

Florian Sprenger, BSc

Untersuchung der thermodynamischen Eigenschaften eines PKW-Ottomotors mit Zylinderabschaltung

Masterarbeit

Technische Universität Graz

Fakultät für Maschinenbau und Wirtschaftswissenschaften
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

Institutsvorstand:

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder

Betreuer:

Dipl.-Ing. Dr.techn. Peter Grabner



Graz, 2013

Eidesstattliche Erklärung

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

Graz, am 13. Oktober 2013

Florian Sprenger

Kurzfassung

Die stetige Verschärfung von Emissionsgrenzwerten weltweit führt zu einer konsequenten Weiterentwicklung der Verbrennungskraftmaschine. Aktuell steht die Einhaltung der zukünftigen CO₂-Grenzwerte für die Jahre 2015 und 2020 im Fokus der Automobilhersteller. Die Bemühungen zur signifikanten Verringerung der CO₂-Emissionen führen zu immer komplexeren technischen Lösungen. Eine attraktive Möglichkeit zur Reduktion der CO₂-Emissionen ist die Zylinderabschaltung im Teillastbetrieb.

Im Zuge dieser Masterarbeit werden die thermodynamischen Eigenschaften eines Vierzylinder-PKW-Ottomotors mit Zylinderabschaltung am Motorprüfstand untersucht. Weitere konstruktive Merkmale des Verbrennungsmotors sind der im Zylinderkopf integrierte Abgaskrümmter, der im Saugmodul integrierte Ladeluftkühler sowie die Motorkühlung nach dem Split-Cooling-Konzept. Am Beginn wird der Motor aus einem Serienfahrzeug ausgebaut und anschließend mit der benötigten Messsensorik appliziert. Nachfolgend wird der Versuchsträger am dynamisch betriebenen Motorprüfstand aufgebaut und in Betrieb genommen. Während des gesamten Projekts ist keine Unterstützung des Fahrzeugherstellers vorhanden. Dieser Umstand zeigt sich in vielen Belangen und bewirkt einen deutlichen Mehraufwand für die einwandfreie Funktion des Motors am Prüfstand. Das Messprogramm umfasst diverse Messungen im gefeuerten und geschleppten Betrieb. Im gefeuerten Betrieb werden sowohl stationäre als auch transiente Messungen realisiert. Während bei den stationären Messungen die Ermittlung diverser Kennfelder im Vordergrund steht, werden bei den transienten Messungen unter anderem diverse Warmläufe, gesetzgebungsrelevante Zyklen und das Ansprechverhalten aufgezeichnet. Neben der Reibungsuntersuchung am gefeuerten Motor werden Versuche im geschleppten Betrieb durchgeführt. Abschließend werden die Messergebnisse einer detaillierten thermodynamischen Analyse unterzogen mit dem Hauptziel der konkreten Bewertung der Zylinderabschaltung.

Abstract

The constant tightening of worldwide emission limits demands a consistent advancement of combustion engines. Currently, car manufacturers are aiming to meet the coming CO₂-limits for the years 2015 and 2020. Efforts to significantly reduce CO₂-emission lead to more complex technical solutions. An encouraging possibility to decrease CO₂-emission is the displacement on demand in operation at partial load.

