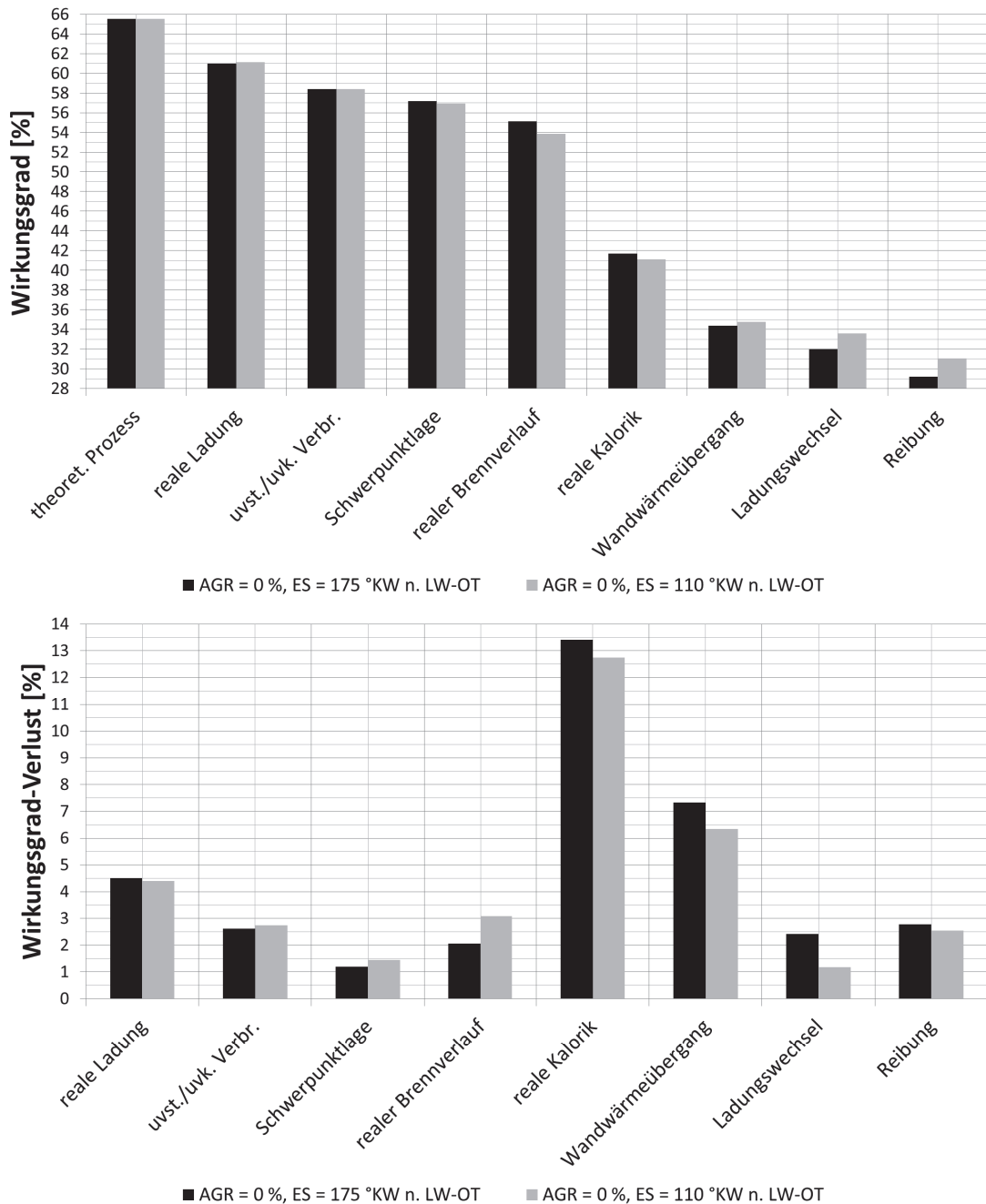


Abbildung 6.1.15: Verlustteilung für konventionelles und frühes ES bei AGR = 0 %, $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 5 \text{ bar}$

Im ersten Schritt wird der Verlust durch die reale Ladung berücksichtigt. Grundlage hierfür ist gemäß Abschnitt 4.2 „Verlustteilung“ die Berechnung eines Gleichraumprozesses mit den Bedingungen bei ES. Errechnet werden diese über ein Stoffwertemodell, das *Grill* in [Gri06] vorgestellt hat. Dieses basiert im Wesentlichen auf von *Burcat* in [Bur01] tabellierten thermodynamischen Stoffeigenschaften für Luft, Abgas und Kraftstoffdampf. Hierbei wird nicht nur die Zylindergaszusammensetzung, sondern auch Temperatur und Druck zum ES berücksichtigt. Die errechneten Bedingungen bleiben dann jeweils über den Prozess hinweg konstant. Für diesen Verlustteilungsschritt hängt der Wirkungsgrad somit ausschließlich vom Verdichtungsverhältnis ($\epsilon = 14,3$) und dem Isentropenexponenten κ_{Gemisch} des Gemisches aus Luft, Abgas und Kraftstoff ab. Anders als beim Dieselmotor besteht die Zylinderladung zum ES beim Ottomotor nicht aus reiner Luft, sondern aus einem Luft-Kraftstoff-Gemisch. Der Isentropenexponent dieses Gemisches liegt bereits deutlich unter dem für ideale Luft ($\kappa_{\text{Luft,id}} = 1,4$). Daraus folgt, dass weniger der AGR-Anteil der Frischladung (ähnlicher Isentropenexponent wie das Kraftstoff-Luft-Gemisch), sondern viel mehr die Temperatur und der Druck zu ES den Isentropenexponenten $\kappa_{\text{reale Ladung}}$ unter Berücksichtigung der realen Ladung bestimmen. Bei den beiden verglichenen Messpunkten variieren interne AGR-Rate und Temperatur zu ES nur in sehr geringem Maße. Der Einfluss des Druckes ist im Vergleich zur Temperatur klein. Somit weist die Verlustteilung folgerichtig in etwa die gleichen Wirkungsgrad-Verluste durch die Berücksichtigung der realen Ladung für konventionelle Steuerzeiten und FES aus.

Als nächster Verlustteilungsschritt sind die Verluste aus unvollständiger und unvollkommener Verbrennung gezeigt. Zu deren Bewertung und Erläuterung der generellen Wirkungsweise des FES kann die in Abbildung 6.1.9 gezeigte Beeinträchtigung der Ladungsbewegung herangezogen werden. Diese führt im Ergebnis zu einer Absenkung des Turbulenzniveaus. Die damit sinkende turbulente Flammengeschwindigkeit verursacht vor allem in Bereichen der Brennraumbegrenzung ein erhöhtes Risiko der Flammenverlöschung. Als Ergebnis dessen sind in Abbildung 6.1.12 die dargestellten Emissionen an unverbrannten Kohlenwasserstoffen zu sehen. Der Umsetzungsgrad auf Basis der CO- und HC-Emissionen nach *Weberbauer, Bargende et al.* in [WRK⁺05] ergibt sich für den Messpunkt mit einem ES = 175 °KW n. LW-OT zu $\eta_u = 95,6\%$ und für den Messpunkt mit einem ES = 110 °KW n. LW-OT zu $\eta_u = 95,43\%$. Somit ist der Wirkungsgradverlust

aus unvollständiger und unvollkommener Verbrennung beim FES größer als bei konventionellen Steuerzeiten.

Im Verlustteilungsschritt „Schwerpunktlage“ zeigen sich Nachteile beim FES-Verfahren. Diese sind jedoch nicht auf das Brennverfahren, sondern auf die von *Bosch* funktional ins Steuergerät integrierte Verstell-Schrittweite für den Zündwinkel zurückzuführen. Bei vorgegebenem Regelziel von $\varphi_{50} = 8^\circ \text{KW n. ZOT}$ für die Verbrennungsschwerpunktlage ergeben sich bei den beiden verglichenen Messpunkten Unterschiede im Ist-Wert der Verbrennungsschwerpunktlage von ca. 2°KW zugunsten des Messpunktes mit konventioneller Steuerzeit. Dementsprechend werden von der Verlustteilung geringfügig kleinere Wirkungsgrad-Verluste durch die Berücksichtigung der Verbrennungsschwerpunktlage ermittelt.

Die Verluste, die sich aus dem realen Brennverlauf ergeben, sind bei FES größer als mit konventionellen Steuerzeiten. Dies ist auf den Charakter der vorgemischten Verbrennung zurückzuführen, welche im Wesentlichen von der turbulenten Flammengeschwindigkeit getrieben wird. Diese wiederum wird nach *Merker et al.* in [Mer09] maßgeblich von der in der Tumble-Strömung gespeicherten und dissipierenden Energie bestimmt. Beim FES-Verfahren kann der Kolben der Frischladung durch den frühen ES weniger Bewegung und Energie aufprägen. Zusätzlich verlängert sich die Zeit zwischen ES und ZOT, in der die Tumble-Strömung unerwünscht bereits in Teilen weit vor ZOT dissipiert. Insgesamt ergeben sich die in Abbildung 6.1.8 veranschaulichten, längeren Brenndauern und damit im Resultat größere Wirkungsgrad-Verluste beim FES-Brennverfahren.

Im Verlustteilungsschritt „reale Kalorik“ sind Vorteile beim FES-Verfahren erkennbar. Berücksichtigt werden vom Stoffwertmodell Temperatur, Druck, Kraftstoffzusammensetzung und Verbrennungsluftverhältnis. Wie *Kuberczyk* in [Kub08] zeigt, führen hohe Temperaturen zu einem ausgeprägten Anstieg der Wärmekapazitäten, was er mit der endothermen Dissoziation von H_2O und CO_2 in H_2 , O_2 und CO begründet. Somit wird dem Gas Wärme entzogen und damit der Isentropenexponent abgesenkt. Dies verringert die verrichtete Arbeit und damit auch den Wirkungsgrad. Die durch das FES beeinträchtigte Ladungsbewegung und verlangsamte Energiefreisetzung führen zu einer Temperaturabsenkung während der Verbrennung wie sie in Abbildung 6.1.8 zu sehen ist. Dadurch werden mit dem FES-Brennverfahren Wirkungsgradvorteile unter Berücksichtigung der realen Kalorik erzielt.

Als folgender Verlustteilungsschritt werden die Wandwärmeverluste betrachtet. Grundlegend werden die Wandwärmeverluste von der Temperaturdifferenz zwischen Arbeitsgas und Brennraumbegrenzung, der zur Wärmeübertragung zur Verfügung stehenden Fläche und dem Wärmeübergangskoeffizienten bestimmt. Das FES-Verfahren senkt die Temperaturen des Arbeitsgases ggü. konventionellen Steuerzeiten ab. Bspw. werden als Maximaltemperatur bei konventionellen Steuerzeiten 2260 K erreicht, welche sich beim FES-Verfahren auf 2125 K verringert. Dies trägt zur Absenkung der Wandwärmeverluste bei. Dem ggü. bedingt das FES-Verfahren allerdings auch eine Verschleppung der Verbrennung. Dies vergrößert in Kombination mit der weiter fortgeschrittenen Abwärtsbewegung des Kolbens die bei hohen Temperaturen zur Verfügung stehende Fläche. Der Wärmeübergangskoeffizient liegt beim FES-Verfahren ca. 20% unterhalb des Wertes für konventionelle Steuerzeiten. Insgesamt ergeben sich in Summe geringere Wandwärmeverluste beim FES-Verfahren ggü. konventionellen Steuerzeiten.

Der Verlustteilungsschritt „Ladungswechsel“ zeigt ebenso Vorteile beim FES-Verfahren. Hierzu sei auf Abbildung 6.1.6 verwiesen. Hier wird eine durch weitgehende Entdrosselung deutliche Verkleinerung der Ladungswechselschleife bei FES gezeigt.

Im Hinblick auf die Reibung zeigt das FES-Verfahren ebenso Vorteile. Dies ist bei konstanter Motordrehzahl $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ mit der Verringerung des Ventilhubes von $h_{EV,max,konv.} = 7,5 \text{ mm}$ auf $h_{EV,max,FES} = 3,9 \text{ mm}$ und den absinkenden Zylinderdrücken zu begründen. Letzteres belegt *Scholz* in [Sch06].

Das FES-Verfahren generiert die Verbrauchsvorteile im Vergleich zum konventionellen ES hauptsächlich über eine Verringerung der Wandwärme- und Ladungswechselperluste sowie über eine positive Beeinflussung der Kalorik. Dem ggü. stehen die Auswirkungen des FES-Verfahrens auf die Brenndauer und die Güte der Kraftstoffumsetzung.

Reines AGR-Brennverfahren bei konventionellem Einlassschluss

Analog zu Abbildung 6.1.14 zeigt Abbildung 6.1.16 die spezifisch, relativen Effektivverbräuche der AGR-Variation bei $ES = 175 \text{ °KW n. LW-OT}$ (konventioneller ES). Als Vergleich dazu sind ebenso die vorig erläuterten spezifisch, relativen Effektivverbräuche der reinen ES-Variation veranschaulicht. Markiert sind die

beiden Betriebspunkte der reinen AGR-Variation, die in der in Abbildung 6.1.17 gezeigten Verlustteilung miteinander verglichen werden. Sie zeigt die Wirkungsgrade und Wirkungsgrad-Verluste jedes einzelnen Verlustteilungsschrittes der AGR-Variation.

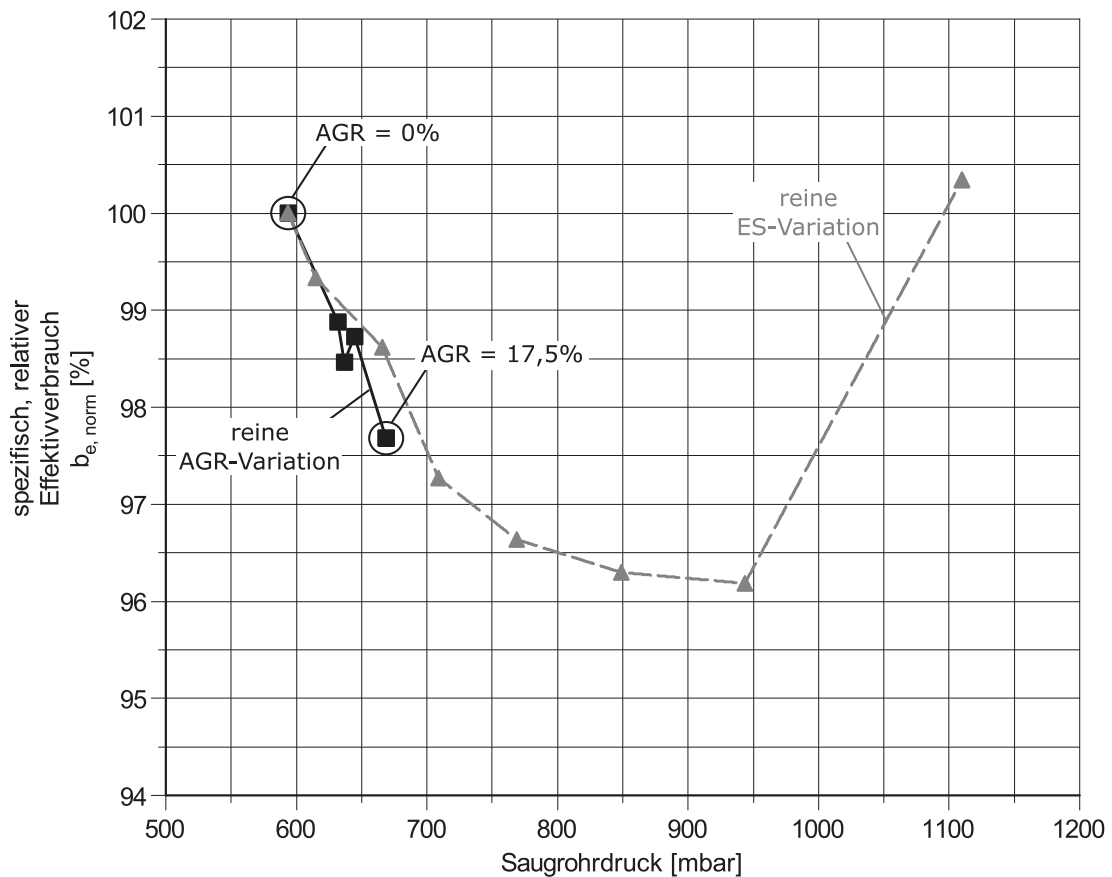


Abbildung 6.1.16: Veranschaulichung der Vergleichspunkte der Verlustteilung für die AGR-Variation bei einem $ES = 175 \text{ °KW n. LW-OT}$ bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 5 \text{ bar}$

Der Wirkungsgrad des theoretischen Prozesses ändert sich im Vergleich zu vorig analysierten Messpunkten bei konstantem Verdichtungsverhältnis ϵ und dem Isentropenexponenten für ideale Luft $\kappa_{\text{Luft, id}}$ nicht.

Der Wirkungsgrad-Verlust durch reale Ladung wird wiederum mit der Ladungszusammensetzung und den Stoffwerten bei ES berechnet. Wie bei der Analyse des reinen FES-Brennverfahrens bereits erläutert, weisen Abgas und das Luft-Kraftstoff-Gemisch ähnliche Isentropenexponenten auf. Somit bleibt auch bei einer deutlichen Erhöhung der AGR-Rate die Temperatur zum ES die hauptsächlich bestimmende Größe zur Errechnung des Wirkungsgrad-Verlustes durch

reale Ladung. Die Temperatur zum ES liegt bei beiden verglichenen Messpunkten durch die Verwendung eines Ladeluftkühlers bei ca. 360 K. Somit errechnet die Verlustteilung folgerichtig keinen Unterschied bzgl. des Wirkungsgrad-Verlustes unter Berücksichtigung der realen Ladung.

Der folgende Verlustteilungsschritt zeigt die Verluste aus unvollständiger und unvollkommener Verbrennung. Eine Erhöhung der AGR-Rate resultiert tendenziell in einen größeren Wirkungsgrad-Verlust.

6. Vergleich von Miller- & AGR- Brennverfahren

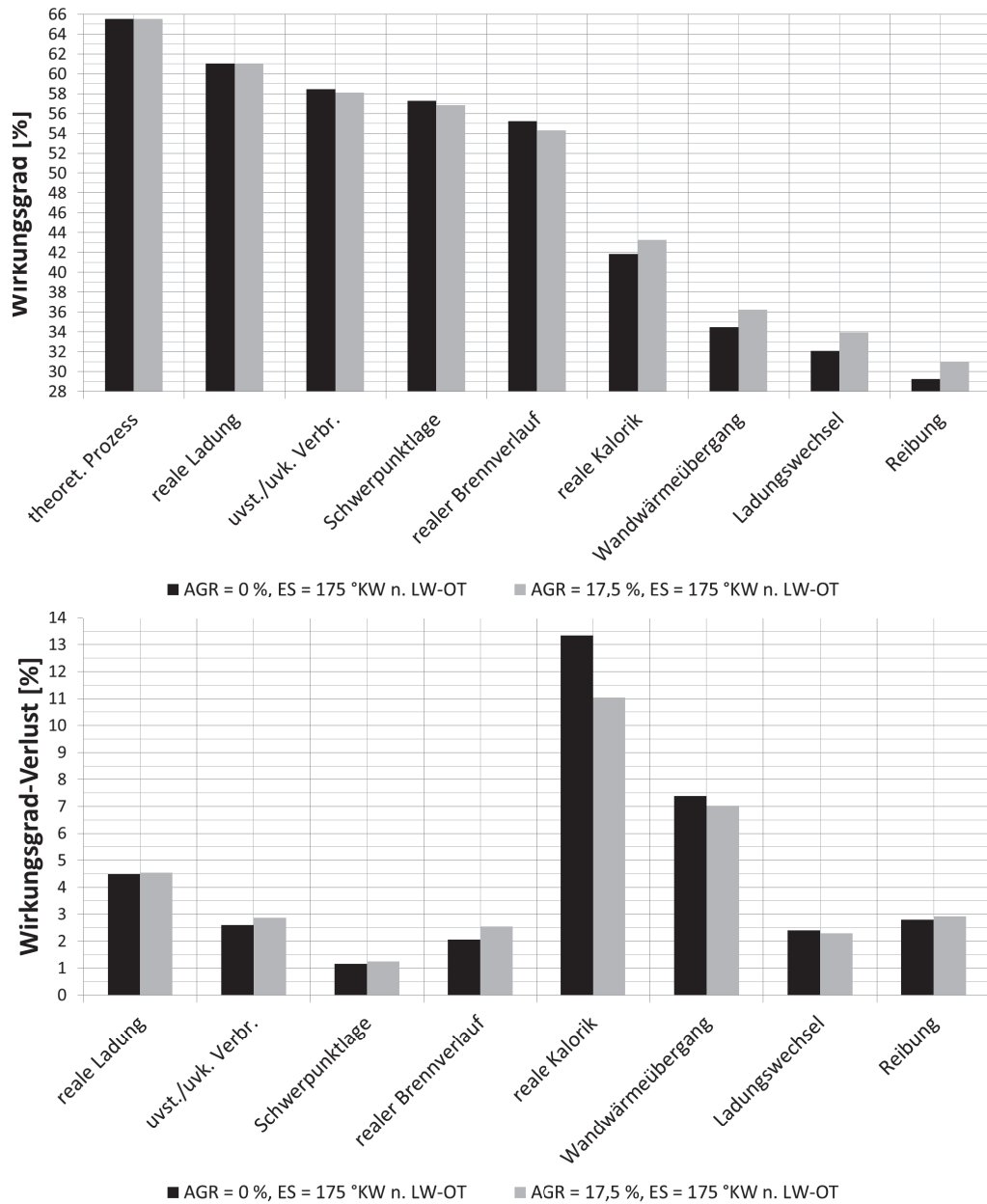


Abbildung 6.1.17: Verlustteilung für zwei unterschiedliche AGR-Raten bei $ES = 175 \text{ °KW n. LW-OT}$, $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 5 \text{ bar}$

Dem Verbrennungsprozess abermals zugeführtes Abgas verringert, wie *Rhodes* in [RK85] zeigt, die laminare Flammengeschwindigkeit. Dies wiederum wirkt sich nach *Damköhler* in [Dam26] in eine ebenso kleinere turbulente Flammengeschwindigkeit aus. Weiterhin wird die ottomotorische AGR bei konstantem Verbrennungsluftverhältnis additiv verwendet. Dies resultiert in eine größere ther-

mische Masse der Frischladung. Die kleineren Flammgeschwindigkeiten und das geringere Temperaturniveau, auf dem die Verbrennung abläuft, erhöhen das Risiko der Flammenverlöschung an den vergleichsweise kalten Brennraumbegrenzungen. Dies führt zu den in Abbildung 6.1.12 gezeigten erhöhten HC-Emissionen. Für den Messpunkt ohne AGR ergibt sich ein Umsetzungsgrad von $\eta_u = 95,65\%$. Eine Erhöhung der AGR-Rate verringert den Umsetzungsgrad auf $\eta_u = 95,18\%$.

Der Verlustteilungsschritt „Schwerpunktlage“ zeigt keine Unterschiede zwischen beiden Messpunkten, da sich die Ist-Werte der Verbrennungsschwerpunktlage nah am Regelziel von $\varphi_{50} = 8^\circ\text{KW n. ZOT}$ befinden.

Im Verlustteilungsschritt „realer Brennverlauf“ sind mit AGR größere Wirkungsgrad-Verluste zu verzeichnen. Grund hierfür sind längere Brenndauern mit AGR, was exemplarisch in Abbildung 6.1.8 gezeigt ist. Dies ist abermals auf den Charakter der vorgemischten Verbrennung zurückzuführen. *Rhodes* und *Damköhler* zeigen in [RK85] und [Dam26], dass die AGR die turbulente Flammgeschwindigkeit auf chemischem Wege maßgeblich verringert. Zusätzlich führen die verlängerten Brenndauern bei der Forderung konstanter Verbrennungsschwerpunktlagen dazu, dass mit AGR deutlich früher während der Kompression gezündet werden muss. Dabei werden die Zündbedingungen mit abnehmendem Druck und Temperatur immer schlechter, was sich in ebenso erhöhte Brennverzögerungen mit AGR auswirkt. Insgesamt verlängert sich die Zeit des Energieumsatzes, was im Resultat zu größeren Verlusten im realen Brennverlauf führt.