It is part of this master's thesis to analyse the thermodynamic characteristics of a four-cylinder-gasoline-engine with displacement on demand on an engine test bench. The special features of this engine include an integrated exhaust system, an exhaust manifold in the air intake module and a split cooling concept for the engine cooling. At the beginning, the vehicle is run on a dynamometer to get measurement results from several driving cycles. Afterwards the engine is removed from the car and subsequently sensors are applied. Next, the internal combustion engine is mounted on a dynamic engine test bench. As this project is independent of the vehicle manufacturer, some basic calibrations for proper operation of the engine control unit need to be performed. The measuring programme comprises fired and dragged measurements. Among others it consists of recording engine maps, warm-up-cycles, legislation-driving-cycles, responding qualities and friction behaviour. In the end, the measurement results will be analysed regarding their thermodynamic properties with the main purpose of assessing the achievement potential of the displacement on demand.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Herausforderungen in der Automobilbranche	1
1.2	Aktuelle Marktsituation	3
1.3	Wie konventionelle Verbrennungsmotoren noch sauberer werden	4
1.3.1	Reduktion Fahrwiderstände	5
1.3.2	Alternative Kraftstoffe	6
1.3.3	Elektrifizierung	8
1.3.4	Wirkungsgradsteigerung Ottomotor	9
1.4	Aufgabenstellung und Methodik	11
2	Allgemeiner Teil	13
2.1	Kenngrößen und Kennwerte	13
2.1.1	Mitteldruck und spezifische Arbeit	13
2.1.2	Leistung	15
2.1.3	Drehmoment	15
2.1.4	Wirkungsgrad	15
2.1.5	Spezifischer Kraftstoffverbrauch	16
2.1.6	Luftbedarf und Luftverhältnis	16
2.1.7	Gemischheizwert	17
2.1.8	Geometrische Kenngrößen	18
2.2	Idealprozesse	18
2.2.1	Vereinfachter Vergleichsprozess	18
2.2.2	Der vollkommene Motor	23
2.2.3	Der aufgeladene vollkommene Motor	25
2.3	Realer Motorprozess	26
2.3.1	Energiebilanz des gesamten Motors	27
2.3.2	Energiebilanz des Brennraums	28
2.3.3	Wirkungsgrade und Verlustanalyse des realen Motorprozesses	30
2.4	Zylinderabschaltung	37
3	Versuchsträger VW 1.4-Liter-TSI-Motor EA211	39
3.1	Einleitung	39
3.2	Motorenbaukasten	41

3.3	Konstruktive Gestaltung	42
3.3.1	Zylinderkurbelgehäuse	43
3.3.2	Zylinderkopf	43
3.3.3	Kurbeltrieb und Kolbengruppe	45
3.3.4	Ventiltriebsmodul mit ACT-Technologie	46
3.3.5	Steuertrieb	56
3.3.6	Nebetrieb und Anordnung Nebenaggregate	56
3.3.7	Kühlkreislauf	57
3.3.8	Ölkreislauf	57
3.3.9	Abgasturbolader	59
3.3.10	Ladeluftkühlung und Ansaugsystem	59
4	Motorprüfstand	61
4.1	Prüfstands Aufbau	61
4.2	Motorprüfstandskomponenten	64
4.3	Konditionieranlagen	64
4.3.1	Kühlmittelkonditionierung	64
4.3.2	Ladeluftkonditionierung	65
4.3.3	Kraftstoffkonditionierung	66
4.3.4	Quarzkühlung	66
4.4	Sensorapplikation	67
4.4.1	Saugmodul	67
4.4.2	Zylinderkopf	68
4.4.3	Abgasturbolader	69
4.4.4	Katalysator	70
4.5	Messtechnik	71
4.5.1	Prüfstandssoftware	71
4.5.2	Temperaturmessung	72
4.5.3	Druckmessung	74
4.5.4	Drehmomentmessung	74
4.5.5	Motordrehzahlmessung	75
4.5.6	Turboladerdrehzahlmessung	76
4.5.7	Indiziermessung	76
4.5.8	Kraftstoffmessung	78
4.5.9	Luftverhältnismessung	78
4.5.10	Abgasmessung	79
4.5.11	Blow-By-Messung	80
4.5.12	Strommessung	80
4.5.13	Messstellenübersicht	80

5	Experimentelle Untersuchungen	83
5.1	Randbedingungen	83
5.1.1	Motorsteuerung	83
5.1.2	Motorlagerung und Ersatzgetriebe	84
5.1.3	Klimakompressor	84
5.1.4	Batterie	84
5.1.5	Kraftstoff	84
5.1.6	Motoröl	85
5.1.7	Ansaugluft	85
5.2	Stationäre Messungen	86
5.2.1	Quasistationäre Kennfeldmessung	86
5.2.2	Kennfeldmessung	86
5.2.3	Schleppmessungen	87
5.2.4	Lastschnitte	87
5.2.5	Indizierte Normlastpunkte	87
5.2.6	Volllastkurven	88
5.2.7	Einfluss auf die Ölverdünnung	88
5.3	Transiente Messungen	88
5.3.1	Quasistationärer Warmlauf	89
5.3.2	Rampen bzw. Lastsprünge	89
5.3.3	Umschaltvorgang Zylinderabschaltung	89
5.3.4	Zyklen	90
6	Analyse und Interpretation	93
6.1	Randbedingungen	93
6.2	Effektiver Mitteldruck und Leistung	94
6.3	Heizverlauf	95
6.4	Ladungswechsel	96
6.5	Kennfeld	98
6.6	Warmlauf	111
6.7	Lastsprünge	113
6.8	Umschaltvorgang Zylinderabschaltung	116
6.8.1	Abschaltvorgang – 4 auf 2 Zylinder	116
6.8.2	Zuschaltvorgang – 2 auf 4 Zylinder	116
6.9	Schleppmessungen	118
6.10	Drehungleichförmigkeit	120
6.11	Zyklen	121
6.11.1	Neuer Europäischer Fahrzyklus – NEFZ	123
6.11.2	Worldwide Harmonized Light Duty Test Procedure – WLTP	124
7	Zusammenfassung und Ausblick	127

Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

Formelzeichen			M	Drehmoment	Nm
a	Aufladegrad	–		molare Masse	kg/kmol
a_R	Rollwiderstandsbeiwert	–	n	Drehzahl	min ⁻¹
b_e	effektiver spez. Kraftstoffverbrauch	g/kWh	n_A	Anzahl Arbeitsspiele	–
b_i	indizierter spez. Kraftstoffverbrauch	g/kWh	n	Drehzahl	min ⁻¹
c_v	spez. Wärmekapazität bei $v = \text{konst.}$	J/kg K	O_{2st}	stöchiometrischer Sauerstoffbedarf	kg _{O2} /kg _B
c_p	spez. Wärmekapazität bei $p = \text{konst.}$	J/kg K	p	Druck	bar
c_W	Widerstandsbeiwert	–	$dp/d\varphi_{max}$	maximaler Zylinderdruckanstieg	bar/°KW
F_B	Beschleunigungswiderstand	N	p_e	effektiver Mitteldruck	bar
F_L	Luftwiderstand	N	p_i	indizierter Mitteldruck	bar
F_R	Rollwiderstand	N	p_L	Ladedruck (über Umgebung)	bar
F_S	Steigungswiderstand	N	p_{Lw}	Ladungswechselmitteldruck	bar
g	Erdbeschleunigung	m/s ²	p_r	Reibmitteldruck	bar
h	spezifische Enthalpie	J/kg	p_z	Zylinder- bzw. Brennraumdruck	bar
H	Enthalpie	J	$p dV$	Volumenänderungsarbeit	J/°KW
$H_G, \overline{H_G}$	Gemischheizwert	MJ/m ³	P	Leistung	kW
H_u	unterer Heizwert	MJ/kg	Q	transportierte Wärme	J
I	Strom	A	q_W	Wärmestrom	W/cm ²
I_V	Trägheitsmoment Vorderachse	kgm ²	$dQ_B/d\varphi$	Brennverlauf	J/°KW
I_H	Trägheitsmoment Hinterachse	kgm ²	$dQ_H/d\varphi$	Heizverlauf	J/°KW
h	spezifische Enthalpie	J/kg	$dQ_W/d\varphi$	Wandwärmeverlauf	J/°KW
L_{st}	stöchiometrischer Luftbedarf	kg _L /kg _B	r	Reifenradius	m
m	Masse;	kg	R	spezifische Gaskonstante	J/kg K
m_A	ausströmende Masse	kg	R_m	allgemeine Gaskonstante (= 8314.472)	J/kmol K
m_B	Brennstoffmasse	kg	t	Temperatur;	°C
\dot{m}_B	Brennstoffmassenstrom	kg/s	T	Zeit	s
m_E	einströmende Masse	kg	U	Temperatur	K
m_L	Luftmasse	kg		innere Energie;	J
				Spannung	V

Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

v	spez. Volumen	m^3/kg	Indizes	
v_{Fzg}	Fahrzeuggeschwindigkeit	km/h	10	nach Luftfilter
V_c	Kompressionsvolumen	m^3	20	nach Verdichter
V_h	Hubvolumen eines Zylinders	m^3	21	nach Drosselklappe
V_H	Hubvolumen des gesamten Motors	m^3	22	nach Ladeluftkühler
W	Arbeit	J	22_1	vor Einlassventil Zylinder 1
z	Zylinderanzahl	–	22_4	vor Einlassventil Zylinder 4
	Griechische Formelzeichen		31	vor Turbine
β	Fahrbahnneigung	$^\circ$	40	nach Turbine
$\Delta\eta_{\text{rL}}$	Verlust durch reale Ladung	–	41a	1/4 Monolith Katalysator
$\Delta\eta_{\text{uV}}$	Verlust durch unvollkommene Verbrennung	–	41b	1/2 Monolith Katalysator
$\Delta\eta_{\text{rV}}$	Verlust durch reale Verbrennung	–	42	nach Katalysator
$\Delta\eta_{\text{Ww}}$	Verlust durch Wandwärme	–	43	Entnahmestelle
$\Delta\eta_{\text{Leck}}$	Verlust durch Leckage	–	A	Austritt
$\Delta\eta_{\text{Lw}}$	Verlust durch Ladungswechsel	–	ab	abgeführt
$\Delta\eta$	Verlust durch Überströmvorgang	–	ATL	Abgasturbolader
$\Delta\eta_{\text{r}}$	Verlust durch mechanische Reibung	–	B	Brennstoff
ε	Verdichtungsverhältnis	–	BT	Bauteil
η	Wirkungsgrad	–	e	effektiv
η_e	effektiver Wirkungsgrad	–	E	Eintritt
η_i	indizierter Wirkungsgrad	–	exh	Abgas
η_{HD}	indizierter Wirkungsgrad der Hochdruckphase	–	G	Gemisch
η_{G}	Gütegrad	–	i	indiziert
κ	Isentropenexponent	–	L	Luft
λ	Luftverhältnis	–	m	mechanisch
λ_a	Luftaufwand	–	r	Reibung
μ	Massenanteil	kg/kg	st	stöchiometrisch
ν	Volumenanteil	m^3/m^3	th	theoretisch
ρ	Dichte	kg/m^3	v	vollkommen
ρ_{B}	Dichte des Brennstoffes	kg/m^3	zu	zugeführt
ρ_{G}	Dichte des Gemisches	kg/m^3		
ρ_{L}	Dichte der (Saug-)Luft	kg/m^3		
φ	Kurbelwinkel	$^\circ\text{KW}$		
Δ	Differenz zweier Größen			
			Abkürzungen	
			Abg	(im) Abgas
			ACT	Active Cylinder Technology
				Aktives Zylindermanagement
			AGR	Abgasrückführung
			AMA	Abgasmessanlage
			AÖ	Auslass öffnet
			AS	Auslass schließt
			ATL	Abgasturbolader
			C	Kohlenstoff
			CO	Kohlenmonoxid
			CO ₂	Kohlendioxid
			CH ₄	Methan
			CAN	Controller Area Network

COV	Coefficient of Variation (Variationskoeffizient)	THC	und Abgasturboaufladung Total hydrocarbons
CPC	Condensation Particle Counter (Kondensationspartikelzähler)	TSI	Ottomotor mit Direkteinspritzung und Abgasturboaufladung (VW AG)
ECU	Engine Control Unit (Motorsteuerung)	USB	Universal Serial Bus
EÖ	Einlass öffnet	UT	Unterer Totpunkt
ES	Einlass schließt	VCDS	Volkswagen AG COM Diagnose-System
EU	Europäische Union	VW	Volkswagen
FSN	Filter Smoke Number	WG	Wastegate
GUI	Grafic User Interface (Grafische Benutzeroberfläche)	WLTC	Worldwide harmonized Light Duty Test Cycle
H	Wasserstoff (Element)	WLTP	Worldwide harmonized Light Duty Test Procedure
H ₂	Wasserstoff (Molekül)	WT	Wärmetauscher
H ₂ O	Wasser	ZAS	Zylinderabschaltung
HC	Kohlenwasserstoff	ZB	Zylinderbetrieb
HCCI	Homogene Kompressionszündung	ZKG	Zylinderkurbelgehäuse
HD	Hochdruck	Zyl	Zylinder
IAGK	Integrierte Abgaskühlung	ZZP	Zündzeitpunkt
LL	Leerlauf		
LLK	Ladeluftkühler		
K	Konvertierungsrate		
KGH	Kurbelgehäuse		
KM	Kühlmittel		
korr	korrigiert		
KW	Kurbelwinkel		
MFB	Mass Fraction Burned (Umsetzungspunkt)		
MQB	Modularer Querbaukasten		
N	Stickstoff (Element)		
N ₂	Stickstoff (Molekül)		
NO	Stickstoffmonoxid		
NO ₂	Stickstoffdioxid		
NO _x	Stickoxid		
NEFZ	Neuer europäischer Fahrzyklus		
O	Sauerstoff (Element)		
O ₂	Sauerstoff (Molekül)		
OBD	On-Board-Diagnose		
OT	Oberer Totpunkt		
PM	Partikelmasse		
PN	Partikelanzahl		
Pt	Platin		
RDE	Real driving emissions		
ROZ	Research-Oktananzahl		
TDI	Dieselmotor mit Direkteinspritzung		