Im Verlustteilungsschritt „reale Kalorik“ zeigen sich deutliche Vorteile mit AGR. Wie bei der Analyse des reinen FES-Brennverfahrens gezeigt, verbessert sich der Wirkungsgrad in diesem Verlustteilungsschritt mit sinkendem Temperaturniveau während der Verbrennung. Dieses wird einerseits durch die am Ottomotor additiv verwendete AGR und die damit verbundene Erhöhung der Zylindergasmasse abgesenkt. Andererseits wirkt die AGR chemisch direkt auf die Stoffzusammensetzung und die Reaktionskinetik der Zylinderladung. Als Folge ergibt sich eine abgesenkte Brenngeschwindigkeit. In Kombination führt dies zu den in Abbildung 6.1.8 gezeigten, deutlich geringeren Brennraumtemperaturen.

Der Verlustteilungsschritt „Wandwärmeverlust“ weist Vorteile beim AGR-Brennverfahren aus. Dies ist vorrangig auf die durch die AGR deutlich abgesenkte Verbrennungstemperatur zurückzuführen. Somit können die Wandwärmeverluste bereits in Schwachlast-Betriebspunkten nachhaltig abgesenkt werden. Hierzu sei

auf die Abbildungen 6.1.8 und 6.1.10 verwiesen, die den indizierten Verlauf der Wandwärmeverluste, dessen Kumulation und die Gastemperatur zeigen. In den verglichenen Messpunkten ist ohne AGR eine Maximaltemperatur von 2260 K zu verzeichnen, die sich mit AGR auf 1980 K verringert.

Der Verlustteilungsschritt „Ladungswechsel“ weist ebenso Vorteile im AGR-Betrieb aus. Um mit am Ottomotor additiv verwendeter AGR ein konstantes Verbrennungsluftverhältnis abbilden zu können, muss der Saugrohrdruck angehoben werden. Abbildung 6.1.6 zeigt die generelle Wirkung der AGR auf die Ladungswechsel-Schleife. Somit ist es auch mit der AGR möglich, die Ladungswechselverluste abzusenken, wenn auch nicht im gleichen Maße wie mit dem FES.

In Bezug auf die Reibung sind marginale Nachteile beim AGR-Brennverfahren erkennbar. Wie bereits beim FES-Brennverfahren gezeigt, resultiert ein erhöhter Zylinderdruck in eine größere Reibung. Die additive Verwendung der AGR am Ottomotor erhöht die zylinderinterne Gasmasse. Dies führt zu erhöhten Zylinderdrücken v.a. während der Kompression. Abbildung 6.1.5 zeigt hierzu die generelle Wirkung der AGR auf den Zylinderdruck. Die Drehzahl als Haupteinflussgröße auf die Reibung verbleibt in beiden Messpunkten konstant bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$.

Die Verbrauchsvorteile des AGR-Brennverfahrens ggü. einem Brennverfahren ohne AGR ergeben sich somit, wie auch beim FES-Brennverfahren, hauptsächlich aus einer positiven Beeinflussung der Kalorik sowie einer Verringerung der Wandwärmeverluste und Ladungswechselverluste. Dem ggü. stehen wiederum die Auswirkungen der AGR auf die Qualität der Kraftstoffumsetzung und den Brennverlauf.

Kombination aus FES- und AGR-Brennverfahren

Anders als bei der Analyse der beiden vorangegangenen Verlustteilungen werden im Folgenden nicht der Ausgangs- und Verbrauchsbestpunkt einer einzelnen Variation miteinander verglichen. Es wird anhand zweier Messpunkte bei gleicher Entdrosselung gezeigt, wie die Verbrauchswerte der reinen ES-Variation mit rückgeführtem Abgas auch ohne eine weitere Absenkung der Ladungswechselverluste verbessert werden können.

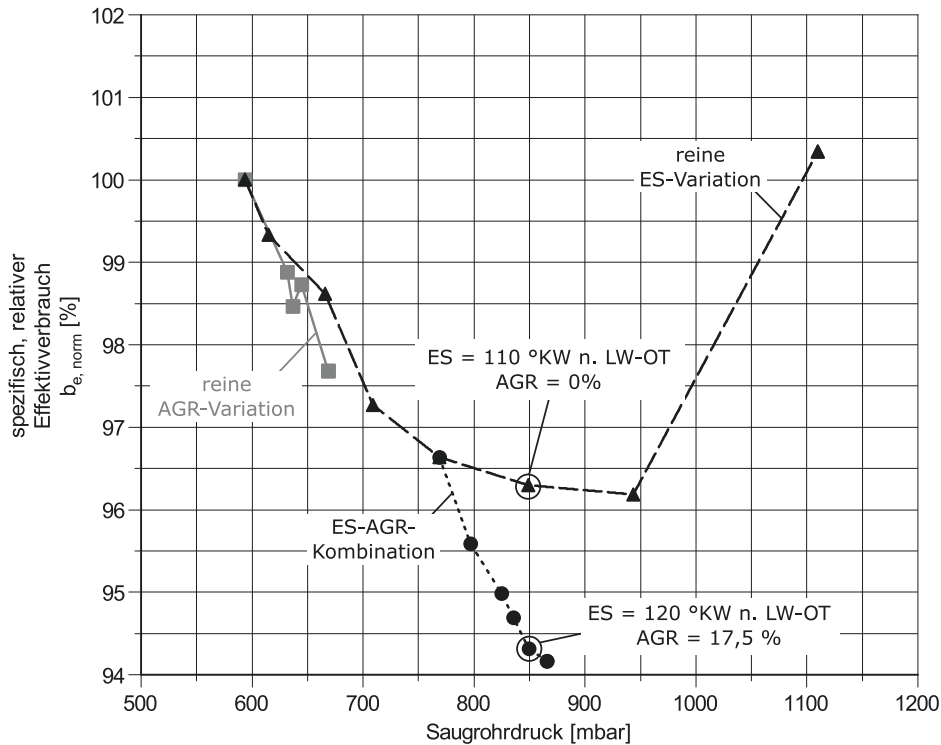


Abbildung 6.1.18: Veranschaulichung der Vergleichspunkte der Verlustteilung für den Vergleich des reinen FES-Betriebes mit der FES-AGR-Kombination bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $p_{m\epsilon} = 5 \text{ bar}$

Abbildung 6.1.18 zeigt hierzu die relativen, spezifischen Effektivverbräuche der reinen ES-Variation bei $\text{AGR} = 0\%$ und diejenigen der Kombination aus $\text{AGR} = 17,5\%$ und $\text{ES} = 120 \text{ °KW n. LW-OT}$. Markiert sind die beiden Betriebspunkte, die in der in Abbildung 6.1.19 gezeigten Verlustteilung miteinander verglichen werden. Sowohl für den Wirkungsgrad des theoretischen Prozesses, als auch für den Wirkungsgrad-Verlust durch die Berücksichtigung der realen Ladung werden aus vorig erläuterten Zusammenhängen keine Unterschiede zwischen beiden Vergleichsmesspunkten errechnet.

In Bezug auf die Wirkungsgrad-Verluste aus unvollständiger und unvollkommener Verbrennung sind Vorteile beim reinen FES-Brennverfahren ohne AGR zu erkennen. Dies korreliert mit den in Abbildung 6.1.12 gezeigten HC-Emissionen. Während der Umsetzungsgrad ohne AGR $\eta_{u,o\text{AGR}} = 95,43\%$ beträgt, verringert er sich mit AGR zu $\eta_{u,m\text{AGR}} = 94,83\%$.

6. Vergleich von Miller- & AGR - Brennverfahren

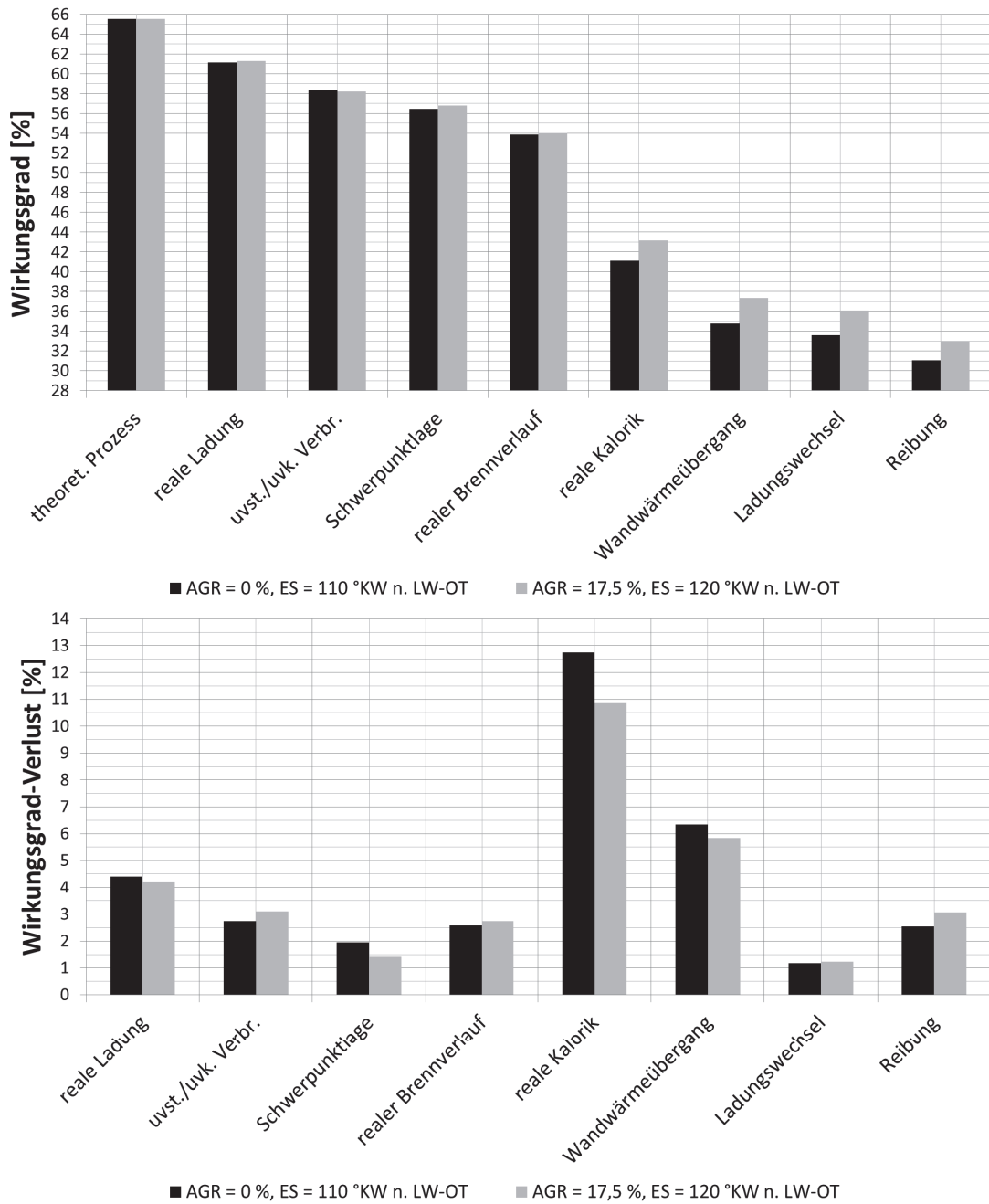


Abbildung 6.1.19: Verlustteilung für den Vergleich von reinem FES-Betrieb mit FES-AGR-Kombination bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 5 \text{ bar}$

Zu begründen ist dies mit dem ggü. FES erhöhten Risiko der Flammenverlöschung an den kalten Brennraumwänden durch die AGR. Dies resultiert einerseits aus der am Ottomotor additiv verwendeten AGR, die die Zylindergasmasse vergrößert.

Andererseits verringert die AGR die laminare und somit auch die turbulente Flammengeschwindigkeit stärker, als das frühere ES im reinen FES-Brennverfahren. Die verwendeten Berechnungsempfehlungen für laminare und turbulente Flammengeschwindigkeiten zeigen *Metgalchi, Keck, Rhodes* und *Damköhler* in [MK82], [RK85] und [Dam26]. Daraus ergibt sich exemplarisch zum Zeitpunkt der höchsten Gastemperatur im Brennraum ($\varphi_{T_{BR,max}} \approx 20^\circ\text{KW n. ZOT}$) für den reinen FES-Betrieb eine turbulente Flammengeschwindigkeit von $s_{t,FES} \approx 1400 \frac{\text{cm}}{\text{s}}$. Bei der FES-AGR-Kombination verringert sich diese durch den Einfluss der AGR auf $s_{t,FES-AGR-Komb.} \approx 1220 \frac{\text{cm}}{\text{s}}$. Die größere Zylinderladung und die abgesenkte turbulente Flammengeschwindigkeit führen zu einem geringeren Temperaturniveau während der Verbrennung mit entsprechend erhöhtem Risiko der Flammenverlöschung.

Der im Verlustteilungsschritt „Schwerpunktlage“ ausgewiesenen Vorteil beim Messpunkt mit AGR ist wiederum auf die Regelgüte der Verbrennungsschwerpunktlage zurückzuführen. Beim Messpunkt mit AGR kommt die Verbrennungsschwerpunktlage ca. $1,5^\circ\text{KW}$ früher und deutlich dichter am Optimum von $\varphi_{50,Opt.} = 8^\circ\text{KW n. ZOT}$ zu liegen.

Der Verlustteilungsschritt „realer Brennverlauf“ weist ähnliche Verluste bei beiden Brennverfahren aus. Die Absenkung der turbulenten Flammengeschwindigkeit durch die AGR bewegt sich in ähnlicher Größenordnung wie die der beeinträchtigten Ladungsbewegung durch das FES. Auch der Brennverzug weist nach Abbildung 6.1.7 ähnliche Werte auf.

Der Verlustteilungsschritt „reale Kalorik“ zeigt signifikante Vorteile beim FES-AGR-Brennverfahren. Die mit AGR längeren Brenndauern und erhöhte Zylinder gasmasse führen zu einem abgesenkten Temperaturniveau während der Verbrennung. Dies wiederum bedingt nach *Kuberczyk* eine deutliche Minderung von Dissoziationseffekten und erhöht den Isentropenexponenten. Damit ergibt sich durch die Berücksichtigung der realen Kalorik ein Wirkungsgrad-Vorteil beim FES-AGR-Brennverfahren.

Der Verlustteilungsschritt „Wandwärmeeübergang“ weist ebenso Vorteile beim FES-AGR-Brennverfahren aus. Hierzu zeigen die Abbildungen 6.1.8 und 6.1.10 den indizierten Verlauf der Wandwärmeverluste, dessen Kumulation und die Gastemperatur. Die AGR senkt die Verbrennungstemperaturen stärker ab als der frühe ES. In den verglichenen Messpunkten wird bspw. beim reinen FES-Brennverfahren

ohne AGR eine Maximaltemperatur von 2120 K erreicht. Mit AGR verringert sie sich trotz späterem ES auf 1912 K. Dieser spätere ES führt dazu, dass der Maximalwert des Wärmeübergangskoeffizienten beim FES-AGR-Brennverfahren $2030 \frac{W}{m^2K}$ beträgt. Beim reinen FES-Brennverfahren mit früherem ES hingegen ergibt sich trotz höherer Gastemperatur ein Wert von $1910 \frac{W}{m^2K}$. Die generell positive Wirkung eines früheren ES auf die Wandwärmeverluste wurde im Zusammenhang mit dem FES-Brennverfahren in Abbildung 6.1.15 bereits gezeigt. Allerdings wird erst aus den hier analysierten Messpunkten deutlich, dass der Wandwärmeübergangskoeffizient beim FES-Brennverfahren nicht nur auf Grund der sinkenden Verbrennungstemperaturen durch das FES, sondern auch direkt durch die beeinträchtigte Ladungsbewegung bei FES abnimmt. Insgesamt ist auch bei der Kombination beider Brennverfahren festzustellen, dass die AGR die Wandwärmeverluste bereits im Schwachlastbetrieb trotz späteren ES weiter absenkt.

Der Verlustteilungsschritt „Ladungswechsel“ weist, entsprechend des Vergleiches zweier Messpunkte mit gleicher Entdrosselung, keinen Unterschied im Wirkungsgrad-Verlust aus. Die ermittelten Ladungswechselperluste sind in Abbildung 6.1.6 gezeigt.

Der Verlustteilungsschritt „Reibung“ weist Vorteile beim reinen FES-Betrieb aus. Dies ist mit dem kleineren Ventilhub und dem geringeren Zylinderdruck im reinen FES-Betrieb zu begründen. Abbildung 6.1.5 zeigt die entsprechenden Reibmitteldrücke.

Der kombinierte FES-AGR-Betrieb generiert die gezeigten Verbrauchsvorteile ggü. einem reinen FES-Brennverfahren ohne AGR bei gleicher Entdrosselung somit hauptsächlich über eine positive Beeinflussung der Kalorik und eine Verringerung der Wandwärmeverluste. Dem ggü. stehen die potenziell größeren Verluste bzgl. unvollständiger und unvollkommener Verbrennung sowie der Reibung. Weiterhin konnte gezeigt werden, dass ein FES nicht nur die Gastemperatur während der Verbrennung absenkt, sondern durch die beeinträchtigte Ladungsbewegung auch direkt mindernd auf den Wärmeübergangskoeffizienten wirkt.

Zwischenfazit zum Schwachlast-Betriebspunkt

Insgesamt zeigt die Analyse dieses Betriebspunktes, dass eine weitgehende Entdrosselung und damit Reduzierung der Ladungswechselverluste zielführend nur über eine Frühverschiebung des ES realisiert werden kann. Die durch das FES beeinträchtigte Ladungsbewegung führt dazu, dass die Verbrennung zunehmend langsamer und mit größeren Brennverzügen abläuft. Die immer schlechteren Entflammungs- und Brennbedingungen verhindern eine vollständige Entdrosselung. Darüber hinaus zeigen die Messungen, dass die ermittelten Kraftstoffverbräuche trotz immer weiter verringerten Ladungswechselverlusten asymptotisch verlaufen. Grund hierfür ist die nachteilige Wirkung des FES auf die Entflammung und Verbrennung bei ausgeprägter Frühverschiebung des ES. Somit ist eine vollständige Entdrosselung des Motors zwar nicht möglich, bzgl. der Absenkung des Kraftstoffverbrauches mit dem verwendeten Ventiltrieb aber auch nicht zielführend. Die über ein FES erreichte Temperaturabsenkung und Beeinträchtigung der Ladungsbewegung führen weiterhin zu verringerten Wandwärmeverlusten, einer verbesserten Kalorik und abgesenkten Stickoxid-Emissionen.

Mit der AGR gelingt die Entdrosselung des Motors nur in sehr geringem Maße. Grund hierfür ist die ggü. des FES nicht nur physikalische, sondern vor allem chemische Beeinträchtigung der Entflammungs- und Brennbedingungen. Brennverzug und -dauer sind bei gleicher Entdrosselung deutlich größer als beim FES-Verfahren. Einen signifikanten Beitrag liefert die externe, gekühlte AGR bei der Absenkung der Verbrennungstemperaturen. Somit gelingt es, sowohl die Stickoxid-Emissionen, als auch die Kalorik und die Wandwärmeverluste deutlich positiv zu beeinflussen. Damit ist es bereits im Schwachlastbetrieb möglich, die Kraftstoffverbräuche über die Vorteile der Entdrosselung mit FES hinaus weiter abzusenken und durch eine zielführende Kombination von FES und externer, gekühlter AGR minimale Kraftstoffverbräuche zu realisieren.

6.2 Aufladebetrieb

Im vorigen Abschnitt wird dargelegt, dass sich minimale Kraftstoffverbräuche bereits im Schwachlastbetrieb nur über eine sinnvolle Kombination aus FES und externer, gekühlter AGR realisieren lassen. Folgend wird gezeigt, wie sich beide Brennverfahren und ihre Kombination bei einem klopfempfindlichen Betriebspunkt im Aufladebetrieb auf die innermotorische Energieumsetzung auswirken.

6.2.1 Versuchsdurchführung

Die Untersuchungen im Aufladebetrieb werden am globalen Verbrauchsbestpunkt bei einer Drehzahl von $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und einem Effektivmitteldruck von $p_{me} = 12 \text{ bar}$ durchgeführt. Abbildung 6.2.1 zeigt dessen Positionierung im Motorkennfeld.

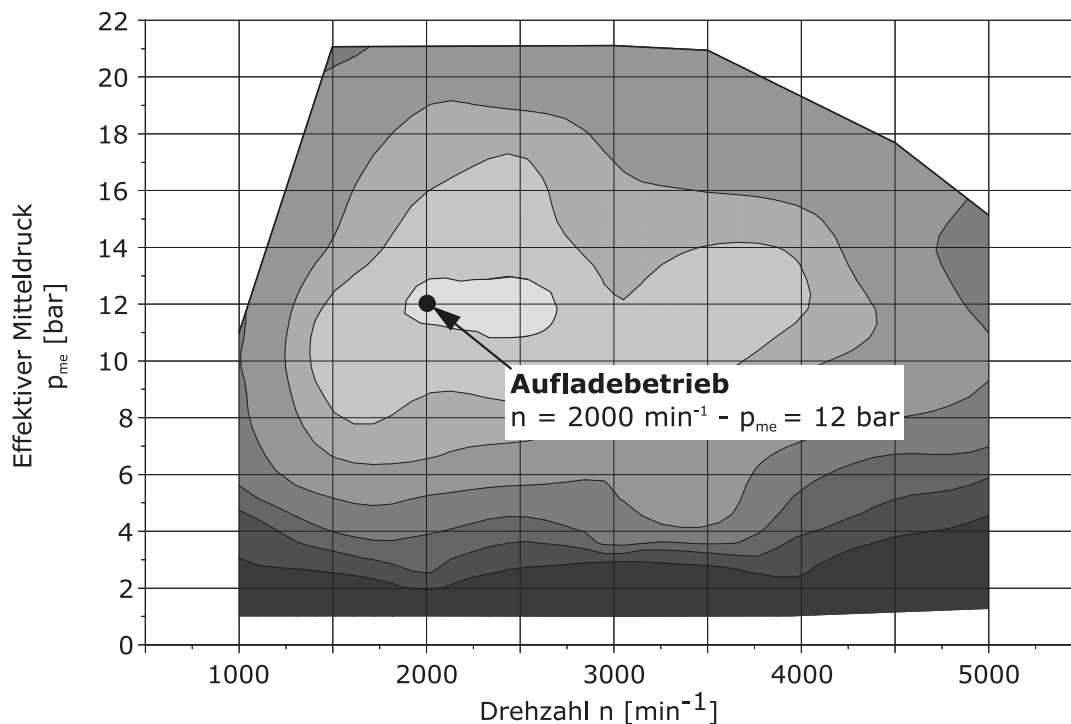


Abbildung 6.2.1: Darstellung des untersuchten Aufladebetriebspunktes bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 12 \text{ bar}$ im Motorkennfeld

6. Vergleich von Miller- & AGR - Brennverfahren

Analog zum Saugbetriebspunkt werden das AGR- und Miller-Brennverfahren hinsichtlich ihrer Auswirkung auf die innermotorische Energieumsetzung sowohl unabhängig voneinander, als auch in ihrer Kombination untersucht. Abbildung 6.2.2 zeigt den für die Bewertung der Potenziale von AGR- und Miller-Brennverfahren im Rahmen dieser Arbeit ausgewählten Ausschnitt des gesamten Messprogrammes.

n	p_{me}	ϵ	λ	Auslass öffnet	Auslass schließt	Einlass öffnet	Einlass schließt	AGR-Rate (extern)	Bemerkung
min^{-1}	bar	-	-	°KW n. LW-OT				%	
2000	12	14,3	1	-189	-20	-6	110 - 174	0	reiner Miller-Betrieb
							125 - 174	20	AGR-Miller-Kombination
							174	0 - 30	reiner AGR-Betrieb
							130	0 - 22,5	Miller-AGR-Kombination

Abbildung 6.2.2: Einstellparameter zur Untersuchung des Aufladebetriebspunktes bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 12 \text{ bar}$

Die jeweils zu untersuchende Einflussgröße wird variiert, wobei alle übrigen Größen konstant gehalten werden. Somit ergeben sich analog zum vorig untersuchten Betriebspunkt aus der Variation der AGR-Rate bei einem $ES = 174 \text{ °KW n. LW-OT}$ der „reine AGR-Betrieb“ und aus der Variation des ES bei einer AGR-Rate von $AGR = 0 \%$ der „reine Miller-Betrieb“. Die übrigen beiden Messreihen zeigen denjenigen Kombinationsbetrieb, der jeweils zu minimalen Kraftstoffverbräuchen führt. Anders als beim Saugbetriebspunkt wird die Schwerpunktlage der Verbrennung in diesem Betriebspunkt nicht konstant bei $\varphi_{50} = 8 \text{ °KW n. ZOT}$ eingeregelt, sondern der Motor an der Klopfgrenze mit deutlich späteren Schwerpunktlagen betrieben. Als Stellgröße dient der Zündzeitpunkt, der mit einer Genauigkeit von $\Delta\varphi_{ZZP} = 0,75 \text{ °KW}$ vorgegeben werden kann.