1 Einleitung

Im Zuge dieser Masterarbeit werden die thermodynamischen Eigenschaften des 1.4-Liter-TSI-Motors von Volkswagen (VW) untersucht. Der Ottomotor entstammt aus der aktuellen Motorbaureihe mit der internen Bezeichnung EA211. Die Entwicklung dieser Motorfamilie setzt gezielt auf das neue modulare Querbaukastensystem (MQB). Aufbauend auf der bewährten Motorbaureihe EA111 wurden die basierenden TSI-Motoren mit Direkteinspritzung und Turboaufladung durch eine umfangreiche Neukonstruktion durch die Baureihe EA211 ersetzt. Wesentliche Ziele im Lastenheft waren die Erreichung der neuen Euro-6-Abgasnorm und die Reduktion des Kraftstoffverbrauchs bzw. der CO₂-Emissionen. Eine attraktive Möglichkeit zur Verbrauchsabsenkung ist die Zylinderabschaltung (ZAS) im Teillastbetrieb. Volkswagen integrierte das aktive Zylindermanagement (ACT) erstmals in einem Vierzylinder-Reihenmotor. Dieses technische Raffinesse erlaubt es, in geeigneten Kennfeldbereichen die Zylinder 2 und 3 abzuschalten.

1.1 Herausforderungen in der Automobilbranche

Die stetige Verschärfung von Emissionsgrenzwerten weltweit führt zu einer konsequenten Weiterentwicklung von Otto- und Dieselmotoren. Lässt man das letzte Jahrzehnt nochmals Revue passieren, so wird man feststellen, dass erhebliche Fortschritte im Bereich Emissionen erzielt wurden. In immer kürzeren Zeitabschnitten werden die Grenzwerte für alle Schadstoffkomponenten weiter gesenkt werden. Aktuell steht die Einhaltung der zukünftigen CO₂-Gesetzgebung im Fokus der Automobilhersteller. Diese beinhaltet eine fortschreitende Reduktion des CO₂-Grenzwertes im Flottenmix für die Jahre 2015 und 2020. Der sehr ambitionierte und aktuell diskutierte CO₂-Zielwert für 2020 von 95 g/km entspricht umgerechnet einem Kraftstoffverbrauch für Ottomotoren von 4 Liter auf 100 Kilometer. Auch der ab 2015 einzuhaltende Grenzwert von 130 g/km erfordert gezielte Weiterentwicklung und Optimierung, um die CO₂-Emissionen der Fahrzeugflotte entsprechend den Zielvorgaben zu erreichen. Eine Übersicht über die aktuelle und zukünftige Emissions- und CO₂-Gesetzgebung der europäischen Union (EU) ist in Abbildung 1.1 ersichtlich [2].

Überdies hinweg entstehen zusätzliche Herausforderungen durch einen neuen Typprüfzyklus. Der aktuell geltende Testzyklus NEFZ (**N**euer **E**uropäischer **F**ahrzyklus) ermöglicht die reproduzierbare Erfassung von Emissionen und Kraftstoffverbrauch von Fahrzeugen im Rahmen des Zulassungsverfahrens. Die beschränkte Dynamik des NEFZ-

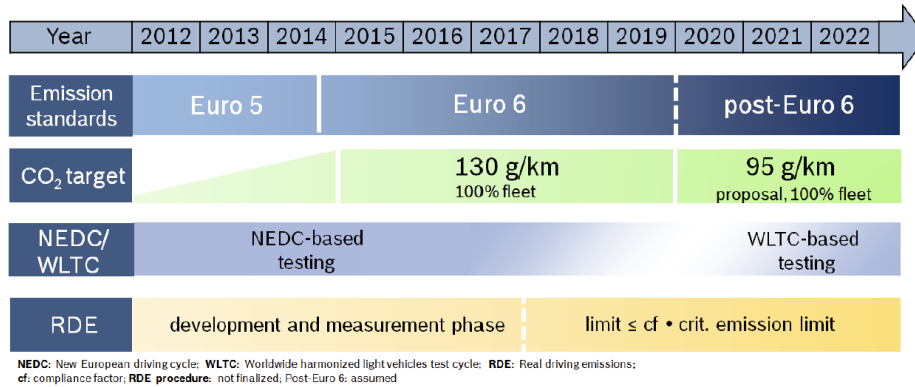


Abbildung 1.1: Übersicht Gesetzgebung EU [1]

Zyklus entspricht nur sehr bedingt einem realen Fahrprofil. Durch diese Tatsache lassen sich auch die sehr niedrigen Verbrauchsangaben der Automobilhersteller erklären. Diese entwickeln gezielt auf diesen Fahrzyklus, um im Zulassungsverfahren Bestwerte erzielen zu können. Der sehr umstrittene NEFZ-Zyklus soll zukünftig durch den neuen Testzyklus WLTC (**W**orldwide **h**armonized **L**ight **d**uty **T**est **C**ycle) ersetzt werden. Dieser weltweit harmonisierte Zyklus befindet sich momentan in der Definitionsphase. Demzufolge ist die endgültige Ausgestaltung des gesamten Testverfahrens WLTP (**W**orldwide **h**armonized **L**ight **d**uty **T**est **P**rocedure) aktuell noch in Diskussion. Aus heutiger Sicht wird eine Einführung zwischen 2017 und 2025 erwartet. Einen direkten Vergleich der Fahrzyklen zeigt Abbildung 1.2.

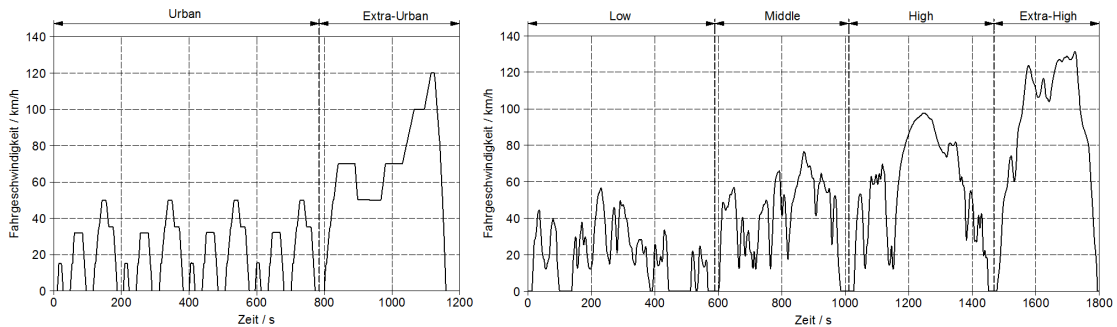


Abbildung 1.2: Vergleich NEDC und WLTC-Class-3-Zyklus Version 5 [2]

Simultan dazu wird über das zukünftige RDE-Testverfahren (**R**eal **D**riving **E**missions Test Procedure) diskutiert. Mithilfe dieses Tests wird die Schadstoffemission während des realen Fahrbetriebes ermittelt. Dies ermöglicht die Einflüsse des realen Fahrbetriebes und die unterschiedlichen Fahrercharakteristika stärker in die Ermittlung der Schadstoffemissionen miteinzubeziehen. Aktuell befindet sich das RDE-Testverfahren ebenfalls in der Definitionsphase. Mit einer Einführung wird erst ab 2017 in der Euro 6 Gesetzgebung gerechnet.

Die bevorstehenden Gesetzgebungen erfordern eine gezielte und nachhaltige Weiterentwicklung des konventionellen Verbrennungsmotors. Langfristig können die geforderten Grenzwerte nur mit einer gesamtheitlichen Optimierung eingehalten werden, [2].

1.2 Aktuelle Marktsituation

Die ambitionierten CO₂-Grenzwerte für die Jahre 2015 und 2020 erfordern eine gezielte Weiterentwicklung der Fahrzeuge. Die nachstehende Abbildung 1.3 stellt die aktuell erhältlichen Fahrzeuge in Europa mit deren CO₂-Emissionen dar. Dargestellt sind sowohl Fahrzeuge mit Otto- (rot) und Dieselmotoren (blau) in Abhängigkeit des Fahrzeuggewichts. Des Weiteren sind die zukünftigen Grenzwerte eingetragen. Berechnet wird die CO₂-Emissionen jedes Herstellers über die Neuzulassungen innerhalb eines Jahres in der EU. Eine genaue Definition über das Erreichen der Grenzwerte schreibt der Gesetzgeber nicht vor. Dies bedeutet, dass kleine und leichte Fahrzeuge einen CO₂-Mehrausstoß größerer und schwererer Fahrzeuge kompensieren dürfen.