6.2.2 Thermodynamische Analyse der motorischen Globalwerte

Abbildung 6.2.3 zeigt die eingestellten und variierten Betriebspunktparameter, aufgetragen über dem Saugrohrdruck. Drehzahl, Effektivmitteldruck, Verbrennungsluftverhältnis und Einspritzdruck werden zuverlässig eingeregelt, sodass sich hieraus keine Quereinflüsse auf die eigentlich zu untersuchenden Zusammenhänge ergeben.

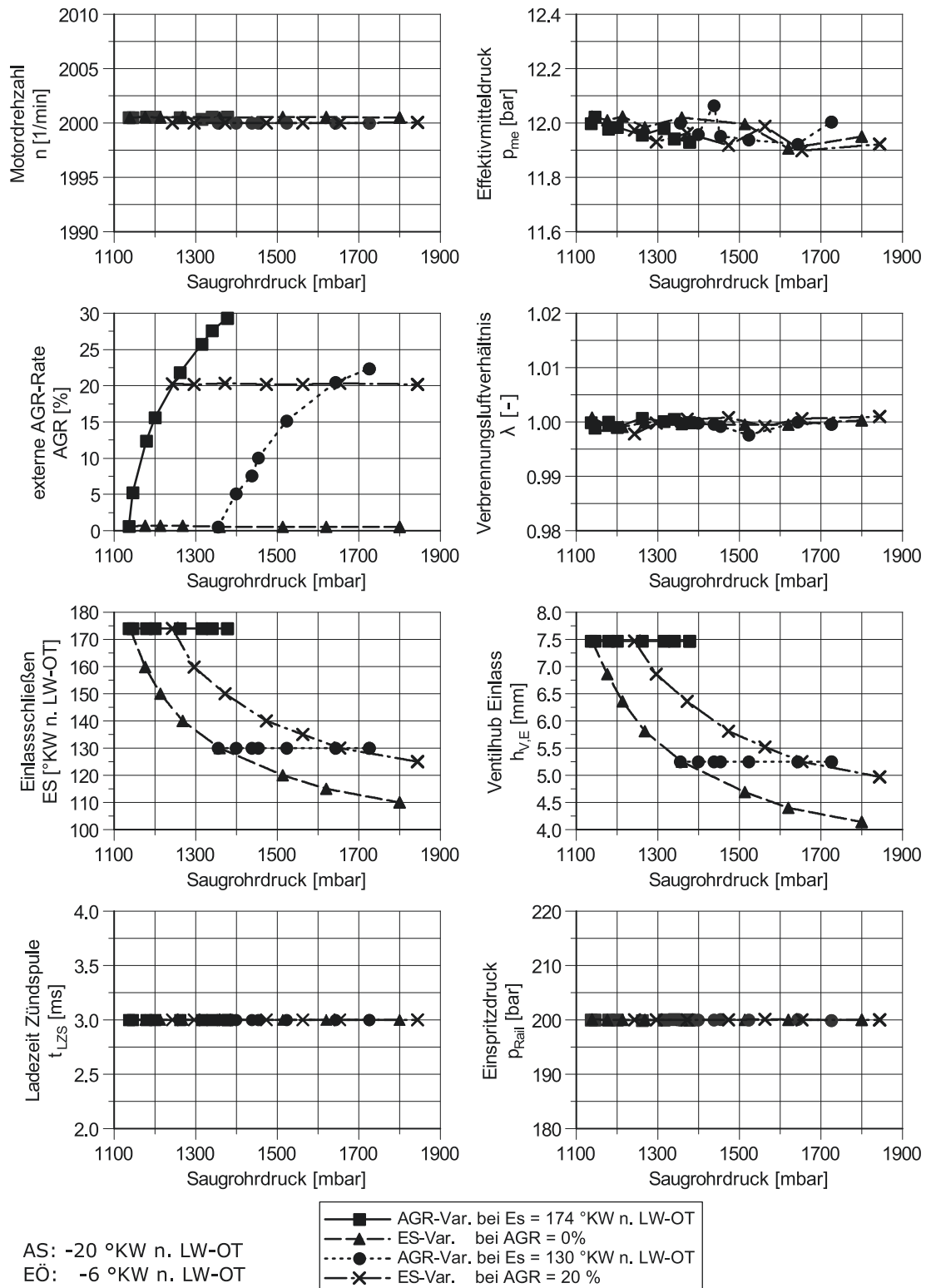


Abbildung 6.2.3: Betriebspunktparameter und Variationsgrößen bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 12 \text{ bar}$

6. Vergleich von Miller- & AGR- Brennverfahren

Die Ladezeit der Zündspule wird konstant auf einen ggü. der Serien-Applikation erhöhten Wert von $t_{LZS} = 3$ ms festgelegt, da dies die Stabilität des Brennverfahrens ggü. sehr frühen ES-Zeitpunkten und hohen AGR-Raten deutlich verbessert. Dies gewährleistet umfangreichere Variationsmöglichkeiten der beiden untersuchten Größen. Weiterhin sind mit der AGR-Rate, dem Zeitpunkt des ES und dem maximalen Einlasshub die entsprechenden Variationsgrößen gezeigt.

Zur Ergebnisanalyse sind eingangs in Abbildung 6.2.4 der spezifische, relative Effektivverbrauch, der Reib- und Ladungswechselmitteldruck sowie der Variationskoeffizient des indizierten Mitteldruckes jeweils für das reine AGR- und Miller-Brennverfahren sowie für deren verbrauchsoptimale Kombination gezeigt.

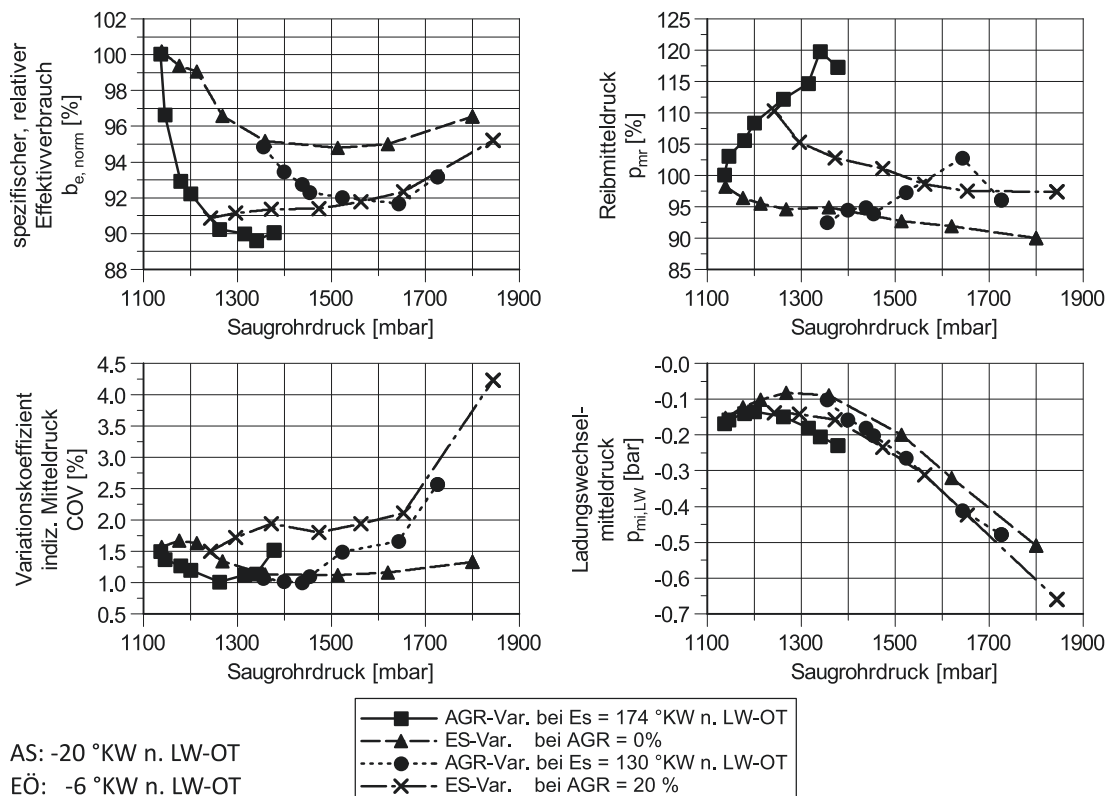


Abbildung 6.2.4: relativer spezifischer Effektivverbrauch, Reib- und Ladungswechselmitteldruck sowie Variationskoeffizient des indizierten Mitteldruckes bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 12 \text{ bar}$

Es ist festzustellen, dass mit einer Erhöhung der externen AGR-Rate deutlich geringere spezifische Kraftstoffverbräuche realisiert werden können, als durch

ein reines Miller-Brennverfahren. Der Verbrauchsvorteil ggü. dem Basisbetriebspunkt mit konventionellen Steuerzeiten beläuft sich bei der AGR-Erhöhung im Bestpunkt auf ca. 11 %, wohingegen sich der Verbrauchsvorteil des reinen Miller-Brennverfahrens auf ca. 5 % beschränkt. Eine Kombination beider Brennverfahren ist in diesem Betriebspunkt bzgl. des Kraftstoffverbrauches nicht zielführend.

Weiterhin zeigen die Messreihen, dass das Brennverfahren sowohl gegen eine Einflussnahme auf die Ladungsbewegung (ES-Variation), als auch gegen eine Änderung der chemischen Zusammensetzung und Reaktivität des Gemisches (AGR-Variation) über weite Betriebsbereiche hinweg robust ist. So werden bspw. mit der aktuellen Zusammenstellung aus Aufladegruppe, Ventiltrieb und Brennverfahren bei einer Variation der AGR-Rate asymptotische Verbräuche erreicht. Bemerkenswerterweise ist damit die AGR-Verträglichkeit des Brennverfahrens größer als seine verbrauchsrelevante thermodynamische Wirksamkeit.

Darüber hinaus gewährleisten die hohe AGR-Verträglichkeit und die asymptotisch verlaufenden Kraftstoffverbräuche eine sichere Regel- und Applizierbarkeit der verbrauchsoptimalen AGR-Raten und schließen die Gefahr von AGR-bedingten Aussetzern aus.

Der Reibmitteldruck steigt mit Erhöhung der AGR-Rate an, wohingegen eine Frühverschiebung des ES abermals senkend wirkt. In Abbildung 6.1.5 wird diesbezüglich die mit der AGR einhergehende Anhebung der Zylinder gasmasse bei konstantem Verbrennungsluftverhältnis diskutiert. Die Zündung erfolgt hierbei verbrauchsoptimal an der Klopfgrenze und wird mit entsprechend erhöhter AGR-Rate nach früh verschoben. Weiterhin wird gezeigt, dass das Miller-Brennverfahren eine systeminhärent verringerte Arbeit im Ventiltrieb und durch die Zwischenexpansion ein abgesenktes Druckniveau während der Verbrennung bewirkt.

Zusätzlich hierzu senkt die AGR die Reaktivität des Gemisches in einem klopfbeschränkten Betriebspunkt signifikant ab. Damit kann, wie in Abbildung 6.2.9 gezeigt, die Schwerpunktlage der Verbrennung deutlich nach früh verschoben werden, was das Druckniveau während der Verbrennung erhöht.

Analog zu Abbildung 6.1.5 zeigt Abbildung 6.2.5 die gemessenen Reibmitteldrucke der vier verschiedenen Messreihen und die Zylinderdruckverläufe dreier ausgewählter Vergleichs-Messpunkte. Eine Anhebung der AGR-Rate auf $AGR = 20\%$ erhöht den Spitzendruck im Zylinder deutlich von $p_{Zyl,max,AGR=0\%} \approx 50$ bar auf

6. Vergleich von Miller- & AGR- Brennverfahren

$p_{Zyl,max,AGR=20\%} \approx 80$ bar. Das Miller-Brennverfahren senkt den Zylinderspitzen-
druck bei konstanter AGR-Rate auf $p_{Zyl,max,Miller} \approx 65$ bar ab.

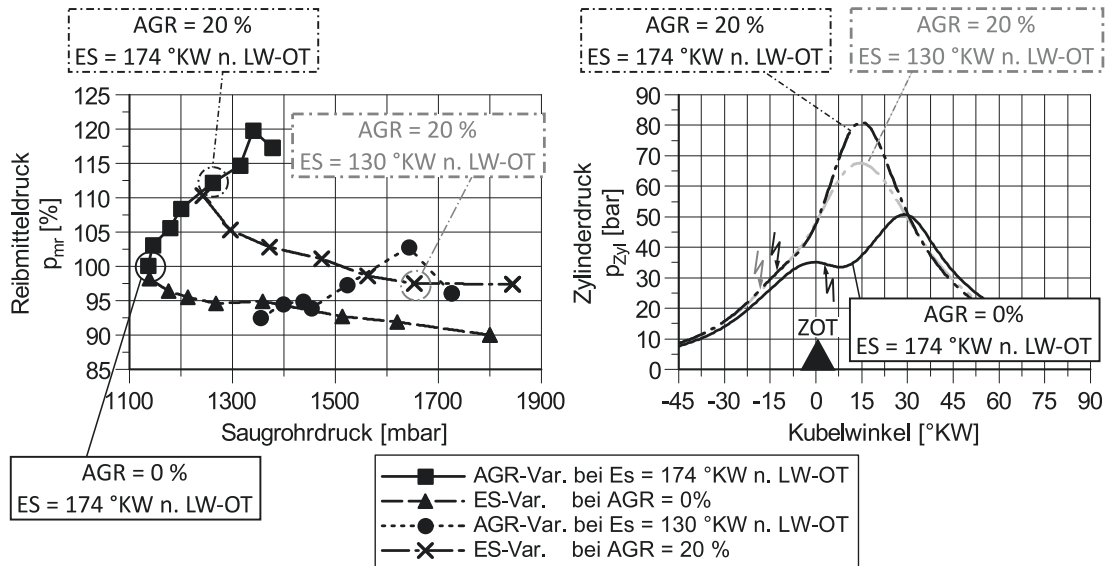


Abbildung 6.2.5: Reibmitteldrücke der verschiedenen Messreihen und Zylinder-
druckverläufe der drei ausgewählten Vergleichs-Messpunkte bei
 $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 12 \text{ bar}$

Der in Abbildung 6.2.4 gezeigte Variationskoeffizient des indizierten Mitteldruckes
als Maß für die Stabilität der Verbrennung und damit die Laufruhe des Mo-
tors bleibt beim reinen AGR- und Miller-Brennverfahren konstant niedrig. Für
beide Kombinationsbetriebe hingegen erhöht sich der Variationskoeffizient von
ihrem jeweiligen Startpunkt aus deutlich. Damit zeigt sich bereits, dass beide
Brennverfahren nicht in voller Ausprägung miteinander kombiniert werden dürfen,
sondern AGR und Miller-Grad zielführend aufeinander abgestimmt werden müs-
sen. Weiterhin ist anhand der Saugrohrdruck-Spreizungen der vier untersuchten
Messreihen zu sehen, dass die AGR im Gegensatz zur Frühverlegung des ES nicht
ausschließlich über die Bereitstellung des Ladedruckes, sondern auch über die
AGR-Verträglichkeit des Brennverfahrens limitiert wird.

Die Ladungswechselverluste werden mit beiden Verfahren nach anfänglicher Ver-
besserung bis $p_{Saug} \approx 1250 \text{ mbar}$ bei weiterer Ladedruckerhöhung gleichermaßen
negativ beeinflusst. Beim reinen Miller-Brennverfahren ergeben sich hierbei gerin-
gere Ladungswechselverluste als beim reinen AGR-Brennverfahren. Zur Analyse
der gezeigten Ladungswechselverluste wird folgend die Qualität der Ladedruckbe-
reitstellung bewertet. Hierzu zeigt Abbildung 6.2.6 die Wirkungsgrade der Turbine,

des Verdichters und des gesamten Turboladers sowie die Abgastemperatur vor Turbine.

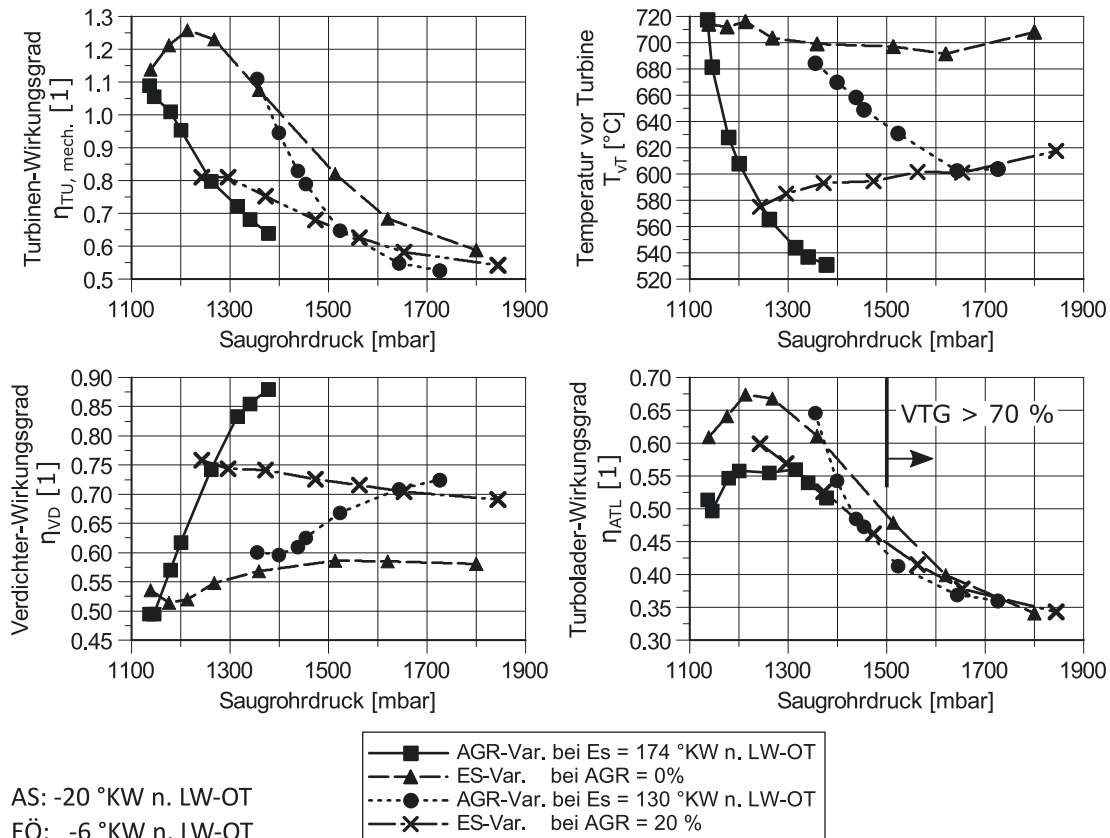


Abbildung 6.2.6: Wirkungsgrade der Turbine, des Verdichters und des gesamten Turboladers sowie die Temperatur vor Turbine bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 12 \text{ bar}$

Die einzelnen Wirkungsgrade der Turbolader-Komponenten dürfen ausschließlich qualitativ beurteilt werden. Als Grund ist die sehr hohe Sensitivität der Wirkungsgradberechnungen auf die Fluidtemperatur am Ein- oder Austritt der jeweiligen Turbolader-Komponente zu nennen. So können in einigen Betriebsbereichen des Turboladers Abhängigkeiten der Wirkungsgrade von mehr als 1 %-Punkt pro 1 K Temperaturdifferenz zwischen Ein- und Auslass der betreffenden Komponente auftreten. Zusätzlich muss die Mischungstemperatur aus Abgas und Frischluft vor Verdichter errechnet werden, da eine Messung am Prüfstand konstruktions- und bauraumbedingt nicht möglich ist. Hierzu befindet sich die letzte Temperaturmessstelle des rückgeführten Abgases kurz hinter dem AGR-Kühler (vgl. Abbildung

3.1.1 - Aufbau des Versuchsträgers). Ein weiterer Temperaturverlust durch die Zuleitung bis kurz vor den Verdichter kann nicht quantifiziert werden. So werden die Mischungstemperaturen aus Abgas und Frischluft vor dem Verdichter zu groß berechnet. Turbinenseitig führt die durch das Gehäuse abgeführte Wärmemenge zu einer signifikanten Änderung der Abgastemperatur nach Turbine, die ebenso nicht erfasst wird. Dies resultiert in Wirkungsgrade der Turbine von $\eta_{TU} > 1$.

Qualitativ zeigt sich, dass die AGR-Variationen den Turbinen-Wirkungsgrad deutlich absenken. Grund hierfür sind die in diesem Betriebspunkt mit AGR weitaus früheren Verbrennungsschwerpunktlagen, wie sie in Abbildung 6.2.9 gezeigt sind. Damit sinkt die Abgastemperatur vor Turbine und entsprechend auch der turbinenseitige Wirkungsgrad. Die ES-Variationen hingegen beeinflussen die Abgastemperatur vor Turbine in deutlich geringerem Maße. Somit wird der Turbinen-Wirkungsgrad zusätzlich über den Anstellwinkel der VTG bestimmt. Grundlegend besteht zwischen Turbinen-Wirkungsgrad und Anstellwinkel der VTG ein negativer, parabolischer Zusammenhang mit einem Scheitelpunkt bei mittleren VTG-Stellungen. Eine Erhöhung der VTG-Anstellwinkel führt also anfänglich zu einer Verbesserung des Turbinen-Wirkungsgrades bis zum Scheitelpunkt. Bei weiterer Vergrößerung des VTG-Anstellwinkels verringert sich der Turbinen-Wirkungsgrad. Der Scheitelpunkt der charakteristischen Parabel ist Resultat aus Abgastemperatur und Massenstrom über die Turbine. Damit ergibt sich bei einer ES-Variation bei $AGR = 0\%$ ein anfänglich verbesserter Turbinen-Wirkungsgrad bis zu einer VTG-Stellung von $VTG \approx 30\%$. Ein weiter erhöhter Anstell-Winkel der VTG führt zu abnehmenden Turbinen-Wirkungsgraden. Die ES-Variation bei einer AGR-Rate von $AGR = 20\%$ beginnt bereits bei VTG-Stellungen von $VTG \approx 40\%$. Eine weitere Erhöhung der VTG-Anstellwinkel führt trotz tendenziell erhöhter Abgastemperaturen vor Turbine direkt zu einer Verschlechterung des Turbinen-Wirkungsgrades.

Eine Erhöhung der AGR-Rate wirkt durch die deutliche Absenkung der Abgastemperaturen vor Turbine also negativ auf den Turbinen-Wirkungsgrad. Ein Miller-Brennverfahren dagegen kann den Turbinen-Wirkungsgrad in gewissem Maße auch positiv beeinflussen. Hier kommt es erst dann zu einer Verschlechterung des Turbinen-Wirkungsgrades, wenn der Ladedruckbedarf VTG-Anstellwinkel erforderlich macht, die über ihr jeweiliges Optimum hinaus gehen.

Auf der Verdichterseite des Turboladers zeigt sich ein grundsätzlich anderer Zu-

sammenhang. Hier sind sehr ausgeprägte Verbesserungen mit erhöhter AGR-Rate festzustellen. Eine ES-Variation hingegen verbessert den Verdichter-Wirkungsgrad mit deutlich kleinerem Gradienten oder führt hier sogar zur Verschlechterung. Zur Erläuterung dieser Zusammenhänge zeigt Abbildung 6.2.7 die Positionierung der vier Messreihen im Kennfeld des verwendeten Verdichters.

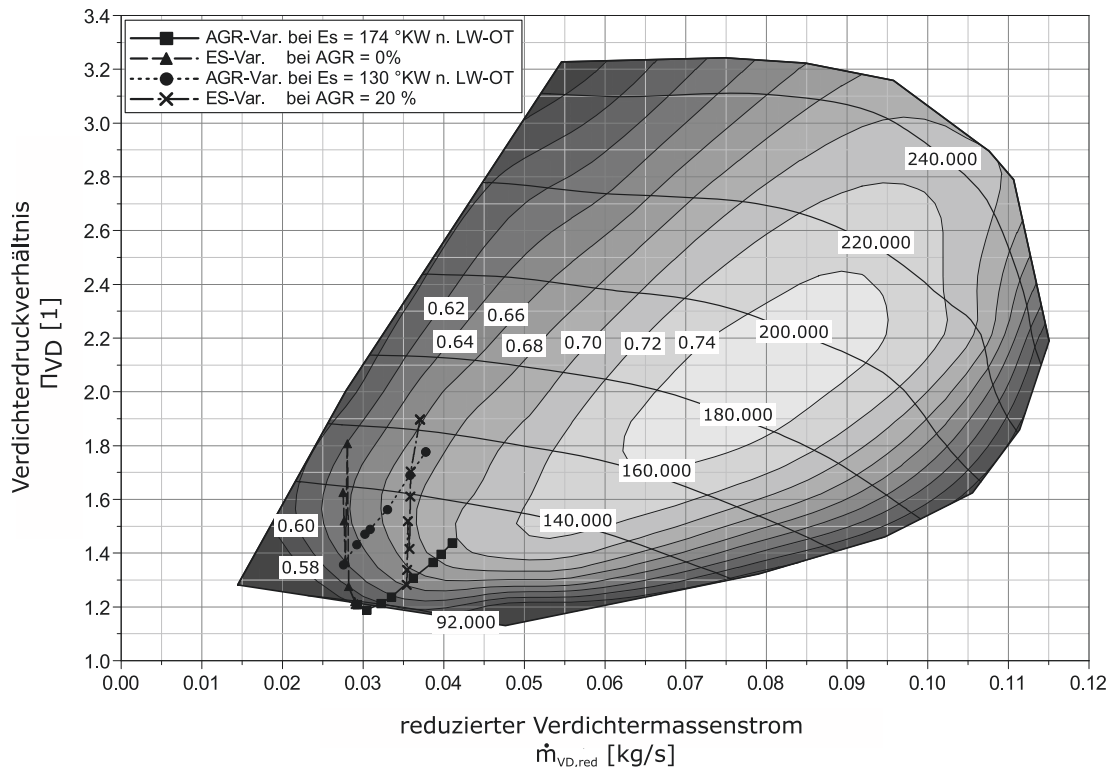


Abbildung 6.2.7: Verdichterkennfeld des verbauten HoneyWell-Turboladers mit Betriebspunkten der Einlassschließ- und AGR-Variationen

Es wird deutlich, dass sich der Verdichter-Betriebspunkt bei einer Frühverschiebung des ES im Wesentlichen in vertikaler Richtung zu größeren Verdichterdruckverhältnissen verschiebt. In Kombination mit den Wirkungsgrad-Muscheln des Verdichter-Kennfeldes ergibt sich damit bei den ES-Variationen vor allem bei hohen Verdichterdruckverhältnissen eine zunehmende Verschlechterung des Verdichter-Wirkungsgrades.

Die Erhöhung der AGR-Raten hingegen verschiebt den Verdichter-Betriebspunkt mit einer signifikanten horizontalen Komponente in Richtung besserer Wirkungsgrad-Muscheln. Dies resultiert aus der ottomotorischen Forderung eines konstanten

6. Vergleich von Miller- & AGR- Brennverfahren

Verbrennungsluftverhältnisses. Dadurch wird mit der AGR keine Frischluft substituiert, sondern der Massenstrom über den Verdichter signifikant erhöht, was den Wirkungsgrad des Verdichters in diesen Betriebspunkten grundsätzlich positiv beeinflusst.

Insgesamt ergeben sich durch die unterschiedliche Einflussnahme beider Brennverfahren auf Turbinen- und Verdichterseite die in Abbildung 6.2.6 gezeigten Turbolader-Gesamtwirkungsgrade. Die Qualität der Ladedruckbereitstellung steigt bis zu einem Saugrohrdruck von $p_{\text{Saug}} \approx 1300$ mbar, bevor die negativen Effekte auf der Turbinenseite überwiegen und der Turbolader-Gesamtwirkungsgrad sinkt. Diese Betrachtungen zeigen, dass mit dem jeweiligen Brennverfahren immer separat auf Verdichter und Turbine Einfluss genommen wird. Zur Beurteilung der Qualität der Ladedruckbereitstellung muss folglich immer der gesamte Turbolader betrachtet werden. Insgesamt folgen die in Abbildung 6.2.4 gezeigten Ladungswechselverluste den in Abbildung 6.2.6 ermittelten Zusammenhängen am Turbolader.

Ergänzend korreliert Abbildung 6.2.8 die Ladungswechselschleifen dreier ausgewählter Vergleichsmesspunkte der ES-Variation bei einer AGR-Rate von $\text{AGR} = 0\%$.

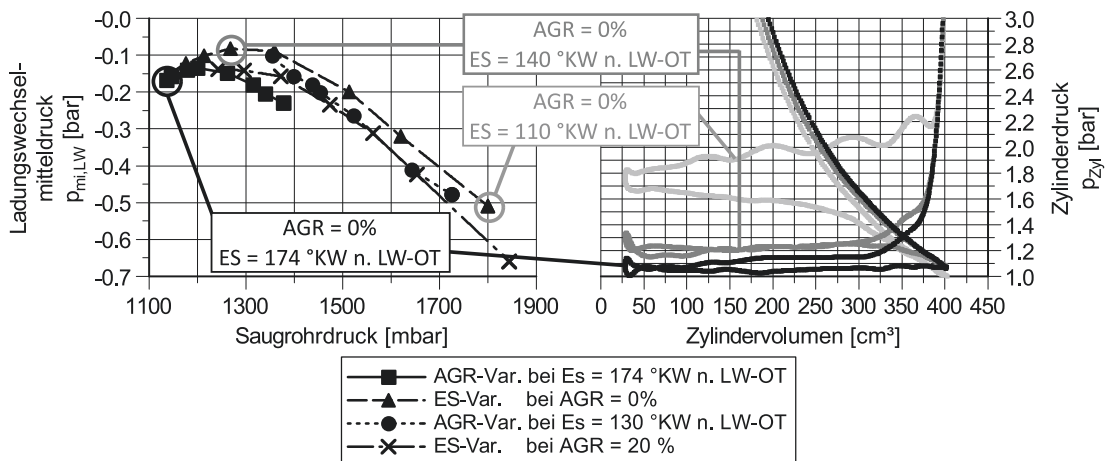


Abbildung 6.2.8: Ladungswechselverluste und Ladungswechselschleifen dreier ausgewählter Vergleichs-Messpunkte bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 12 \text{ bar}$

Zu sehen ist, dass eine Frühverschiebung des ES den Ladedruckbedarf erhöht. Die vorig erläuterten Zusammenhänge auf Turbinen- und Verdichterseite des Turboladers resultieren in anfänglich verbesserte Wirkungsgrade des Gesamt-Turboladers.

Die Ladungswechselschleife verkleinert sich bei einer Frühverschiebung des ES auf $ES = 140^\circ\text{KW n. LW-OT}$. Ein weiter ausgeprägtes Miller-Brennverfahren mit einem ES von $ES = 110^\circ\text{KW n. LW-OT}$ und entsprechend hohem Ladedruckbedarf verschlechtert den Wirkungsgrad am Turbolader derart, dass die Ladungswechselverluste signifikant ansteigen. Insgesamt folgt die Größe der Ladungswechselschleife den qualitativ am Turbolader ermittelten Wirkungsgraden.

Zur weiteren Bewertung der Potentiale von AGR- und Miller-Brennverfahren im Aufladebetrieb zeigt Abbildung 6.2.9 die Verbrennungsschwerpunktlage, den Brennverzug und die Brenndauern von 5-50% sowie von 50-90%.

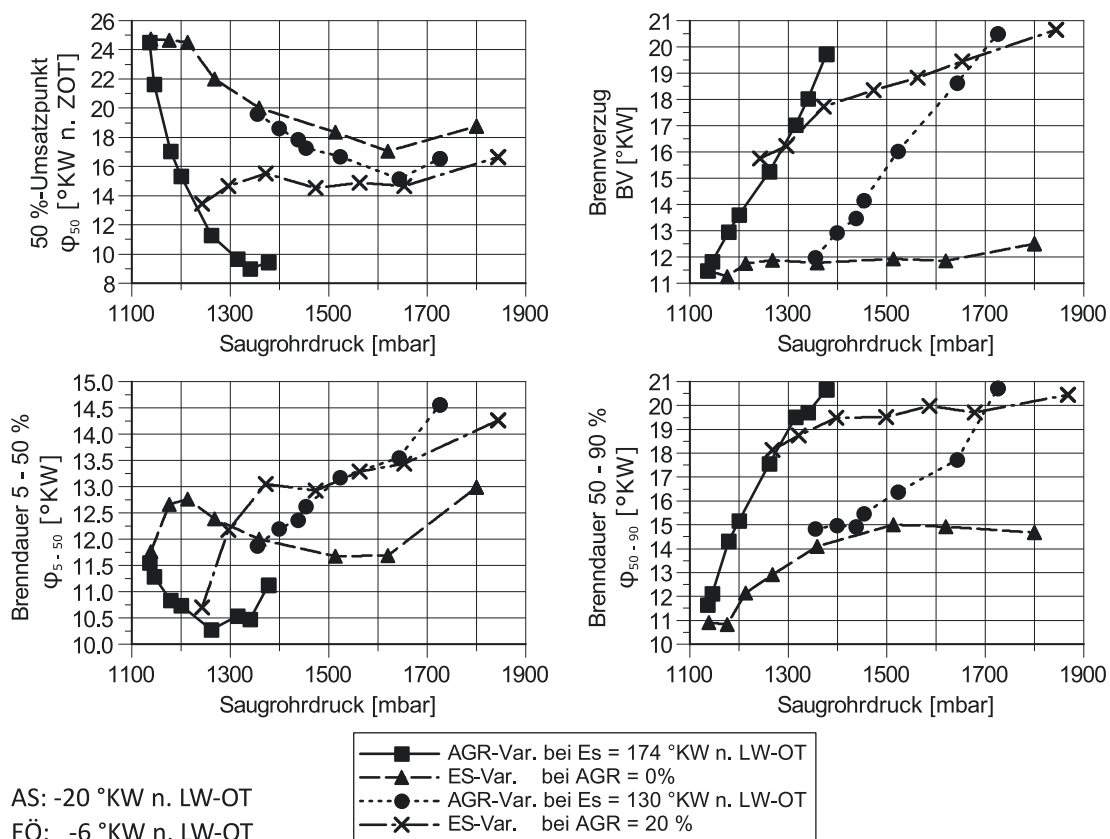


Abbildung 6.2.9: Verbrennungsschwerpunktlage, Brennverzug und Brenndauern bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 12 \text{ bar}$

Anders als im Schwachlast-Betriebspunkt kann die Verbrennungsschwerpunktlage in diesem Betriebspunkt auf Grund des ottomotorischen Klopfens nicht konstant auf $\varphi_{50} = 8^\circ\text{KW n. ZOT}$ eingestellt werden. Mit konventionellem ES und ohne AGR kommt die Verbrennungsschwerpunktlage an der Klopfgrenze bei

ca. $\varphi_{50,konv.} = 25^\circ$ KW n. ZOT zu liegen. Der Vergleich von reinem Miller- und reinem AGR-Brennverfahren zeigt, dass die Verbrennungsschwerpunktlage mit AGR durch eine deutlich abgesenkte Klopfgefahr sehr nah an den optimalen Bereich um $\varphi_{50,opt} = 8^\circ$ KW n. ZOT positioniert werden kann. Mit einem reinen Miller-Brennverfahren beschränken sich die Verbrennungsschwerpunktlagen auf frühestmögliche $\varphi_{50,Miller} = 17^\circ$ KW n. ZOT. Weiterhin ist ersichtlich, dass auch ein Kombinationsbetrieb aus AGR- und Miller-Brennverfahren in diesem Lastpunkt zu keiner Verbesserung der Verbrennungsschwerpunktlage im Vergleich zum reinen AGR-Brennverfahren führt. Mit einer Frühverschiebung des ES bei einer AGR-Rate von $AGR = 20\%$ kann die Verbrennungsschwerpunktlage bspw. überhaupt nicht mehr in Richtung früh verschoben werden.

Der Brennverzug weist ein ähnliches Verhalten auf, wie er bereits beim Schwachlast-Betriebspunkt diskutiert wurde. Die Gradienten des Brennverzuges über den Saugrohrdruck sind bei einer Erhöhung der AGR-Rate im Vergleich zum Miller-Brennverfahren deutlich größer. Die physikalischen Zusammenhänge, die Grundlage dieses Verhaltens sind, werden im Schwachlast-Betriebspunkt ausführlich diskutiert. Hierbei wird gezeigt, dass der Brennverzug antiproportional mit der laminaren Flammengeschwindigkeit korreliert. Diese wird durch die AGR hauptsächlich chemisch und durch das frühe ES physikalisch verringert. *Wiese* und *Rhodes* zeigen die jeweiligen Einflüsse von AGR und ES auf die laminare Flammengeschwindigkeit in [Wie09] und [RK85]. Der chemische Einfluss der AGR übersteigt dabei den physikalischen des Miller-Brennverfahrens deutlich. Zusätzlich geht mit steigender AGR-Rate ein ausgeprägter Vorzündbedarf einher. Dieser erfordert die Zündung des Gemisches bei einem immer niedrigerem Druck- und Temperaturniveau während der Kompression, was den Brennverzug weiter vergrößert.

Auch die grundlegenden Auswirkungen beider Brennverfahren auf die Brenndauern werden beim Schwachlast-Betriebspunkt ausführlich diskutiert. Maßgeblich sind hierbei die Erkenntnisse von *Damköhler*. Dieser zeigt in [Dam26], dass eine Verlängerung der laminaren in gleicher Weise auf die turbulente Flammengeschwindigkeit wirkt. Diese wiederum charakterisiert den Fortschritt der vorgemischten ottomotorischen Verbrennung wesentlich. Grundsätzlich verringern sowohl die AGR, als auch das Miller-Brennverfahren die turbulente Flammengeschwindigkeit. Trotzdem zeigen sich beim Vergleich der Brenndauern von 5-50% und von

50-90 % deutlich unterschiedliche Abhängigkeiten von der AGR-Rate und der Positionierung des ES. Um diese erklären zu können, zeigt Abbildung 6.2.10 abermals die Brenndauern von 5-50 % und von 50-90 % sowie die Brennverläufe und die Gastemperatur im Zylinder für drei ausgewählte Vergleichspunkte.

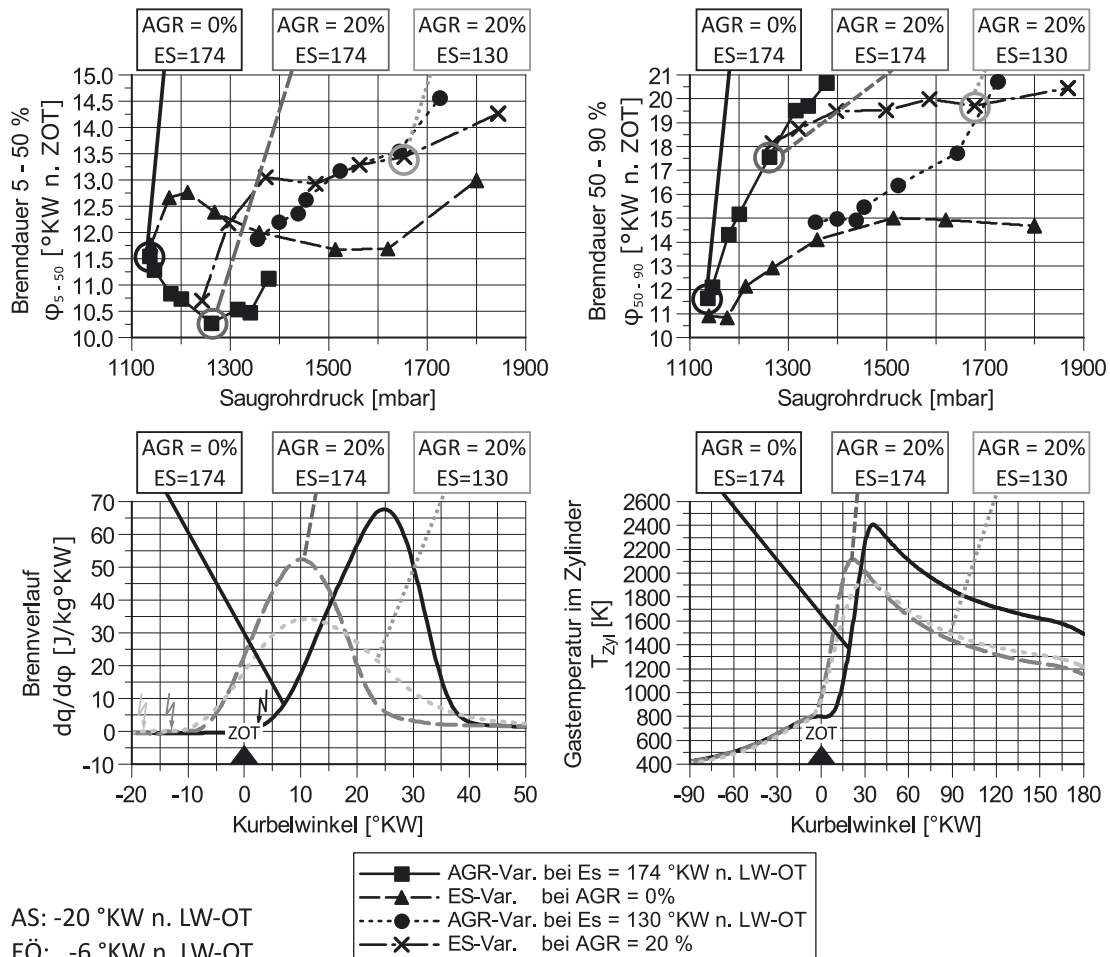


Abbildung 6.2.10: Brenndauern, Brennverlauf und Verlauf der Gastemperatur der drei ausgewählten Messpunkte bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 12 \text{ bar}$

In Bezug auf die Brenndauern von 50-90 % sind die Abhängigkeiten von AGR und frühem ES sehr ähnlich zu denen, die bereits für den Schwachlast-Betriebspunkt diskutiert wurden. Neben der chemischen Verringerung der Flammgeschwindigkeit erhöht die am Ottomotor additiv verwendete AGR auch die zylinderinterne Gasmasse und verringert im Resultat das Temperaturniveau während des Ausbrandes. Die Brenndauern steigen somit bei einer Erhöhung der AGR-Rate signifikant an. Eine Frühverschiebung des ES auf $\text{ES} = 130 \text{ }^{\circ}\text{KW n. LW-OT}$ bei

konstanter AGR-Rate von $AGR = 20\%$ verringert das Druckniveau im Zylinder v.a. im Spitzendruckbereich und beeinflusst die Ausprägung der zylinderinternen Ladungsbewegung negativ, wie die Abbildungen 6.2.5 und 6.1.9 zeigen. Beides führt dazu, dass sich die Brenndauern während des Ausbrandes weiter verlängern. Diese Abhängigkeiten werden auch durch die Gradienten der Brennverläufe sehr gut wiedergegeben. Während die fallende Flanke des Brennverlaufes bei konventionellen Steuerzeiten ohne AGR noch sehr steil ist, flacht er mit Erhöhung der AGR-Rate und Frühverschiebung des ES immer weiter ab.

Bei den Brenndauern von 5-50% sind die chemischen und physikalischen Wirkungen beider Brennverfahren zwar die gleichen, werden jedoch vom Einfluss einer sich deutlich ändernden Verbrennungsschwerpunktlage teilweise überkompensiert. Im Zusammenhang mit den Verbrennungsschwerpunktlagen aus Abbildung 6.2.9 ist festzustellen, dass die Verlängerung der Brenndauern von 5-50% erst dann einsetzt, wenn keine oder keine signifikante Frühverschiebung der Verbrennungsschwerpunktlage mehr realisiert werden kann. Mit einer deutlichen Frühverschiebung der Verbrennungsschwerpunktlage beim reinen AGR-Brennverfahren kann die Brenndauer trotz signifikant erhöhter AGR-Rate sogar abgesenkt werden. Zur Erläuterung werden wiederum die drei ausgewählten Messpunkte angeführt. Die Frühverschiebung der Verbrennungsschwerpunktlage durch die Erhöhung der AGR-Rate auf $AGR = 20\%$ führt, wie Abbildung 6.2.5 zeigt, zu einem deutlich höheren Druckniveau während der Verbrennung. Ebenso senkt die erhöhte AGR-Rate die Klopfgefahr und ermöglicht eine deutlich frühere Energieumsetzung. Damit steigt die Gastemperatur während der frühen Verbrennungsphasen deutlich an, wie Abbildung 6.2.10 entnommen werden kann. Erst die Frühverschiebung des ES auf $ES = 130^\circ\text{KW n. LW-OT}$ bei konstanter AGR-Rate von $AGR = 20\%$ senkt das Druck- und Temperaturniveau wieder ab, was auch im Brennverlauf erkennbar ist.

Damit bestätigen sich die grundlegenden Zusammenhänge zu AGR- und Miller-Brennverfahren, wie sie bereits im Schwachlast-Betriebspunkt erläutert werden, auch im Aufladebetriebspunkt. Zusätzlich wirkt eine ausgeprägte Frühverlagerung der Verbrennungsschwerpunktlage durch eine mit AGR- oder Miller-Brennverfahren abgesenkte Klopfgefahr der chemischen bzw. physikalischen Verlängerung der Energieumsetzung entgegen.

Zur weiteren Bewertung der Auswirkungen beider Brennverfahren auf die innermotorische Energieumsetzung sind in Abbildung 6.2.11 der kumulierte Wandwärmeverlust der vier unterschiedlichen Messreihen sowie die indizierten Wandwärmeverluste der drei ausgewählten Vergleichs-Messpunkte mit verschiedenen AGR-Raten und ES gezeigt.