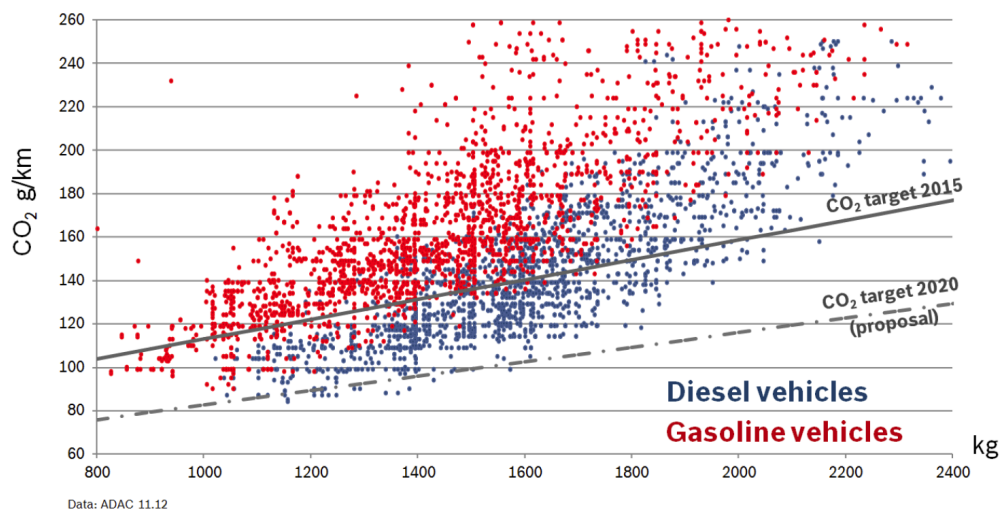
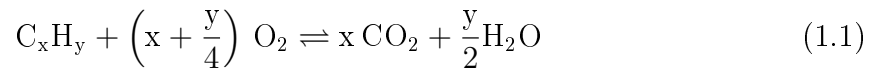


Abbildung 1.3: CO₂-Emissionen der in der EU angebotenen Fahrzeuge 2012 [1]

In den abgelaufenen Jahren lag der CO₂-Ausstoß der gesamten europäischen Fahrzeugflotte noch über dem für 2015 vorgeschriebenen Grenzwert. In Zahlen gefasst betrug die CO₂-Emission pro Fahrzeug im Jahr 2011 knapp über 136 g/km. Außerdem verdeutlicht die Abbildung, dass mit ansteigender Fahrzeugmasse das Einhalten der Grenzwerte zunehmend anspruchsvoller wird.

1.3 Wie konventionelle Verbrennungsmotoren noch sauberer werden

Vorab soll der Zusammenhang zwischen CO₂-Ausstoß und Kraftstoffverbrauch erläutert werden. Ein kurzer Exkurs in die Chemie soll zum besseren Verständnis beitragen. Ausgangspunkt der Betrachtungen ist die stöchiometrische Verbrennung von Kohlenwasserstoffen.



Die Reaktion wird üblicherweise auf 1 mol bzw. 1 kmol eines Edukts bezogen. Im Falle einer Verbrennung wird als Bezug 1 kmol Brennstoff gewählt. Daraus ergeben sich die stöchiometrischen Koeffizienten ν_i der Verbrennung.

$$\nu_{\text{CO}_2} = \frac{n_{\text{CO}_2}}{n_{\text{C}_x\text{H}_y}} \equiv x \quad (1.2)$$

Mithilfe der molaren Massen der beteiligten Reaktanten kann der Massenanteil für CO₂ bestimmt werden.

$$\mu_{\text{CO}_2} = \nu_{\text{CO}_2} \cdot \frac{M_{\text{CO}_2}}{M_{\text{C}_x\text{H}_y}} \quad (1.3)$$

Die volumetrischen Verbrauchsangaben können direkt in einen CO₂-Ausstoß umgerechnet werden.

$$\dot{m}_{\text{CO}_2} = \mu_{\text{CO}_2} \cdot \dot{V}_{\text{C}_x\text{H}_y} \cdot \rho_{\text{C}_x\text{H}_y} \quad (1.4)$$

Dieser kurze Abstecher soll lediglich nochmal den direkten Zusammenhang zwischen Kraftstoffverbrauch und CO₂-Ausstoß verdeutlichen. Die möglichen Stellhebel für eine Reduktion des Verbrauchs bzw. der CO₂-Emission sind vielfältig. Dabei wird es in Zukunft essentiell sein, das Fahrzeug als gesamtheitliches System zu betrachten.