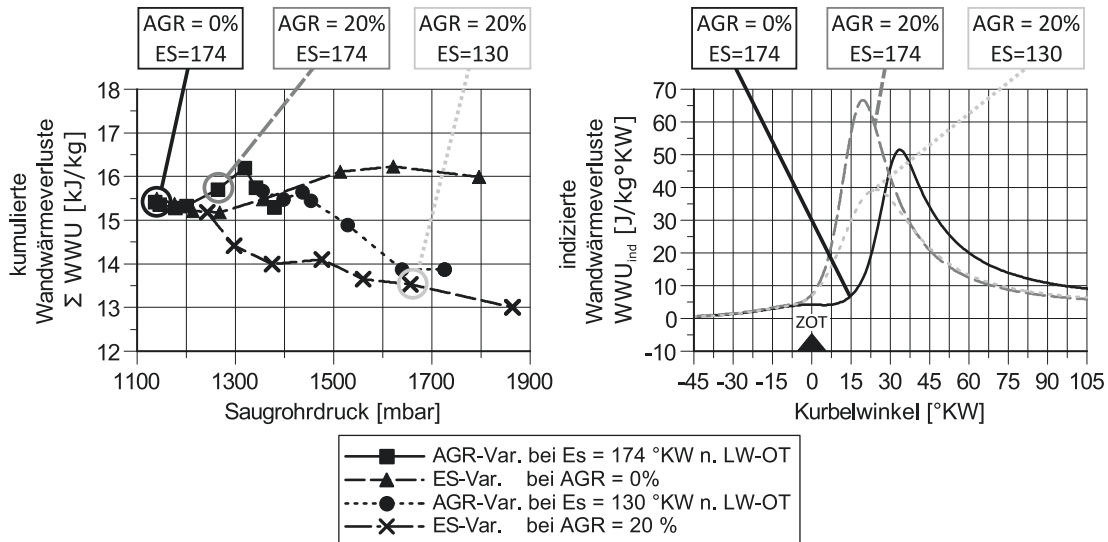


Abbildung 6.2.11: kumulierte Wandwärmeverluste der untersuchten Messreihen und indizierter Verlauf der Wandwärmeverluste für drei ausgewählte Messpunkte bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 12 \text{ bar}$

Auch bzgl. der Wandwärmeverluste zeigt sich der Einfluss der deutlich veränderten Verbrennungsschwerpunktlage. Bei der Analyse des Schwachlast-Betriebspunktes wird gezeigt, dass beide Brennverfahren die Wandwärmeverluste durch die ihnen inhärente Verlangsamung der Energieumsetzung bei konstanter Verbrennungsschwerpunktlage grundsätzlich absenken. Hierbei erfolgt die Minderung der Wandwärmeverluste mit AGR bei gleichem Saugrohrdruck deutlich ausgeprägter als mit frühem ES.

Die Wandwärmeverluste werden durch die zur Wärmeübertragung zur Verfügung stehende Fläche, den Wärmeübergangskoeffizienten und die Temperaturdifferenz zwischen Brennraum und Brennraumbegrenzung definiert. Bei einer AGR-Rate von $AGR = 0\%$ und einem konventionellen ES von $ES = 174 \text{ °KW n. LW-OT}$ beträgt die Maximaltemperatur im Brennraum $T_{BR,max,konv.} \approx 2400 \text{ K}$ und der maximale Wärmeübergangskoeffizient $\alpha_{BR,max} \approx 2170 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$ bei $\varphi_{WVKmax} \approx 28 \text{ °KW n. ZOT}$.

Die Erhöhung der AGR-Rate auf $AGR = 20\%$ hat maßgeblichen Einfluss auf die kalorischen Eigenschaften, die Reaktionskinetik der Zylinderladung und die thermische Masse im Brennraum. Damit verringert sich die maximale Brennraumtemperatur trotz deutlicher Frühverschiebung der Verbrennungsschwerpunktlage von $\varphi_{50,konv.} \approx 25^\circ\text{KW n. ZOT}$ auf $\varphi_{50,AGR} \approx 12^\circ\text{KW n. ZOT}$ auf einen Wert von $T_{BR,max,AGR,konv.} \approx 2100\text{ K}$. Die Frühverschiebung der Verbrennungsschwerpunktlage erhöht den maximalen Wärmeübergangskoeffizienten auf $\alpha_{BR,max,AGR} \approx 3700 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$ bei $\varphi_{WWKmax,AGR} \approx 15^\circ\text{KW n. ZOT}$. Diese deutliche Erhöhung des Wärmeübergangskoeffizienten beschränkt sich auf den Kurbelwinkelbereich zwischen ZOT und $\varphi \approx 30^\circ\text{KW n. ZOT}$. In diesem Bereich stehen lediglich kleine Flächen zur Wandwärmeübertragung zur Verfügung, sodass der Effekt der deutlich erhöhten Wandwärmeübergangskoeffizienten in Kombination mit den geringeren Brennraumtemperaturen abgeschwächt wird. Damit wird der Wandwärmeverlust bis $\varphi \approx 30^\circ\text{KW n. ZOT}$ maßgeblich durch die Brennraumtemperatur bestimmt. Diese ist ohne AGR deutlich höher wie Abbildung 6.2.10 zeigt. Insgesamt ergibt sich das in Abbildung 6.2.11 (rechts) gezeigte Bild der indizierten Wandwärmeverluste mit durch die Frühverschiebung der Verbrennungsschwerpunktlage signifikant höheren Wandwärmeverlusten im Bereich von ZOT bis $\varphi \approx 30^\circ\text{KW n. ZOT}$. Während der weiteren Expansion sind die Wandwärmeverluste ohne AGR deutlich größer, was kumuliert zu den in Abbildung 6.2.11 (links) gezeigten, in etwa gleichgroßen Wandwärmeverlusten führt.

Die mit dem Miller-Brennverfahren einhergehende Frühverschiebung des ES von $ES = 174^\circ\text{KW n. LW-OT}$ auf $ES = 130^\circ\text{KW n. LW-OT}$ wirkt hauptsächlich physikalisch auf das Strömungsfeld im Zylinder. Die zylinderinterne Gasmasse und die Stoffzusammensetzung bleiben weitestgehend konstant. Die Beeinträchtigung des Strömungsfeldes führt zu einer langsameren Verbrennung. Damit steigt das potentielle Risiko der Ausbildung von Klopfherden im Zylinder, weshalb die Verbrennungsschwerpunktlage mit dem Miller-Brennverfahren bei einer konstanten AGR-Rate von $AGR = 20\%$ nicht weiter nach früh verlegt werden kann. Dies verringert die maximale Brennraumtemperatur auf $T_{BR,max,AGR,Miller} \approx 1930\text{ K}$. Darüber hinaus bewirkt der physikalische Eingriff in das Strömungsfeld im Zylinder, dass der Wärmeübergangskoeffizient auf $\alpha_{BR,max,AGR,Miller} \approx 2900 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$ absinkt. Daraus resultiert ein v.a. in seinem Maximalwert deutlich abgesenkter indizierter Verlauf der Wandwärmeverluste wie Abbildung 6.2.11 (rechts) zeigt. Dessen

Kumulation in Abbildung 6.2.11 (links) weist folglich deutlich geringere Wandwärmeverluste bei der Kombination aus AGR- und Miller-Brennverfahren aus. Somit überlagert die Verschiebung der Verbrennungsschwerpunktlage auch in Bezug auf die Wandwärmeverluste die eigentlich begünstigenden Einflüsse von AGR- und Miller-Brennverfahren. Dabei ist es mit dem AGR-Brennverfahren möglich, die Wandwärmeverluste trotz deutlich ausgeprägterer und damit verbrauchsgünstigerer Frühverschiebung der Verbrennungsschwerpunktlage in etwa auf dem gleichen Niveau zu belassen, wie es mit den signifikant späteren und verbrauchungünstigen Verbrennungsschwerpunktlagen des Miller-Brennverfahrens erreicht wird.

Die bisher durchgeführte Analyse von AGR- und Miller-Brennverfahren zeigt, dass beide Brennverfahren in sehr unterschiedlicher Weise auf eine Vielzahl der Verbrennungsparameter wirken. Daraus resultiert eine ebenso vielschichtige Einflussnahme auf die Abgas- und Schadstoff-Emissionen. Zur Bewertung der Auswirkungen beider Brennverfahren auf einzelne Abgaskomponenten zeigt Abbildung 6.2.12 die spezifischen CO_2 - und NO_x -Emissionen der vier untersuchten Messreihen.

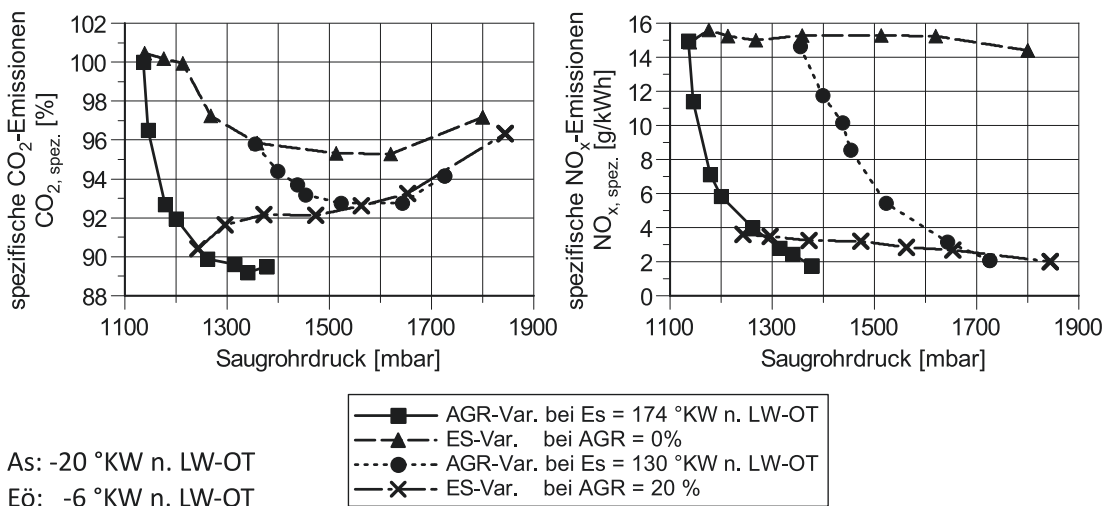


Abbildung 6.2.12: CO_2 - und NO_x -Emissionen der vier untersuchten AGR- und ES-Variationen bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 12 \text{ bar}$

Als Kraftstoffverbrauchsäquivalent folgen die gezeigten CO_2 -Emissionen den ermittelten spezifischen Kraftstoffverbräuchen aus Abbildung 6.2.4.

Die grundlegenden Zusammenhänge der NO_x -Bildung, insbesondere dessen Abhängigkeit von der Maximaltemperatur während der Verbrennung, werden beim

6. Vergleich von Miller- & AGR- Brennverfahren

Schwachlast-Betriebspunkt in Kapitel 6.1.2 diskutiert. Auch in diesem Betriebspunkt zeigt sich, dass die AGR die Spitzentemperatur der Verbrennung trotz ggü. dem Miller-Brennverfahren deutlich früherer Verbrennungsschwerpunktlagen weiter absenkt. Dies ist bspw. den exemplarisch gezeigten Temperaturverläufen aus Abbildung 6.2.10 zu entnehmen. Damit können die NO_x -Emissionen mit der externen AGR deutlich weiter abgesenkt werden, als mit dem Miller-Brennverfahren.

Mit den CO- und HC-Emissionen sind in Abbildung 6.2.13 weitere relevante Schadstoffbestandteile und die dadurch verursachten Verluste im Effektivverbrauch gezeigt. Die grundlegenden Zusammenhänge der HC- und CO-Emissionen, wie bspw. *Bignon, Ernst* sowie *Daniel, Schramm* und *Wentworth* sie in ihren Arbeiten diskutieren, werden in Kapitel 6.1.2 dargelegt. Maßgeblichen Einfluss hat demnach die Temperatur im Brennraum, die die Oxidationsprozesse innerhalb der Flamme und beim Annähern dieser an die Brennraumbegrenzungen möglichst lange aufrecht erhalten soll.

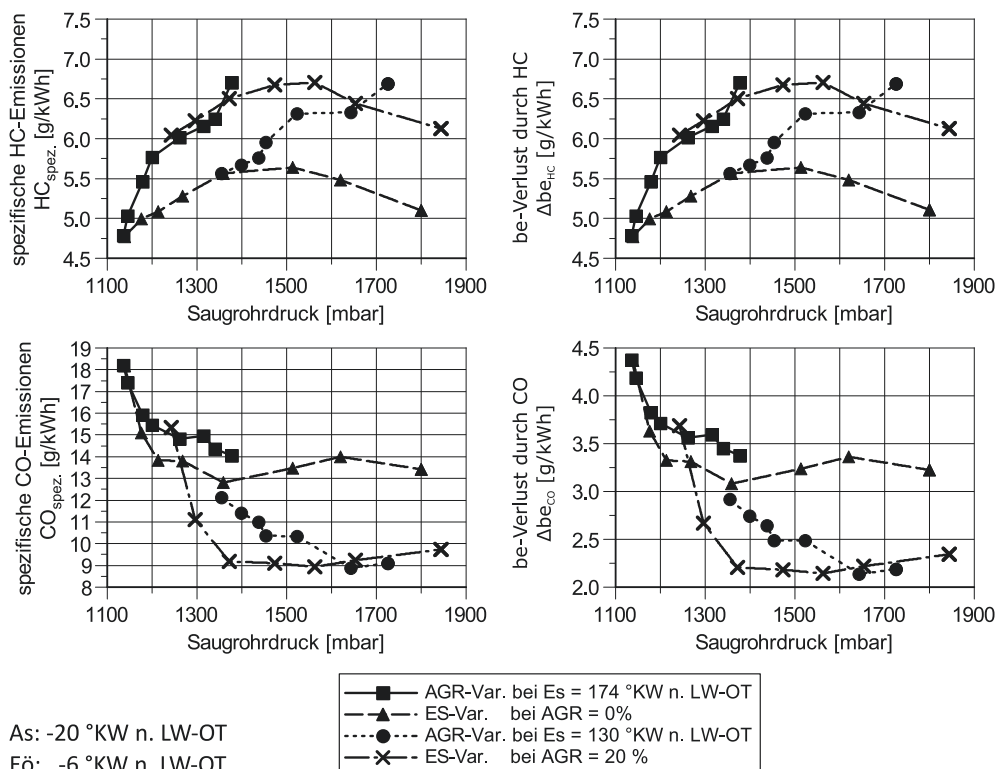


Abbildung 6.2.13: CO- und HC-Emissionen der vier untersuchten AGR- und ES-Variationen sowie die resultierenden be -Verluste bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 12 \text{ bar}$

Die Emissionen an unverbrannten Kohlenwasserstoffen steigen bei beiden Versuchsreihen der AGR-Variation mit einer Erhöhung der AGR-Rate kontinuierlich an. Bei der Variation des ES hingegen fällt auf, dass die HC-Emissionen mit sehr ausgeprägten Millergraden wieder verringert werden können.

Zur Erläuterung der ermittelten HC- und CO-Emissionen sind in Abbildung 6.2.14 das Spülgefälle über den Motor, die internen Restgas-Raten sowie die Verläufe der Gastemperatur für ausgewählte Vergleichsmesspunkte gezeigt. Die gewählten Vergleichsmesspunkte sind aus Gründen der Übersichtlichkeit getrennt in der Abbildung des Spülgefälles und der des internen Restgases markiert.

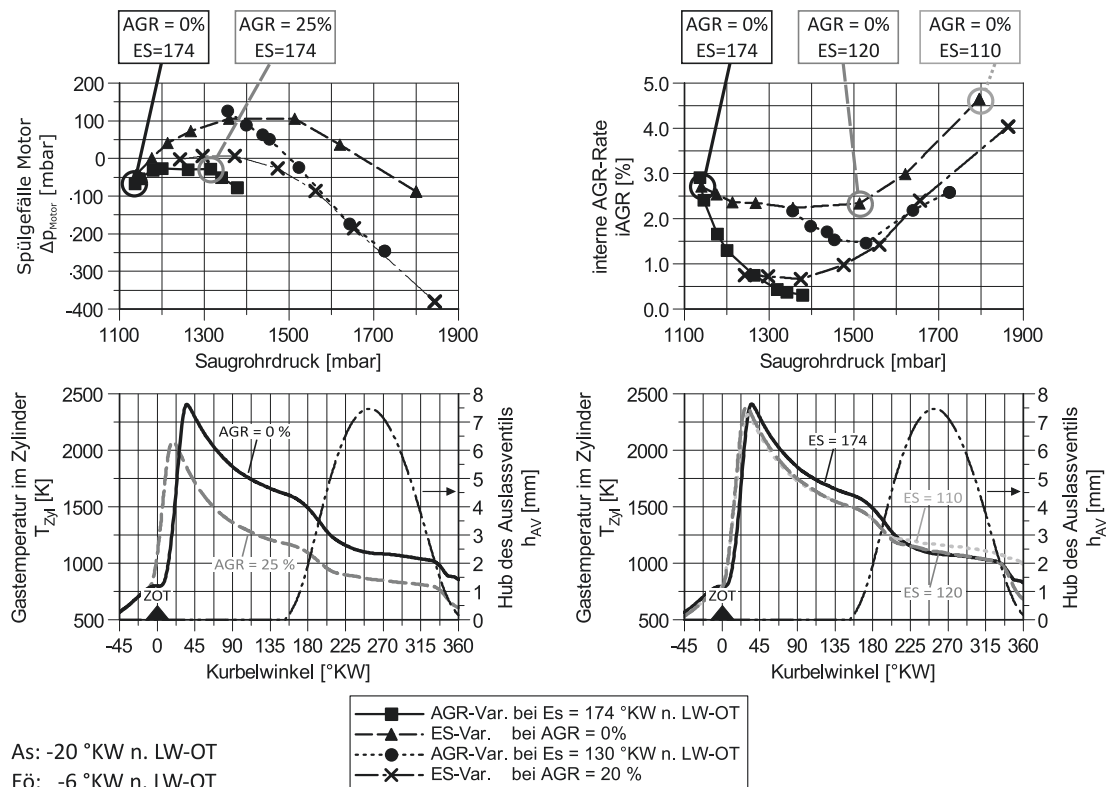


Abbildung 6.2.14: Spülgefälle über den Motor, interne AGR-Rate und Verläufe der Gastemperatur für ausgewählte Vergleichspunkte bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 12 \text{ bar}$

Grundsätzlich führen längere Brenndauern, wie sie mit der AGR v.a. chemisch und mit dem Miller-Brennverfahren v.a. physikalisch verursacht werden (Vgl. Abbildung 6.2.9), zu erhöhten HC-Emissionen. Grund hierfür ist ein größeres Risiko der Flammenverlöschung. Auch eine signifikante Frühverlagerung der Verbrennungs-

schwerpunktlage, wie sie mit dem AGR-Brennverfahren erreicht wird, kann die HC-Emissionen nicht senken. Abbildung 6.2.14 (links) veranschaulicht, dass sich bei nahezu konstantem Spülgefälle über den Motor mit einer Erhöhung der AGR-Rate von $AGR = 0\%$ auf $AGR = 25\%$ eine deutlich kleinere Gastemperatur über die komplette Expansion einstellt. Damit steigen das Risiko der Flammenverlöschung und entsprechend auch die HC-Emissionen. Letzteres gilt auch für das Miller-Brennverfahren. Hierbei sind allerdings die erreichten Unterschiede in der Gastemperatur während der Expansion und damit auch der Anstieg der HC-Emissionen kleiner. Abbildung 6.2.14 (unten rechts) zeigt hierzu den Verlauf der Gastemperatur bei einer konstanten AGR-Rate von $AGR = 0\%$ und drei unterschiedlichen ES. Zu sehen ist die während des Auslasstaktes ca. 100 K höhere Gastemperatur bei einem ES von $ES = 110^\circ\text{KW n. LW-OT ggü.}$ den anderen beiden ES. Hier zeigt Abbildung 6.2.6 den maßgeblichen Einfluss des Turboladers. Bei immer größeren Ladedrücken und dabei sinkenden Turbolader-Gesamtwirkungsgraden muss das Abgas durch die VTG vor Turbine überproportional aufgestaut werden. Hierbei entsteht ein deutlich negatives Spülgefälle über den Motor, wie Abbildung 6.2.14 (oben links) zeigt. Dies wiederum bedingt den in Abbildung 6.2.14 (oben rechts) gezeigten Anstieg der internen AGR. Diese Erhöhung der intern zurückgeführten, heißen Abgasmasse ist Grund für die Temperaturerhöhung während des Ausschubtaktes. Damit können Kraftstoffmoleküle, die nicht an der Verbrennung teilgenommen haben, während des Ausschubtaktes nachoxidiert werden. Die HC-Emissionen sinken dementsprechend. Auch bei einer AGR-Variation bei einem ES von $ES = 130^\circ\text{KW n. LW-OT}$ treten deutlich negative Spülgefälle auf. Hier verhindert allerdings die signifikante Absenkung der Gastemperatur durch die AGR während der Verbrennung, dass beim Ausschubtakt Gastemperaturen erreicht werden, bei denen relevante Mengen an HC nachoxidieren. Voraussetzung für den beschriebenen Effekt ist eine während der Verbrennung nur geringfügig abgesenkte Gastemperatur, wie sie nur bei den ES-Variationen erreicht wird. Als weitere relevante Schadstoff-Komponente zeigt Abbildung 6.2.13 die CO-Emissionen. Als hauptursächliche Bildungsmechanismen werden von *Pichinger et al.* in [PBR⁺04] neben zur Kraftstoffoxidation unzureichend vorhandenem Luftsauerstoff vor allem Temperaturen in der Reaktionszone von $T < 1100\text{ K}$ identifiziert. Diese treten vorrangig in Brennraumwand nahen Bereichen auf. Die CO-Emissionen sinken bei einer Erhöhung der AGR-Rate kontinuierlich ab. Be-

gründet werden kann dies mit dem erhöhten Risiko der Flammenverlöschung durch die Beimischung externen Abgases. Anstatt die Kraftstoffmoleküle in einem ersten Schritt zu CO zu oxidieren, nehmen sie nicht mehr an der Verbrennung teil und werden unverbrannt ausgeschoben. Die gleichen Zusammenhänge gelten auch für die ES-Variationen. Die hier asymptotischen Verläufe der CO-Emissionen bei großen Ladedrücken sind mit der vorig diskutierten erhöhten internen Restgasmenge durch überproportional ansteigende Abgasgedrücke zu erklären. Das heiße, interne Restgas begünstigt die Oxidationsvorgänge während der Verbrennung und des Ausschubtaktes. Damit können Kohlenwasserstoffe zu CO und CO zu CO₂ aufoxidiert werden. Als Ergebnis dieser Oxidationsvorgänge ergeben sich die gezeigten asymptotischen Verläufe der CO-Emissionen.

Als weiterer wichtiger Abgasbestandteil sind in Abbildung 6.2.15 die Partikel-Emissionen im Verdünnungsvolumen des Partikelzählers nach einer Verdünnung von 1 : 2000 gezeigt. Für jede Messreihe erfolgt eine Normierung auf den jeweiligen Ausgangswert.

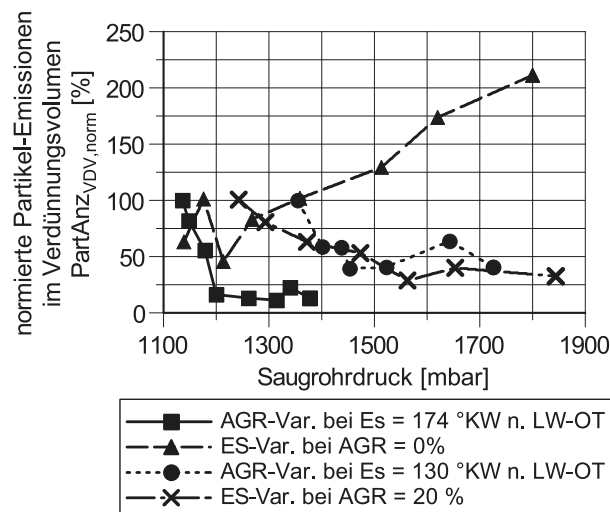


Abbildung 6.2.15: normierte Partikelemissionen im Verdünnungsvolumen des Partikelzählers bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 12 \text{ bar}$

Im Saugbetriebspunkt kann gezeigt werden, dass AGR- und Miller-Brennverfahren grundsätzlich negativ auf die Partikel-Emissionen wirken. Im Aufladebetriebspunkt werden diese Effekte abermals durch die mit beiden Brennverfahren erreichte Frühverlagerung der Verbrennungsschwerpunktlage überlagert. So zeigen sich mit

einer Erhöhung der AGR-Rate im Aufladebetrieb sinkende Partikel-Emissionen. Dies korreliert mit den in Abbildung 6.2.13 gezeigten CO-Emissionen, die ein Indiz für lokal fette Gemische sind, in denen auch die Partikelbildung begünstigt wird. Die Ladungsbewegung ist beim AGR-Brennverfahren durch den späten ES unbeeinflusst, sodass sich hieraus keine Quereinflüsse ergeben.

Ein anderes Bild zeigt sich beim Miller-Brennverfahren. Trotz Frühverlagerung des Verbrennungsschwerpunktes mit immer weiter ausgeprägtem Miller-Brennverfahren steigen die Partikel-Emissionen ab einem ES von $ES = 130^\circ\text{KW n. LW-OT}$ an. Eine immer weiterer fortschreitende Frühverschiebung des ES führt zu der in Abbildung 6.1.9 gezeigten, ungünstigen Beeinflussung der Ladungsbewegung. Hieraus resultiert ein größeres Risiko von Inhomogenitäten im Brennraum mit entsprechend fetten Gemischanteilen, in denen die Partikelbildung durch die fehlende Sauerstoffzugänglichkeit des Kraftstoffes begünstigt wird.

Bei der ES-Variation der Kombination aus AGR- und Miller-Brennverfahren zeigen sich hingegen sinkende Partikel-Emissionen. Eine Frühverlagerung der Verbrennungsschwerpunktlage ist hier, wie in Abbildung 6.2.9 gezeigt, nicht möglich. Weiterhin liegt der frühestmögliche ES beim AGR-Miller-Brennverfahren mit $ES = 125^\circ\text{KW n. LW-OT}$ (vgl. Abbildung 6.2.3) in dem Bereich, in dem auch beim reinen Miller-Brennverfahren noch kein Anstieg der Partikel-Emissionen verzeichnet werden kann. Damit bleibt auch die Beeinträchtigung der Ladungsbewegung vergleichsweise gering. Zusätzlich führt eine nicht vorhandene Ventilüberschneidung mit einem $AS = -20^\circ\text{KW n. LW-OT}$ in Kombination mit einem $EÖ = -6^\circ\text{KW n. LW-OT}$ durch die Lage beider Ventilsteuerzeiten vor LW-OT zu einem Vorlagern des Restgases ins Saugrohr. Gemäß Abbildung 6.2.14 steigt die interne AGR-Rate bei der ES-Variation im AGR-Miller-Kombinationsbetrieb signifikant an. Dieses Restgas wird vorgelagert und bekommt somit durch den Einströmprozess, anders als bei einem Restgasrückhalt, eine entsprechende Ladungsbewegung aufgeprägt. Dies verringert das Risiko etwaiger Gemisch-Inhomogenitäten der internen AGR. Die vergleichsweise hohe Temperatur des internen Restgases könnte nun dazu führen, die Partikel-Emissionen zu senken. Ein weiteres Indiz hierfür sind die CO-Emissionen, die in Abbildung 6.2.13 gezeigt sind. Sie verbleiben auf konstant niedrigem Niveau, was die Annahme geringer Gemisch-Inhomogenitäten unterstützt.

Im Resultat ist festzustellen, dass der Partikelbildungs- und -oxidationsprozess

ein sehr komplexer und vielschichtiger Vorgang ist. Die Einzeleinflüsse sind mit Motormessungen, die ohne Visualisierung der entsprechenden Reaktionen und Zwischenprodukte auskommen müssen, nicht vollständig quantifizierbar. Trotzdem zeigt sich, dass die mit der AGR erreichte Frühverschiebung der Verbrennungsschwerpunktlage positiv auf die Partikel-Emissionen wirkt. Eine Beeinträchtigung der Ladungsbewegung mit sehr frühen Miller-Steuerzeiten führt dagegen zu einer erhöhten Partikel-Emission.

6.2.3 Verlustteilung ausgewählter Vergleichsmesspunkte

Im folgenden Abschnitt zeigt eine Verlustteilung nach *Weberbauer et al.* aus [WRK⁺05] die detaillierten Unterschiede zwischen einzelnen ausgewählten Messpunkten. Ziel ist die Quantifizierung der Einzeleinflüsse auf den Gesamtwirkungsgrad des Motors und damit die ermittelten spezifischen Kraftstoffverbräuche. Verglichen werden abermals jeweils die Ausgangs- und Verbrauchsbestpunkte des reinen AGR- und Miller-Brennverfahrens. Auf die detaillierte Analyse eines Messpunktes im Miller-AGR-Kombinationsbetrieb wird verzichtet, da sie keinen weiteren Erkenntnisgewinn generiert.

Reines Miller-Brennverfahren ohne externe AGR

Zur Bewertung der Wirkung des Miller-Brennverfahrens auf die einzelnen Wirkungsgrad-Komponenten zeigt Abbildung 6.2.16 die spezifischen, relativen Effektivverbräuche der ES-Variation bei einer AGR-Rate von $AGR = 0\%$. Die beiden in der folgenden Verlustteilung miteinander verglichenen Betriebspunkte sind im Diagramm markiert.

Abbildung 6.2.17 (oben) zeigt die Wirkungsgrade, die sich nach jedem Schritt der Verlustteilung ergeben. Abbildung 6.2.17 (unten) veranschaulicht die Wirkungsgradverluste der einzelnen Verlustteilungsschritte gesondert, sodass eine direkte Schlussfolgerung über Vor- und Nachteile des Miller-Brennverfahrens im Aufladebetrieb gezogen werden kann.

Die grundlegenden Zusammenhänge über die Beeinflussung der einzelnen Wirkungsgradschritte durch ein frühes ES werden in Kapitel 6.1.3 für den Schwachlast-Betriebspunkt bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 5 \text{ bar}$ diskutiert. Die dort gewonnen Erkenntnisse sind Basis für den folgenden Vergleich zwischen konventionellem und Miller-Brennverfahren am Betriebspunkt bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 12 \text{ bar}$.

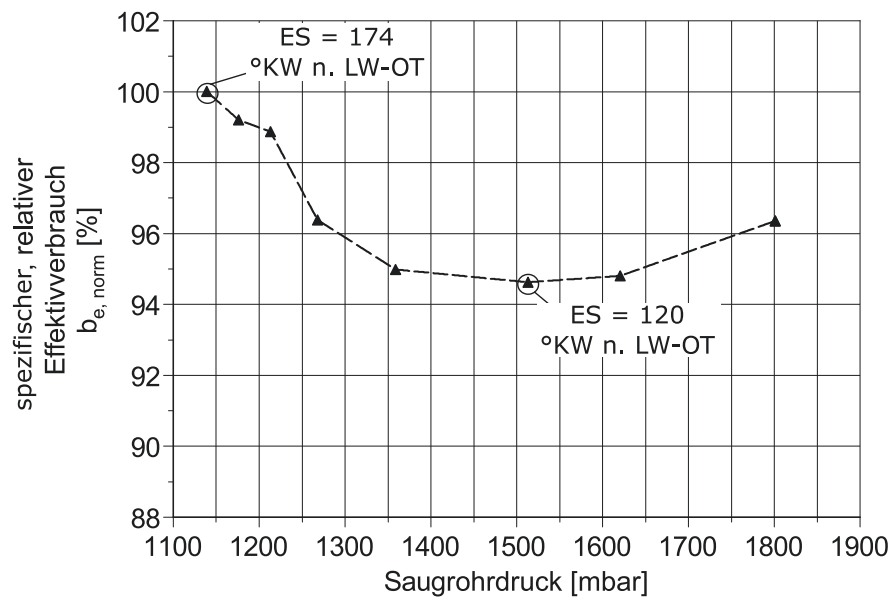


Abbildung 6.2.16: Veranschaulichung der Vergleichspunkte der Verlustteilung für die ES-Variation bei 0% AGR bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 12 \text{ bar}$

Der Wirkungsgrad des theoretischen Prozesses wird ausschließlich vom Verdichtungsverhältnis ϵ und dem Isentropenexponenten für ideale Luft $\kappa_{\text{Luft, id}}$ bestimmt und weist daher keine Unterschiede zwischen beiden Brennverfahren aus.

Der nächste Verlustteilungsschritt berücksichtigt die Verluste durch reale Ladung. Die Ausführungen zum FES-Brennverfahren beim Schwachlast-Betriebspunkt zeigen, dass der Wirkungsgrad bzgl. der realen Ladung ausschließlich vom Verdichtungsverhältnis ($\epsilon = 14,3$) und dem Isentropenexponenten κ_{Gemisch} des Gemisches aus Luft, Abgas und Kraftstoff bestimmt wird. Die am Ottomotor komprimierte Zylinderladung aus Luft, Restgas und Kraftstoff weist einen ähnlichen Isentropenexponenten auf wie eine etwaige interne AGR, sodass der Wirkungsgrad in diesem Verlustteilungsschritt maßgeblich durch Druck und Temperatur zum ES und weniger über die Stoffzusammensetzung bestimmt wird.

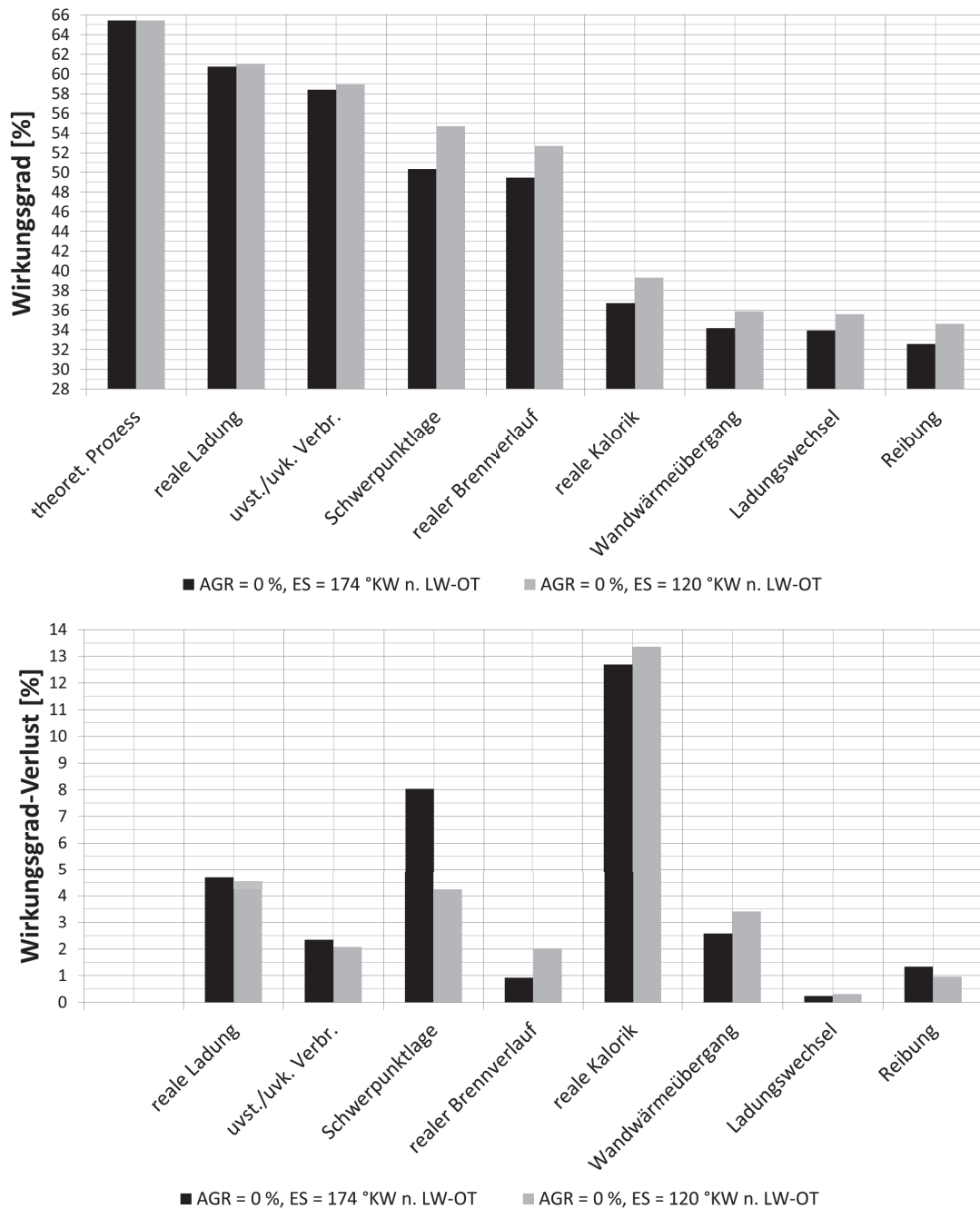


Abbildung 6.2.17: Verlustteilung für konventionelles & Miller-Brennverfahren bei AGR = 0 %, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 12 \text{ bar}$

Die beiden verglichenen Messpunkte weisen bzgl. Temperatur und interner AGR-Rate zum ES nur marginale Unterschiede aus. Der Druck zum ES ist beim Messpunkt mit Miller-Brennverfahren ca. 100 mbar größer als beim Brennverfahren

ren mit konventionellen Steuerzeiten. Da der Einfluss des Druckes im Vergleich zur Temperatur klein ist, ergeben sich in Summe folgerichtig ähnliche Wirkungsgrad-Verluste durch die Berücksichtigung der realen Ladung.

Der nächste Verlustteilungsschritt zeigt die Verluste aus unvollständiger und unvollkommener Verbrennung. Die zugrunde liegenden Emissionen an HC und CO werden in Abbildung 6.2.13 als komplexes Zusammenwirken von turbulentem Flammenfortschritt, Verschiebung der Verbrennungsschwerpunktlage und Temperatur im Brennraum diskutiert. Aus den ermittelten Emissionen ergibt sich ein aus *Weberbauer, Bargende et al.* in [WRK⁺05] hergeleiteter Umsetzungsgrad von $\eta_{u,konv.} = 96,09\%$ für den Messpunkt mit konventionellem ES und von $\eta_{u,Miller} = 96,34\%$. Dementsprechend weist die Verlustteilung hier nur marginale Vorteile beim Miller-Brennverfahren mit einem ES von $ES = 120^\circ\text{KW n. LW-OT}$ aus.

Der Verlustteilungsschritt „Schwerpunktlage“ zeigt im klopfbegrenzten Aufladebetrieb signifikante Vorteile beim Miller-Brennverfahren. Während beim Brennverfahren mit konventionellem ES die Schwerpunktlage der Verbrennung bei $\varphi_{50,konv.} \approx 25^\circ\text{KW n. LW-OT}$ zu liegen kommt, kann sie beim Miller-Brennverfahren mit einem ES von $ES = 120^\circ\text{KW n. LW-OT}$ auf $\varphi_{50,Miller} \approx 18^\circ\text{KW n. LW-OT}$ vorverlegt werden. So kann in Bezug auf die Verbrennungsschwerpunktlage ggü. einem Brennverfahren mit konventionellem ES mit dem Miller-Brennverfahren ein Wirkungsgrad-Vorteil von $\Delta\eta \approx 4\%$ -Punkten generiert werden.

Der Verlustteilungsschritt „realer Brennverlauf“ weist Vorteile beim Brennverfahren mit konventionellem ES aus. Hier wird beim Schwachlast-Betriebspunkt bereits auf den Charakter der vorgemischten Verbrennung verwiesen. Deren Fortschritt wird maßgeblich durch die turbulente Flammengeschwindigkeit bestimmt, die ein Miller-Brennverfahren mit frühem ES maßgeblich beeinträchtigt. Im Aufladebetrieb kann die Frühverschiebung der Verbrennungsschwerpunktlage diesen Effekt teilweise kompensieren, sodass der Brennverzug und die Brenndauer von 5 - 50 % konstant bleiben, wie Abbildung 6.2.9 zeigt. Erst der Ausbrand verlängert sich mit dem Miller-Brennverfahren und führt zu den ausgewiesenen Wirkungsgrad-Nachteilen.

Der Verlustteilungsschritt „reale Kalorik“ zeigt Vorteile beim Brennverfahren mit konventionellem ES. Nach *Kuberczyk* in [Kub08] führt, wie beim Schwachlast-Betriebspunkt ausführlicher erläutert, eine höhere Temperatur während der Ver-

brennung zu einem verringerten Wirkungsgrad unter Berücksichtigung der realen Kalorik. Anders als beim Dieselmotor muss der frühere ES des Miller-Brennverfahrens durch die Forderung eines konstanten Verbrennungsluftverhältnisses durch eine Anhebung des Ladedruckes kompensiert werden. Weiterhin mindert ein Miller-Brennverfahren am Ottomotor die Klopfgefahr, sodass die Verbrennungsschwerpunktlage deutlich nach früh verschoben werden kann. Damit ergeben sich die in Abbildung 6.2.18 (oben) gezeigten Druck- und Temperaturverläufe der beiden verglichenen Brennverfahren.

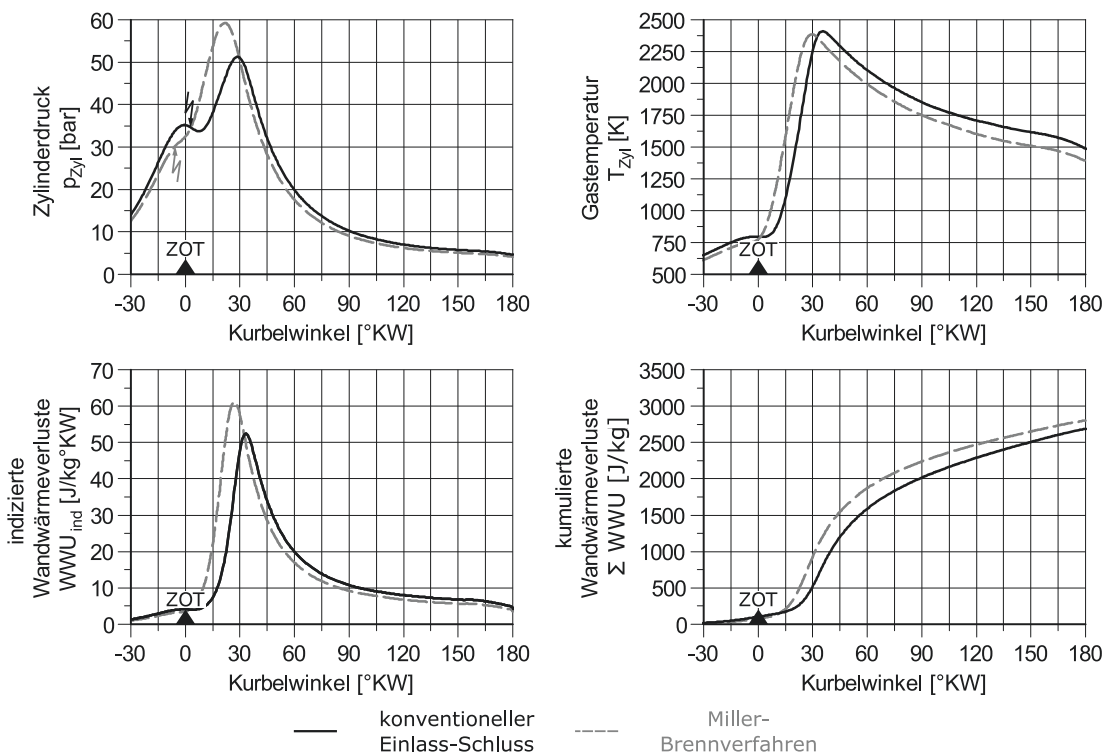


Abbildung 6.2.18: Druck- und Temperaturverlauf sowie indizierte und kumulierte Wandwärmeverluste bei konventionellem ES und Miller-Brennverfahren bei $AGR = 0\%$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 12 \text{ bar}$

Es ist deutlich zu erkennen, dass die Frühverschiebung der Verbrennungsschwerpunktlage (vgl. Abbildung 6.2.9) zu signifikant höheren Zylinderdrücken und Gastemperaturen bis ca. 30°KW n. ZOT führt. Damit wird die Kalorik nicht direkt durch den frühen ES, sondern die damit mögliche Frühverschiebung der Verbrennungsschwerpunktlage und die damit einhergehenden deutlich größeren Temperaturen im Bereich bis ca. 30°KW n. ZOT negativ beeinflusst. Dies kann auch durch die bei weiterer Expansion mit dem Miller-Brennverfahren geringeren

Temperaturen nicht wieder kompensiert werden. Somit ergeben sich die in Abbildung 6.2.17 (unten) ausgewiesenen Nachteile in Bezug auf die reale Kalorik beim Miller-Brennverfahren.

In Bezug auf die Wandwärmeverluste weist die Verlustteilung ebenso Vorteile beim Brennverfahren mit konventionellem ES aus. Hierzu zeigt Abbildung 6.2.18 (unten) die indizierten und kumulierten Wandwärmeverluste der beiden Vergleichspunkte. Die bis ca. 30 °KW n. ZOT deutlich erhöhten Zylinderdrücke und Gastemperaturen führen in diesem Kurbelwinkelbereich zu ggü. einem Brennverfahren mit konventionellem ES deutlich erhöhten Wandwärmeverlusten beim Miller-Brennverfahren. Zwar kann die maximale Gastemperatur mit Miller-Steuerzeiten von $T_{BR,max,konv.} = 2405 \text{ K}$ auf $T_{BR,max,Miller} = 2380 \text{ K}$ abgesenkt werden, jedoch ergeben sich durch die Frühverlagerung der Verbrennungsschwerpunktlage im Bereich bis 30 °KW n. ZOT signifikant höhere Gastemperaturen. Bei 15 °KW n. ZOT bspw. wird beim Miller-Brennverfahren eine Gastemperatur von $T_{\varphi=15,Miller} = 1590 \text{ K}$ erreicht, wohingegen sie beim Brennverfahren mit konventionellem ES $T_{\varphi=15,konv.} = 1060 \text{ K}$ beträgt. Darüber hinaus beträgt der maximale Wärmeübergangskoeffizient beim Miller-Brennverfahren $\alpha_{BR,max,Miller} = 2820 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$. Beim Brennverfahren mit konventionellem Einlassschluss beschränkt er sich auf $\alpha_{BR,max,konv.} = 2200 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$. Damit führt die durch das Miller-Brennverfahren erreichbare Frühverschiebung der Verbrennungsschwerpunktlage zu höheren kumulierten Wandwärmeverlusten. Folgerichtig weist die Verlustteilung in diesem Schritt Vorteile beim Brennverfahren mit konventionellem ES aus.

Der Verlustteilungsschritt „Ladungswechsel“ weist keine signifikanten Unterschiede zwischen beiden Brennverfahren aus, was mit den in Abbildung 6.2.8 gezeigten Ladungswechselmitteldrücken korreliert.

Bezüglich der Reibung weist die Verlustteilung Vorteile beim Miller-Brennverfahren aus. Die Motordrehzahl als Haupteinflussgröße auf die Reibung liegt bei konstant $n = 2000 \text{ min}^{-1}$. Der Zylinderdruck als weitere Einflussgröße ist beim Miller-Brennverfahren bis ca. 30 °KW n. ZOT signifikant höher und bei weiter fortschreitender Expansion kleiner als beim Brennverfahren mit konventionellem ES. Somit kann als Hauptursache einer verringerten Reibung der kleinere maximale Ventilhub von $h_{EV,max,Miller} = 4,8 \text{ mm}$ beim Miller-Brennverfahren ggü. einem maximalen Ventilhub von $h_{EV,max,konv.} = 7,6 \text{ mm}$ beim Brennverfahren mit konventionellem ES identifiziert werden.

Das Miller-Brennverfahren generiert die Vorteile ggü. einem Brennverfahren mit konventionellem ES im Aufladebetrieb folglich im Unterschied zum Schwachlast-Betriebspunkt hauptsächlich aus einer signifikanten Verbesserung der Verbrennungsschwerpunktlage. Diese deutliche Frühverschiebung der Verbrennungsschwerpunktlage resultiert in Nachteilen bzgl. der Kalorik und des Wandwärmeüberganges. Der Wirkungsgrad in Bezug auf den realen Brennverlauf wird durch den Eingriff des frühen ES in die Ladungsbewegung ebenso schlechter. Weitere Vorteile generiert das Millerbrennverfahren durch den kleineren, maximalen Ventilhub bzgl. der Reibung.

Reines AGR-Brennverfahren bei konventionellem Einlassschluss

Abbildung 6.2.19 zeigt die spezifischen, relativen Effektivverbräuche der AGR-Variation bei einem ES von $ES = 174 \text{ °KW n. LW-OT}$. Zur direkten Vergleichbarkeit sind in Abbildung 6.2.19 ebenso die spezifisch, relativen Kraftstoffverbräuche der reinen ES-Variation gezeigt. Die beiden zur Bewertung des AGR-Brennverfahrens in der Verlustteilung miteinander verglichenen Punkte sind in Abbildung 6.2.19 markiert. In Abbildung 6.2.20 sind als Ergebnis der Verlustteilung die Wirkungsgrade und Wirkungsgrad-Verluste jedes einzelnen Verlustteilungsschrittes der Vergleichspunkte der AGR-Variation gezeigt.

Der Wirkungsgrad des theoretischen Prozesses bleibt auf Grund eines unveränderten Verdichtungsverhältnisses konstant.

Unter Berücksichtigung der realen Ladung sind marginale Vorteile beim Brennverfahren mit AGR zu erkennen. Als Grund kann der mit einer signifikanten Erhöhung der externen AGR-Rate veränderte Isentropenexponent des Gemisches aus Abgas, Luft und Kraftstoff identifiziert werden. Ohne externe AGR beträgt er $\kappa_{AGR=0} = 1,3509$. Mit einer AGR-Rate von $AGR = 25 \%$ erhöht sich dieser auf $\kappa_{AGR=25} = 1,3543$. Diese Änderung resultiert in den in der Verlustteilung ausgewiesenen Wirkungsgrad-Unterschied von $\Delta\eta \approx 0,3 \%$ -Punkten. Der bei der AGR zum ES vorliegende, erhöhte Saugrohrdruck hat hier keinen Einfluss. Auch die Temperaturen im Zylinder zum ES sind nahezu identisch.

Der Verlustteilungsschritt „unvollständige und unvollkommene Verbrennung“ zeigt keine signifikante Veränderung bei der Erhöhung der AGR-Rate auf $AGR = 25 \%$. Dies korreliert mit den in Abbildung 6.2.13 gezeigten Emissionen an HC und

6. Vergleich von Miller- & AGR- Brennverfahren

CO. Während die HC-Emissionen mit einer Beimischung externer AGR ansteigen, kompensieren sinkende CO-Emissionen diesen Effekt größtenteils. Der Umsetzungsgrad ohne AGR beträgt $\eta_{u,AGR=0} = 96,07\%$. Mit einer AGR-Rate von $AGR = 25\%$ verringert er sich marginal auf $\eta_{u,AGR=25} = 95,83\%$.

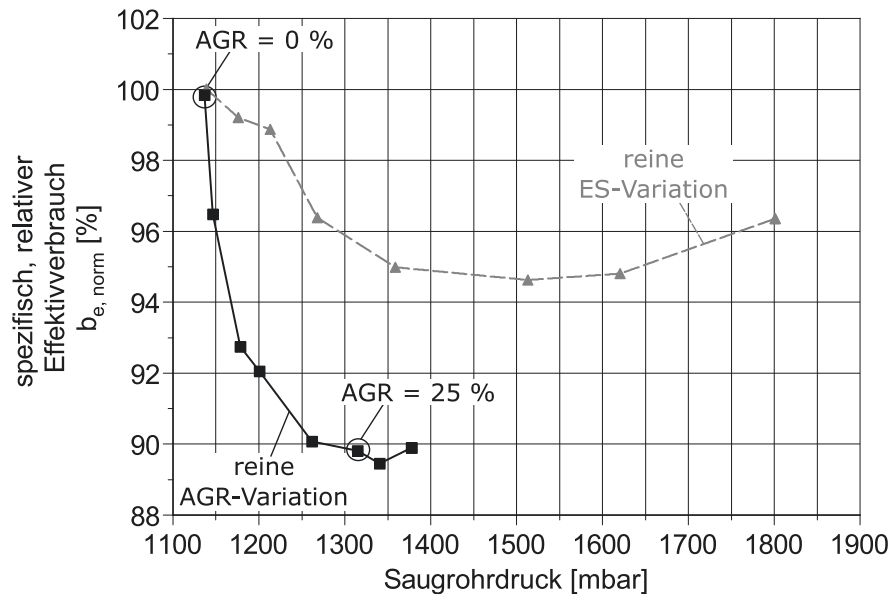


Abbildung 6.2.19: Veranschaulichung der Vergleichspunkte der Verlustteilung für die AGR-Variation bei einem ES von $ES = 174 \text{ °KW n. LW-OT}$ bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 12 \text{ bar}$

Bezüglich der Verbrennungsschwerpunktlage weist die Verlustteilung deutliche Vorteile beim AGR-Brennverfahren aus. Während die Verbrennungsschwerpunktlage ohne AGR bei $\varphi_{50,AGR=0\%} \approx 25 \text{ °KW n. ZOT}$ zu liegen kommt, erlaubt das mit einer Erhöhung der AGR-Rate deutlich abgesenkte Klopfisiko eine Frühverschiebung der Verbrennungsschwerpunktlage auf $\varphi_{50,AGR=25\%} \approx 10 \text{ °KW n. ZOT}$. Der Verlustteilungsschritt „realer Brennverlauf“ zeigt deutliche Vorteile beim Brennverfahren ohne AGR. Zur Erläuterung kann Abbildung 6.2.9 herangezogen werden. Hier gelingt es durch die Frühverschiebung der Verbrennungsschwerpunktlage, die 5-50%-Brenndauer trotz signifikant erhöhter AGR-Rate konstant zu halten. Der Ausbrand hingegen wird durch die AGR deutlich beeinträchtigt, sodass sich die 50-90%-Brenndauer nahezu verdoppelt. Gründe sind wiederum die mit der AGR auf chemischem Wege deutlich verringerte turbulente Flammgeschwin-

digkeit und die additive Verwendung der AGR am Ottomotor, die die thermische Masse erhöht und damit das Temperaturniveau weiter absenkt.

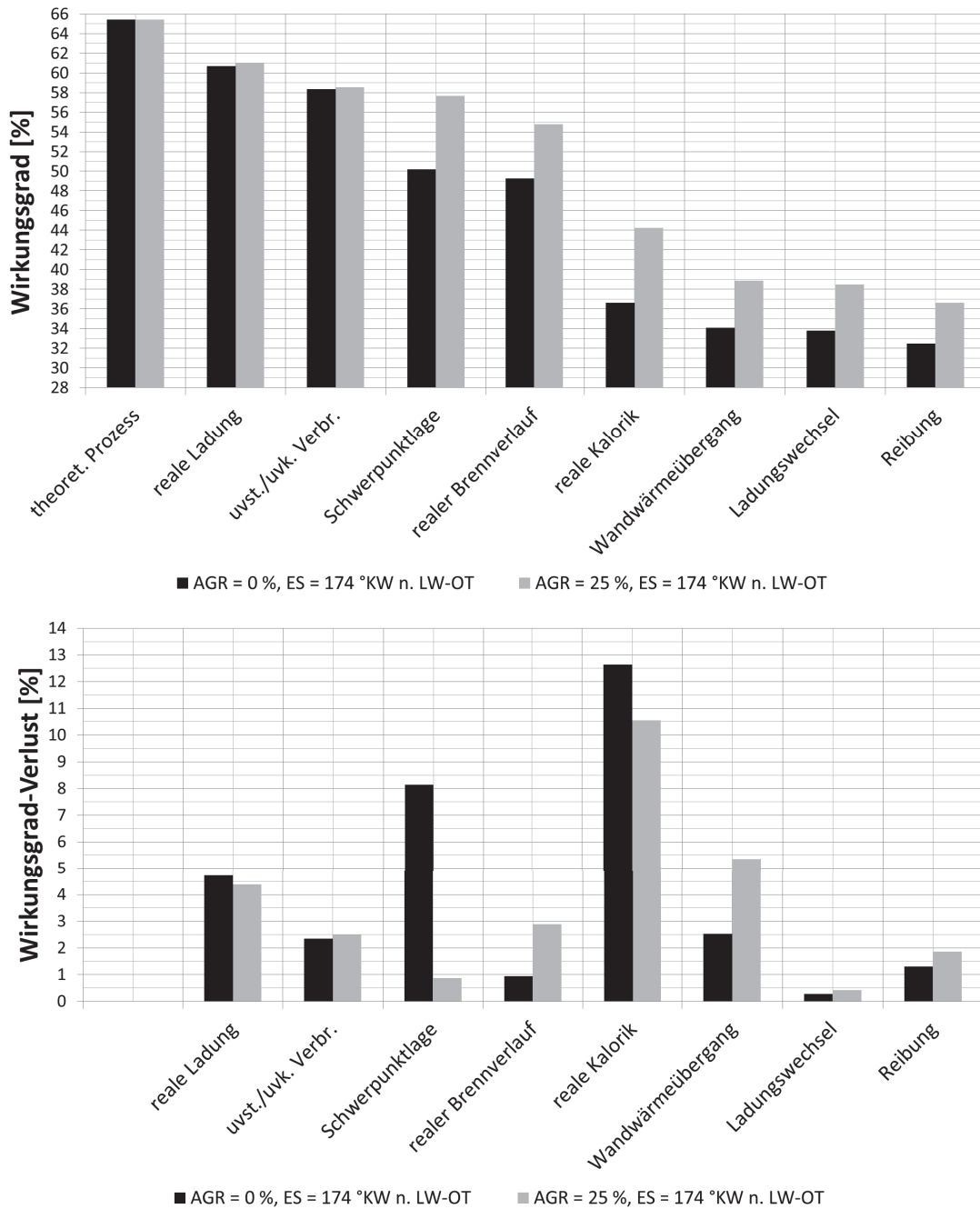


Abbildung 6.2.20: Verlustteilung für konventionelles & AGR-Brennverfahren bei $ES = 174 \text{ }^\circ\text{KW n. LW-OT}$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 12 \text{ bar}$

Darüber hinaus führt die Frühverlegung der Verbrennungsschwerpunktlage in Kombination mit verlängerten Brenndauern dazu, dass mit AGR deutlich früher gezündet werden muss. Der Zündwinkel ohne Abgasrückführung liegt bei $\varphi_{ZZP,AGR=0} = 1,5^\circ \text{KW n. ZOT}$. Mit AGR wird bereits bei einem Zündwinkel von $\varphi_{ZZP,AGR=25} = 18,5^\circ \text{KW v. ZOT}$ gezündet. Die Zündbedingungen werden mit abnehmendem Druck und Temperatur zunehmend schlechter, was sich in den in Abbildung 6.2.9 gezeigten, deutlich längeren Brennverzug auswirkt. Im Resultat verlängert sich die Zeit des Energieumsatzes und die Verlustteilung weist folgerichtig Vorteile beim Brennverfahren ohne AGR aus.

Hinsichtlich der realen Kalorik zeigt die Verlustteilung deutliche Vorteile beim AGR-Brennverfahren. Der Wirkungsgrad in diesem Verlustteilungsschritt verbessert sich auf Grund abnehmender Dissoziation von H_2O und CO_2 bei sinkenden Verbrennungstemperaturen (Vgl. Abschnitt 6.1.3). Diese Absenkung des Temperaturniveaus wird durch die additive Verwendung der AGR am Ottomotor und die chemische Wirkung der AGR auf die Reaktionskinetik und die Stoffzusammensetzung der Zylinderladung erreicht. Eine abgesenkte Brenngeschwindigkeit und größere thermische Masse im Brennraum führen zu deutlich abgesenkten Brennraumtemperaturen mit AGR, was Abbildung 6.2.14 entnommen werden kann. Im Resultat steigt der Wirkungsgrad in diesem Verlustteilungsschritt.

Der Verlustteilungsschritt „Wandwärmeeübergang“ weist, anders als im Schwachlast-Betriebspunkt, Vorteile beim Brennverfahren ohne AGR aus. Zur Erläuterung zeigt Abbildung 6.2.21 den Druck- und Temperaturverlauf sowie die indizierten und kumulierten Wandwärmeverluste des konventionellen und des AGR-Brennverfahrens mit einer AGR-Rate von $\text{AGR} = 25\%$. Die Frühverschiebung der Verbrennungsschwerpunktlage führt zu einem deutlich höheren Druck- und Temperaturniveau im Brennraum bis $\varphi \approx 30^\circ \text{KW n. ZOT}$, obwohl die AGR die maximale Brennraumtemperatur von $T_{BR,max,AGR=0} \approx 2400 \text{ K}$ auf $T_{BR,max,AGR=25} \approx 2050 \text{ K}$ absenkt. Die deutlich höheren Gastemperaturen kurz nach ZOT führen im Resultat zu den gezeigten indizierten und kumulierten Wandwärmeverlusten. Die ab $\varphi \approx 30^\circ \text{KW n. ZOT}$ geringere Gastemperatur im Brennraum kann die vorigen Wärmeverluste nicht mehr kompensieren, sodass sich beim AGR-Brennverfahren größere Wandwärmeverluste ergeben. Diese resultieren allerdings nicht aus der AGR selbst, sondern sind Ergebnis der Frühverschiebung der Verbrennungsschwerpunktlage. Die grundsätzlich mindernde Wirkung der AGR auf die Wandwärmever-

luste ist in Abschnitt 6.1.3 gezeigt. So trägt die AGR auch im Aufladebetriebspunkt dazu bei, die Wandwärmeverluste ggü. einem theoretischen Betriebspunkt mit gleicher Verbrennungsschwerpunktlage ohne AGR zu minimieren.

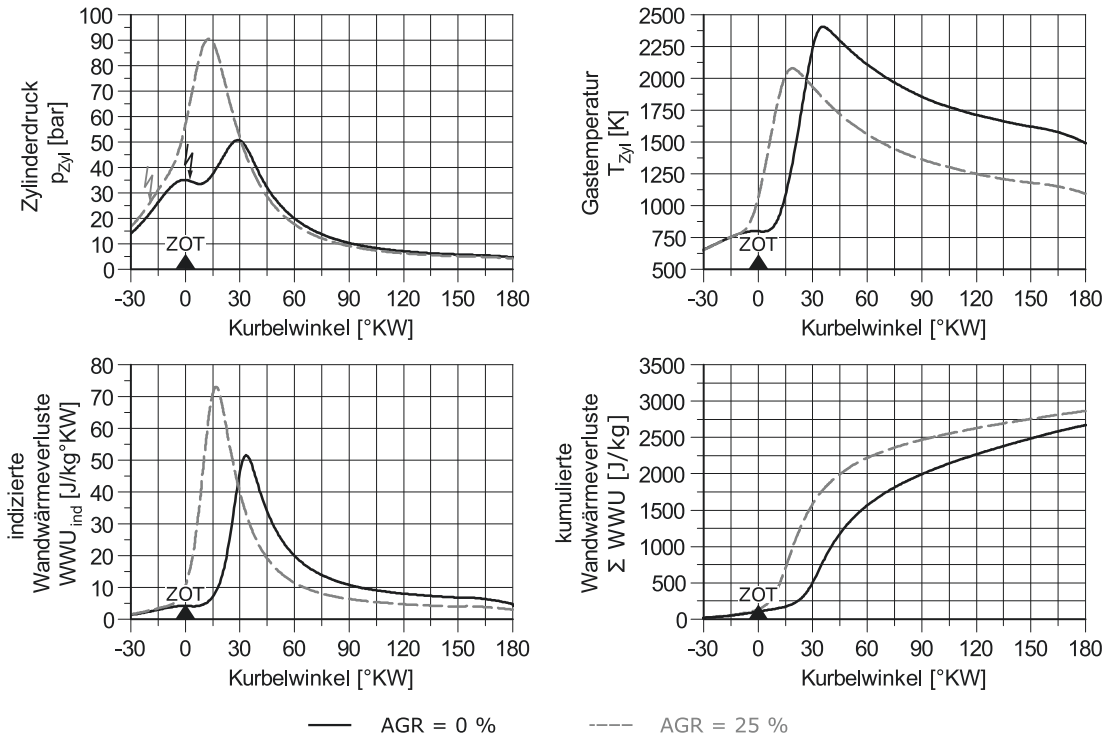


Abbildung 6.2.21: Druck- und Temperaturverlauf sowie indizierte und kumulierte Wandwärmeverluste bei konventionellem und AGR-Brennverfahren bei $ES = 174^\circ KW$ n. LW-OT, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 12 \text{ bar}$

In Bezug auf die Ladungswechselverluste weist die Verlustteilung nahezu keinen Unterschied zwischen konventionellem und AGR-Brennverfahren aus. Dies korreliert mit den gezeigten Charakteristika des Ladungswechsels, wie den Turbolader-Wirkungsgraden in Abbildung 6.2.6, dem Ladungswechselmitteldruck in Abbildung 6.2.8 und dem Spüldruckgefälle in Abbildung 6.2.14.

Der Verlustteilungsprozess „Reibung“ weist Vorteile beim konventionellen Brennverfahren aus. Dies kann bei konstanter Drehzahl von $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ wiederum mit dem in Abbildung 6.2.21 gezeigten, deutlich höheren Druckniveau beim AGR-Brennverfahren begründet werden. Dieses resultiert im Aufladebetrieb sowohl aus der Erhöhung der zylinderinternen Gasmasse durch die am Ottomotor additiv verwendete AGR als v.a. auch aus der Frühverschiebung der Verbrennungsschwer-

punktlage.

Mit einem AGR-Brennverfahren lassen sich die gezeigten, deutlich geringeren Kraftstoffverbräuche hauptsächlich mit der signifikant verbesserten Verbrennungsschwerpunktlage und der positiv beeinflussten Kalorik begründen. Nachteilig wirkt die AGR auf den Brennverlauf und die Reibung. Begleiterscheinung eines deutlich abgesenkten Klopfrisikos und der damit verbundenen früheren Verbrennungsschwerpunktlage sind höhere Wandwärmeverluste beim AGR-Brennverfahren.

Zwischenfazit zum klopfbegrenzten Motorbetrieb

Ziel beider Brennverfahren im klopfbegrenzten Motorbetrieb ist die Minderung des Klopfrisikos. Damit kann die Verbrennungsschwerpunktlage in verbrauchsgünstigere Bereiche nach früh verlegt werden. Die im Schwachlast-Betriebspunkt ermittelte Verlängerung von Brennverzug und -dauer wird durch die Analyse des Auflade-Betriebspunktes grundsätzlich bestätigt. Allerdings wird dieser Effekt von der z.T. signifikanten Frühverschiebung der Verbrennungsschwerpunktlage überlagert. Zusätzlich rückt die Qualität der Ladedruckbereitstellung mit sehr ausgeprägten Miller-Steuerzeiten und AGR-Raten immer weiter in den Fokus.

Mit dem reinen Miller-Brennverfahren kann eine Absenkung des Kraftstoffverbrauches um ca. 5 % ggü. einem Brennverfahren mit konventionellen Steuerzeiten realisiert werden. Bei weiterer Frühverlegung des ES und entsprechend erhöhtem Ladedruckbedarf steigt der Kraftstoffverbrauch wieder an. Das Miller-Brennverfahren generiert den Verbrauchsvorteil hauptsächlich durch die Frühverschiebung der Verbrennungsschwerpunktlage um ca. $\Delta\varphi_{50} = 7^\circ\text{KW}$. Weiterhin wird die Reibung positiv beeinflusst. Nachteilig wirkt sich das Miller-Brennverfahren auf Brennverzug und -dauer aus. Die erreichte Frühverschiebung der Verbrennungsschwerpunktlage führt weiterhin dazu, dass die Gastemperaturen im Vgl. zu einem Brennverfahren mit konventionellen Steuerzeiten im Bereich von ZOT bis $\varphi \approx 30^\circ\text{KW}$ n. ZOT signifikant anstiegen. Damit verbunden ist eine nachteilige Beeinflussung der Kalorik und der Wandwärmeverluste. Ebenso lassen sich die Stickoxid-Emissionen mit dem reinen Miller-Brennverfahren nicht nachhaltig absenken. Weiterhin ist die Beeinflussung der Aufladegruppe durch das Miller-Brennverfahren analysiert worden. Hierbei zeigt sich im bewerteten Betriebspunkt eine in geringem Maße positive Beeinflussung des Verdichter-Wirkungsgrades. Bei moderat erhöhtem

Ladedruckbedarf kann auch der Wirkungsgrad der Turbine positiv beeinflusst werden. Mit weiter erhöhtem Ladedruckbedarf und entsprechend weiter geschlossener VTG nimmt der Turbinen-Wirkungsgrad signifikant ab.

Das reine AGR-Brennverfahren generiert Verbrauchsvorteile von knapp 11 % ggü. einem Brennverfahren ohne AGR. Auch hier sind mit einer Erhöhung der AGR-Rate asymptotisch verlaufende Kraftstoffverbräuche zu verzeichnen. Bemerkenswert ist hierbei, dass das Brennverfahren derart robust ggü. AGR ist, dass AGR-Raten von $AGR > 30\%$ realisierbar sind. In Verbindung mit der verwendeten Aufladegruppe ist es damit möglich, die AGR-Raten bis an die Grenze der thermodynamischen Wirksamkeit zu erhöhen, ohne dass das Brennverfahren zuvor aufgrund seiner AGR-Verträglichkeit kollabiert. Das AGR-Brennverfahren erlaubt eine Frühverschiebung der Verbrennungsschwerpunktlage von $\Delta\varphi_{50} = 16^\circ\text{KW}$ bis in den verbrauchsoptimalen Bereich von $\varphi_{50,Opt.} \approx 8^\circ\text{KW}$ n. ZOT. Hierin liegt der wesentliche Beitrag des AGR-Brennverfahrens zur Absenkung des Kraftstoffverbrauches. Brennverzug und -dauer werden signifikant verlängert, wobei die Frühverschiebung der Verbrennungsschwerpunktlage diesen Effekt im Bereich der 5-50%-Brenndauer überkompensiert und die Brenndauer in etwa konstant hält. Darüber hinaus wird die Kalorik positiv beeinflusst. Ebenso trägt das AGR-Brennverfahren zur deutlichen Absenkung der Stickoxid-Emissionen bei. Die mit der Erhöhung der AGR-Rate einhergehende, sehr ausgeprägte Frühverschiebung der Verbrennungsschwerpunktlage führt auch beim AGR-Brennverfahren zu erhöhten Wandwärmeverlusten. Weiterhin erhöht der mit der AGR und Frühverschiebung der Verbrennungsschwerpunktlage deutlich angehobene Zylinderdruck die Reibung. Auch beim AGR-Brennverfahren wird der Einfluss auf den Turbolader analysiert. Hier trägt die Erhöhung der geförderten Gasmasse zu signifikant verbesserten Verdichter-Wirkungsgraden bei. Die deutliche Absenkung der Temperatur vor Turbine und die mit steigendem Ladedruckbedarf immer weiter angestellte VTG führen zu verringerten Turbinen-Wirkungsgraden.

Insgesamt zeigt sich, dass auch eine Kombination aus Miller- und AGR-Brennverfahren keine besseren Kraftstoffverbräuche generiert als das reine AGR-Brennverfahren.

7. Zusammenfassung und Ausblick

Das folgende Kapitel fasst die Ergebnisse zum Brennverzugs-Modell und dem Vergleich zwischen AGR- und Miller-Brennverfahren zusammen und gibt einen Ausblick auf ggf. weiterzuverfolgende Themen, die sich aus den im Rahmen dieser Arbeit gezeigten Resultaten ergeben.

7.1 Brennverzugsmodellierung

In dieser Arbeit wird ein semi-physikalisches, multifaktorielles Brennverzugs-Modell gezeigt, dessen Eingangsgrößen die Zylindergasmasse sowie die laminare Flammengeschwindigkeit und die turbulente kinetische Energie zum ZZP bilden. Die laminare Flammengeschwindigkeit wird hierbei aus dem Verbrennungsluftverhältnis, der AGR-Rate sowie Druck und Temperatur zum ZZP bestimmt. Die Zylindergasmasse wird mit einer Ladungswechselrechnung über eine Drei-Druck-Analyse aus indiziertem Saugrohr-, Abgasgegen- und Zylinderdruck errechnet. Die turbulente kinetische Energie ist Ergebnis einer 0D-Prozessanalyse, die den Ventilhub mit entsprechender Durchströmgeschwindigkeit der Zylinderladung und den experimentell ermittelten Durchflussbeiwerten des Ventils modellbasiert in eine Tumble-Zahl- und einen TKE-Verlauf abbildet.

Insgesamt zeigt das Brennverzugsmodell kennfeldweit und v.a. in relevanten Zyklus- und RDE-Messpunkten eine sehr gute Übereinstimmung zwischen errechneten und gemessenen Brennverzügen. Erst die signifikante Inhomogenisierung der Zylinderladung durch ein sehr frühes Einlass-Schließen mit entsprechend gestörter Ladungsbewegung sowie niedrigen Zylinderdrücken und -temperaturen, die über eine 0D-Prozessanalyse nicht mehr adäquat in den Bereich um die Zündkerze aufgelöst werden können, resultiert in zu kurz berechneten Brennverzügen.

Als weitere Arbeitspakete wären die Adaption an andere Verdichtungsverhältnisse und unterschiedliche Motortypen, wie bspw. ein Aggregat mit Saugrohreinspritzung denkbar. Dies würde die physikalische Basis aus TKE, Zylindergasmasse und laminarer Flammengeschwindigkeit weiter stärken und könnte im Ergebnis sogar eine allgemein gültige und physikalisch basierte Modellierung des Brennverzuges ermöglichen.

7.2 Thermodynamische Bewertung von Miller- & AGR-Brennverfahren

Der experimentelle Teil dieser Arbeit untersucht und vergleicht die Potenziale des externen, gekühlten AGR- und des Miller-Brennverfahrens sowie deren Kombination im Saug- und Aufladebetrieb.

Mit dem Miller- bzw. FES-Brennverfahren können die Ladungswechselverluste im Saugbetrieb signifikant abgesenkt werden. Ein FES greift maßgeblich in die Ladungsbewegung im Zylinder ein und senkt zusätzlich das Temperaturniveau ab. Beides führt zu schlechteren Entflammungs- und Brennbedingungen, welche eine vollständige Entdrosselung mit dem verwendeten Ventiltrieb verhindern. Die verlangsamte Verbrennung und die erhöhten Brennverzögerungen führen in Kombination mit der Absenkung des Temperaturniveaus durch das FES zu verringerten Wandwärmeverlusten, einer verbesserten Kalorik und abgesenkten Stickoxid-Emissionen gegenüber einer konventionellen Prozessführung.

Das AGR-Brennverfahren weist ggü. dem FES-/Miller-Brennverfahren im Saugbetrieb eine eingeschränkte Entdrosselbarkeit auf. Das rückgeführte Abgas greift nicht nur physikalisch, sondern v.a. chemisch in den Entflammungs- und Verbrennungsprozess ein. Brennverzug und -dauer sind bei gleicher Entdrosselung ggü. dem FES-Brennverfahren deutlich größer. Mit der verlangsamten Energieumsetzung und einer signifikanten Erhöhung der Zylindergasmasse senkt die externe, gekühlte AGR die Verbrennungstemperaturen ggü. der konventionellen Prozessführung deutlich ab. Damit können die Wandwärmeverluste, die Kalorik und die Stickoxid-Emissionen positiv beeinflusst werden. Das niedrige Temperatur-Niveau der Verbrennung führt zu signifikant erhöhten HC-Rohemissionen. Durch die

Nachbehandlung des Abgases mit einem 3-Wege-Katalysator sind sie bzgl. der gesetzlich vorgeschriebenen Emissionierung trotzdem unbedenklich.

Eine zielführende Kombination beider Brennverfahren deutlich unterhalb ihrer jeweiligen Verträglichkeitsgrenzen ermöglicht es bereits im Schwachlast-Betrieb, die Kraftstoffverbräuche über die Vorteile der Entdrosselung hinaus abzusenken. Im Schwachlast-Betriebspunkt wird die grundsätzliche Wirkung beider Verfahren auf die Entflammung und Verbrennung gezeigt. Brennverzug und Brenndauer erhöhen sich bei beiden Verfahren, wobei das AGR-Brennverfahren durch den zusätzlichen chemischen Eingriff in die Verbrennung zu einer deutlich größeren Ausprägung dessen führt.

Das Ziel beider Verfahren im klopfbegrenzten Motorbetrieb ist die Absenkung der Klopfneigung. Hiermit kann eine langsamere Verbrennung hin zu einem deutlich besseren Zeitpunkt in Richtung der optimalen Verbrennungsschwerpunktlage nach früh verschoben werden. Die Wirkung beider Brennverfahren wird vor dem Hintergrund der z.T. deutlichen Frühverschiebung der Verbrennungsschwerpunktlage diskutiert.

Das Miller-Brennverfahren senkt den Kraftstoffverbrauch v.a. durch die Frühverschiebung der Verbrennungsschwerpunktlage und eine Verringerung der Reibung ab. Ebenso wird die Qualität der Ladedruck-Bereitstellung mit der verwendeten Lader-Konfiguration am untersuchten Lastpunkt verbessert. Eine nachhaltig positive Wirkung auf Kalorik, Wandwärmeverluste und Stickoxid-Emissionen ist mit dem reinen Miller-Brennverfahren nicht darstellbar.

Mit dem AGR-Brennverfahren kann die Verbrennungsschwerpunktlage im untersuchten Lastpunkt bis ins Optimum nach früh verschoben werden, was den Kraftstoffverbrauch deutlich absenkt. Brennverzug und -dauer werden grundsätzlich verlängert. Die Kalorik wird nachhaltig positiv beeinflusst. Die Stickoxid-Emissionen werden abgesenkt. Die ausgeprägte Frühverschiebung der Verbrennungsschwerpunktlage erhöht die Wandwärmeverluste und im Zuge der Erhöhung des Druckniveaus auch die Reibung.

Eine Kombination aus AGR- und Miller-Brennverfahren bringt im untersuchten klopfbegrenzten Betriebspunkt keine Verbesserung im Kraftstoffverbrauch mit sich.

Bemerkenswert ist, dass eine entsprechende simulative Optimierung der luftführenden Bauteile und des Brennraumes das Brennverfahren derart robust ggü. AGR

machen, dass AGR-Raten von über 30 % an einem Ottomotor realisierbar sind. In Kombination mit der verwendeten Aufladegruppe können die AGR-Raten bis an die Grenze der thermodynamischen Wirksamkeit erhöht werden, ohne, dass das Brennverfahren vorher an seiner AGR-Verträglichkeit kollabiert.

Insgesamt zeigt das AGR-Brennverfahren in beiden untersuchten Betriebsbereichen sehr ausgeprägte Potentiale zur Optimierung der ottomotorischen Prozessführung. Ein Miller- bzw. FES-Brennverfahren kann v.a. im Saugbetrieb zielführend zur weiteren Verbesserung des Prozesses in Kombination zum AGR-Brennverfahren eingesetzt werden. Eine derart ausgeprägte Variabilität wie die des in dieser Arbeit gezeigten Ventiltriebes ist an Hand der angeführten Ergebnisse nicht nötig. Ein 2- oder 3-stufig verstellbares System zur Implementierung eines Miller-Brennverfahrens würde ein Großteil des Potentiale ebenso generieren. Zusätzlich weist ein System zur externen, gekühlten AGR einen deutlichen Kostenvorteil ggü. einem hochvariablen Ventiltriebssystem auf.

Beide Brennverfahren kommen auf Grund der stöchiometrischen Verbrennung mit einer konventionellen $\lambda = 1$ -Abgasnachbehandlung basierend auf 3-Wege-Katalysatoren aus. Ebenso problemlos abbildbar sind der Kaltstart und ein ausgeprägter Instationärbetrieb.

Literaturverzeichnis

- [Bar90] BARGENDE, M.: *Ein Gleichungsansatz zur Berechnung der instationären Wandwärmeverluste im Hochdruckteil von Ottomotoren*. Darmstadt, Technische Hochschule, Diss., 1990
- [BAS13] BAUER, M. ; AUER, M. ; STIESCH, G.: Das Brennverfahren des Gasmotors 20V35/44G von MAN. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 74 (2013)
- [BBF01] BARGENDE, Michael ; BURKHARDT, Christine ; FROMMELT, Alfred: Besonderheiten der thermodynamischen Analyse von DE-Ottomotoren. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 62 (2001), Nr. 1, S. 56–68. <http://dx.doi.org/10.1007/BF03227082>. – DOI 10.1007/BF03227082. – ISSN 0024–8525
- [BHL⁺98] BRADLEY, D. ; HICKS, R. A. ; LAWS, M. ; SHEPPARD, C. G. W. ; WOOLEY, R.: The Measurement of Laminar Burning Velocities and Markstein Numbers for Isooctane and Isooctane-n-Heptane-Mixtures at Elevated Temperatures and Pressures in an Explosion Bomb. In: *Combustion and Flame* 115 (1998), S. 126–144
- [Big02] BIGNION, Edgar: *Forschungsberichte aus dem Institut für Kolbenmaschinen der Universität Karlsruhe (TH)*. Bd. Bd. 2001,1: *Untersuchung der Kohlenwasserstoff-Emission hubraumkleiner Ottomotoren*. Berlin : Logos-Verl., 2002. – ISBN 978–3–89722–864–1
- [BMW⁺90] BECKER, H. ; MONKHOUSE P. B. ; WOLFRUM, J. ; PFISTER, W. ; STAHL, G., WARNATZ, J. CANT R. S. ; BRAY, K . N. C. ; MALY, R.: Investigation of extinction in unsteady flames in turbulent

- combustion by 2D-LIF of OH-radicals and flamelet analysis. In: *Proceedings of the Combustion Institute* 23 (1990), S. 817–823
- [Bur01] BURCAT, A.: *Third Millenium Ideal Gas and Condensed Phase Thermochemical Database for Combustion*. Haifa : Springer, 2001
- [Chi99] CHIODI, M.: *Literaturrecherche zum Thema Wandtemperaturmodell*. Abschlussbericht zum FVV-Vorhaben Nr. 722. Frankfurt am Main, 1999
- [Dam26] DAMKÖHLER, G.: *Der Einfluss der Turbulenz auf die Flammgeschwindigkeit in Gasgemischen*, Artikel in: *Zeitschrift für Elektrochemie und angewandte physikalische Chemie*, 1940, S. 601-626
- [Dan70] DANIEL, W. A. (Hrsg.): *Why Engine Variables Affect Exhaust Hydrocarbon Emission*. SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1970 (SAE Technical Paper Series)
- [DBKK15] DAGEFÖRDE, H. ; BERTSCH, M. ; KUBACH, H. ; KOCH, T.: Reduktion der Partikelemissionen bei Ottomotoren mit Direkteinspritzung. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* (10/2015)
- [DEPGW17] DEMMELBAUER-EBNER, W. ; PERSIGHEL, K. ; GÖRKE, M. ; WERSTAT, E.: Der neue 1,5-l-Vierzylinder-TSI-Motor von Volkswagen. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 78 (2017), Nr. 2, S. 16–23
- [Ern01] ERNST, J.: *Untersuchungen zur Emission unverbrannter Kohlenwasserstoffe beim Ottomotor mit Direkteinspritzung und strahlgeführtem Brennverfahren*. Karlsruhe, Universität Karlsruhe, Diss., 2001
- [Frö14] FRÖHLICH, P.: *Detaillierte Verlustteilung für innovative Otto- und Dieselmotoren*. Zwickau, Westsächsische Hochschule, Diplomarbeit, 2014
- [FSK⁺11] FLIERL, R. ; SCHMITT, S. ; KLEINER, G. ; ESCH, J. ; DISMON, H.: UniValve - Ein vollvariables mechanisches Ventiltriebssystem für zukünftige Verbrennungsmotoren. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 72 (2011), Nr. 5, S. 380–385

- [Fun01] FUNK, A.: *Untersuchung des SNR-Verfahrens am Dieselmotor*. Hannover, Universität Hannover, Dissertation, 2001
- [Gol05] GOLLOCH, Rainer: *Downsizing bei Verbrennungsmotoren: Ein wirkungsvolles Konzept zur Kraftstoffverbrauchssenkung*. Berlin u.a. : Springer, 2005 (VDI). – ISBN 3-540-23883-2
- [Gri06] GRILL, M.: *Objektorientierte Prozessrechnung von Verbrennungsmotoren*. Stuttgart, Universität Stuttgart, Diss., 2006
- [Gül82] GÜLDER, Ö. L.: Laminar Burning Velocities of Methanol, Ethanol and Isooctane-Air Mixtures. In: *Nineteenth Symposium (international) on Combustion/The Combustion Institute* (1982)
- [Hei11] HEINS, Sebastian: *Ein Rechenmodell zur Abbildung und Prädikation von Brennverläufen turboaufgeladener Ottomotoren*. Hamburg, Helmut-Schmidt-Universität, Dissertation, 2011
- [HG98] HOLTBECKER, R. (Hrsg.) ; GEIST, M. (Hrsg.): *Exhaust Emissions Reduction Technology for Sulzer Marine Diesel Engines: General Aspects*. Firmenschrift Wärtsilä NSD Switzerland Ltd. 1998
- [KBZM10] KONIECZNY, R. ; BRÜCK, R. ; ZALDUA-MORENO, N.: *Die Herausforderung der zukünftigen Partikelanzahlgrenzwerte; Partikelentstehung und Partikelreduktion*. Ludwigsburg, 9.-10. März 2010 (6. Internationales Forum Abgas- und Partikelemissionen)
- [KGPK10] KANNAPIN, O. ; GUSKE, T. ; PREISNER, M. ; KRATZSCH, M.: Partikelreduktion: Neue Herausforderung für Ottomotoren mit Direkteinspritzung. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 71 (11/2010)
- [KH06] KÜNTSCHER, Volkmar (Hrsg.) ; HOFFMANN, Werner (Hrsg.): *Kraftfahrzeug-Motoren: Auslegung und Konstruktion*. 4., völlig neu bearb. und erw. Aufl. Würzburg : Vogel, 2006 (Vogel-Fachbuch). http://deposit.d-nb.de/cgi-bin/dokserv?id=2868806&prov=M&dok_var=1&dok_ext=htm. – ISBN 9783834330000

- [Kub08] KUBERCZYK, Raffael: *Wirkungsgradoptimaler Ottomotor : Darstellung der Wirkungsgradunterschiede zwischen Otto- und Dieselmotoren, Bewertung wirkungsgradsteigernder Maßnahmen bei Ottomotoren*. Abschlussbericht zum FVV-Vorhaben Nr. 875. Frankfurt am Main, 2008
- [Kur95] KURATLE, Rolf: *Motorenmeßtechnik*. 1. Aufl. Würzburg : Vogel, 1995 (Vogel-Fachbuch). – ISBN 3802315537
- [LAZH96a] LADOMMATOS, N. ; ABDELHALIM, S. M. ; ZHAO, Hua ; HU, Z.: The Dilution, Chemical, and Thermal Effects of Exhaust Gas Recirculation on Diesel Engine Emissions - Part 1: Effect of Reducing Inlet Charge Oxygen. In: *International Fuels & Lubricants Meeting & Exposition*, SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1996 (SAE Technical Paper Series)
- [LAZH96b] LADOMMATOS, N. ; ABDELHALIM, S. M. ; ZHAO, Hua ; HU, Z.: The Dilution, Chemical, and Thermal Effects of Exhaust Gas Recirculation on Diesel Engine Emissions - Part 2: Effects of Carbon Dioxide. In: *International Fuels & Lubricants Meeting & Exposition*, SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1996 (SAE Technical Paper Series)
- [LAZH97a] LADOMMATOS, N. ; ABDELHALIM, S. M. ; ZHAO, Hua ; HU, Z.: The Dilution, Chemical, and Thermal Effects of Exhaust Gas Recirculation on Diesel Engine Emissions - Part 3: Effects of Water Vapour. In: *International Spring Fuels & Lubricants Meeting & Exposition*, SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1997 (SAE Technical Paper Series)
- [LAZH97b] LADOMMATOS, N. ; ABDELHALIM, S. M. ; ZHAO, Hua ; HU, Z.: The Dilution, Chemical, and Thermal Effects of Exhaust Gas Recirculation on Diesel Engine Emissions - Part 4: Effects of Carbon Dioxide and Water Vapour. In: *International Spring Fuels & Lubricants Meeting & Exposition*, SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1997 (SAE Technical Paper Series)

- [LEK08] LIST, Helmut ; EICHLSEDER, Helmut ; KLÜTING, Manfred: *Grundlagen und Technologien des Ottomotors*. Vienna : Springer-Verlag/Wien, 2008 (Der Fahrzeugantrieb). <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-211-47104-3>. – ISBN 9783211471043
- [MBP97] MÜLLER, U. C. ; BOLLING, M. ; PETERS, N.: Approximations for Burning Velocities and Markstein Numbers for Lean Hydrocarbon and Methanol Flames. In: *Combustion and Flame* 108 (1997), S. 349–356
- [Mer09] MERKER, Günter P. (Hrsg.): *Grundlagen Verbrennungsmotoren: Simulation der Gemischbildung, Verbrennung Schadstoffbildung und Aufladung. Mit 31 Tabellen*. 4. überarb. u. aktualisierte Aufl. Wiesbaden : Vieweg + Teubner, 2009 (ATZ-MTZ-Fachbuch). – ISBN 978-3-8348-0740-3
- [MK82] METGHALCHI, M. ; KECK, J. C.: *Burning Velocities of Mixtures of Air with Methanol, Isooctane, and Indolene at High Pressure and Temperature*. Boston, Massachusetts and Cambridge, Massachusetts, Northeastern University and Massachusetts Institute of Technology, Hochschul-Publikation, 1982
- [MSSO04] MERKER, G. ; SCHWARZ, C. ; STIESCH, G. ; OTTO, F.: *Verbrennungsmotoren*. 2., vollständig neubearbeitete und erweiterte Auflage. Wiesbaden : Vieweg+Teubner Verlag, 2004. – ISBN 978-3-322-96774-9
- [Mül10] MÜLLER, W.: *Ressourcen- und Kosteneffizienz für Abgasnachbehandlungssysteme*. VDI-Fachkonferenz, Bad Cannstatt, 2010 (VDI-Fachkonferenz)
- [PBR⁺04] PISCHINGER, Stefan ; BECKER, Michael ; ROHS, Hans ; GRÜNEFELD, Gerd ; GREIS, Andreas ; WIESKE, Peter: Reduktionspotenzial für Ruß und Kohlenmonoxid bei modernen Pkw-DI-Dieselmotoren. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 65 (2004), Nr. 11, S. 916–923. <http://dx.doi.org/10.1007/BF03227231>. – DOI 10.1007/BF03227231. – ISSN 0024-8525

- [Per15] PERLMAN, C.: *Development of a strategy for fast compilation of laminar flame speed tables for multi-component mixtures*. Lund, Sweden : LOGE, 2015
- [PH09] PISCHINGER, S. ; HONARDAR, S.: *Einfluss unterschiedlicher Ventiltriebsvariabilitäten auf Verbrennung und Strömungscharakteristik im Zylinder beim PKW-Dieselmotor*. 2009
- [Pie17] PIERBURG GMBH: *Variable Ventiltriebe: Produktblatt*. https://cdn.rheinmetall-automotive.com/fileadmin/media/kspg/Broschueren/Produktbroschueren/Pierburg/Variabler_Ventiltrieb/Bro_Var_Ventiltrieb_DE_web.pdf. Version: 2017
- [PS03] PERSSON, P.-O. ; STRANG, G.: Smoothing by Savitzky-Golay and Legendre Filters: [papers presented at the Fifteenth International Symposium on Mathematical Theory of Networks and Systems (MTNS) held on August 12 - 16, 2002 at the University of Notre Dame]. In: *Mathematical systems theory in biology, communications, computation, and finance* 134 (2003), S. 301 ff.
- [PW10] PFLAUM, S. ; WACHTMEISTER, G.: *Wege zur Rußbildungshypothese*. Wien, 2010 (31. Internationales Wiener Motorensymposium)
- [RK85] RHODES, D. (Hrsg.) ; KECK, J. C. (Hrsg.): *Laminar Burning Speed measurements of Indolene-Air-Diluent Mixtures at High Pressures and Temperature*. SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1985 (Forschungsbericht)
- [RVW⁺10] ROSSBACH, M. (Hrsg.) ; VELJI, A. (Hrsg.) ; WAGNER, U. (Hrsg.) ; SPICHER, U. (Hrsg.) ; SUNTZ, R. (Hrsg.) ; BOCKHORN, H. (Hrsg.): *Investigations of the formation and oxidation of soot inside a direct injection spark ignition engine*. SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2010 (SAE Technical Paper Series)
- [SBKG14] SCHEIDT, M. ; BRANDS, C. ; KRATZSCH, M. ; GÜNTHER, M.: Kombinierte Miller-Atkinson-Strategie für Downsizing-Konzepte. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 75 (2014)

-
- [Sch06] SCHOLZ, Ingo: *Einfluss des Zylinderdruckverlaufes auf den Reibmitteldruck eines Benzinmotors mit Direkteinspritzung*. Magdeburg, Otto-von-Guericke-Universität, Dissertation, 13.11.2006
- [SGH10] SCHAEFFLER-GRUPPE ; HAAS, M.: *UniAir - die erste vollvariable, elektrohydraulische Ventilsteuerung*. https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/symposia_1/downloads_11/schaeffler_kolloquium_2010_18_de.pdf.
Version: 2010
- [Shc43] SHCHELKIN, K. I. (Hrsg.): *On Combustion in a Turbulent Flow*. NACA 1110, 1943 (Forschungsbericht)
- [SS90] SCHRAMM, J. (Hrsg.) ; SORENSON, S. C. (Hrsg.): *A Modell for Hydrocarbon Emissions from SI Engines*. SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1990 (SAE Technical Paper Series)
- [Wen68] WENTWORTH, J. T. (Hrsg.): *Piston and Ring Variables Affect Exhaust Hydrocarbon Emissions*. SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1968 (SAE Technical Paper Series)
- [Wie09] WIESE, Wolfram: *Vorhersage von Brennverzug und -dauer bei Ottomotoren auf Basis der Brennraumströmung*. Aachen, RWTH, Diss., 2009
- [WRK⁺05] WEBERBAUER, Frank ; RAUSCHER, Martin ; KULZER, André ; KNOPF, Martin ; BARGENDE, Michael: Allgemein gültige Verlustteilung für neue Brennverfahren. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 66 (2005), Nr. 2, S. 120–124. <http://dx.doi.org/10.1007/BF03227253>. – DOI 10.1007/BF03227253. – ISSN 0024–8525

Tabellarischer Lebenslauf

Torsten Scheller

geboren am 02.11.1987 in Rostock

Beruflicher Werdegang

07/2017 - dato	Forschungsingenieur für ottomotorische Brennverfahren Volkswagen AG, Konzernforschung
07/2014 - 07/2017	Doktorand/Forschungs-Ingenieur Volkswagen AG, Konzernforschung
04/2012 - 06/2014	Maschinenbau-Studium Verbrennungskraft- und Strömungsmaschinen Universität Rostock, Abschluss Master of Science Masterarbeit: „Potentialabschätzung eines variablen Ventiltriebes auf der Auslassseite eines Dieselmotors“
03/2010 - 04/2012	Maschinenbau-Studium Kolben- und Strömungsmaschinen Fachhochschule Stralsund, Abschluss: Bachelor of Engineering Bachelorarbeit: „Optimierung und Entwicklung eines Einspritzsystems für sehr hohe Systemdrücke bei direkteinspritzenden Ottomotoren“
10/2007 - 02/2010	Schiffbau-Studium Technische Universität Hamburg-Harburg
10/2007 - 02/2010	Abiturient Johannes-Bugenhagen-Gymnasium Franzburg Leistungsfächer: Mathematik und Englisch