1.3.1 Reduktion Fahrwiderstände

Einen wesentlichen Anteil zur Verbrauchsreduzierung von Fahrzeugen kann über die Verringerung der Fahrwiderstände bewerkstelligt werden. [3]

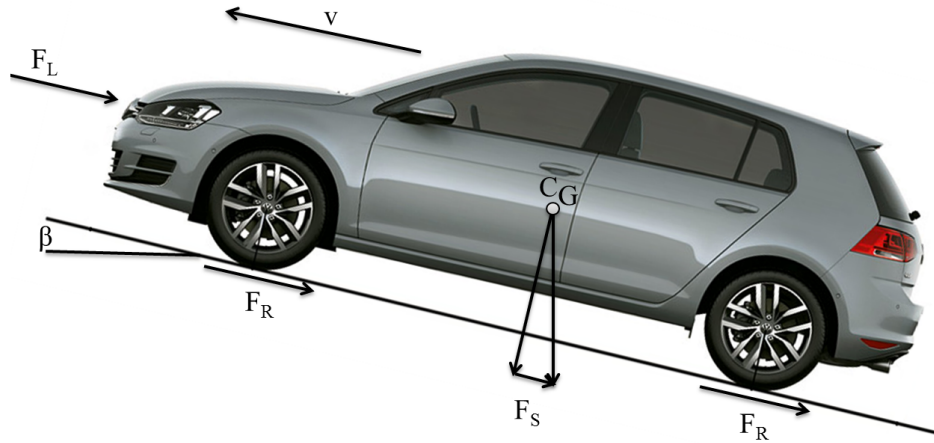


Abbildung 1.4: Fahrwiderstände

- Rollwiderstand F_R

Der Rollwiderstand wird durch visko-elastische Verformung im Reifen verursacht. In der Kontaktzone zwischen Reifen und Fahrbahn, dem sogenannten Latsch, wird der Reifen während eines Abrollvorgangs eingedrückt. Dabei dissipiert der Reifen Energie, welche als Verlustarbeit in Wärme umgewandelt wird. Hauptziel der Reifenentwicklung ist die Reduzierung des Rollwiderstandsbeiwertes a_R .

$$F_R = a_R \cdot m \cdot g \cdot \cos \beta \quad (1.5)$$

- Luftwiderstand F_L

Auf einen umströmten Körper wirken an der Oberfläche unterschiedliche Schubspannungen und Drücke (Normalspannungen). Werden diese Spannungen über die gesamte Oberfläche aufintegriert, so resultiert daraus der sogenannte Luftwiderstand.

$$F_L \approx \frac{1}{2} \cdot c_W \cdot \rho_L \cdot A_F \cdot v \cdot |v| \quad (1.6)$$

- Steigungswiderstand F_S

Der Steigungswiderstand entsteht beim Befahren von Steigungen. Dabei wird die potentielle Energie des Fahrzeuges erhöht. Im Falle eines Gefälles wird der Steigungswiderstand negativ.

$$F_S = m \cdot g \cdot \sin \beta \quad (1.7)$$

- Beschleunigungswiderstand F_B

Der Beschleunigungswiderstand bestimmt den Energie- bzw. Leistungsbedarf während des instationären Betriebs. Dieser Widerstand setzt sich aus einem translatorischen und rotatorischen Anteil zusammen.

$$F_B = \underbrace{\left(m + \frac{I_V + I_H}{r^2} \right)}_{\text{verallgemeinerte Masse}} \dot{v} \quad (1.8)$$

Die Massenträgheitsmomente $I_{V,H}$ werden jeweils auf die Achsen reduziert und beinhalten zudem auch die Anteile des Antriebsstrangs (Motor und Getriebe).

1.3.2 Alternative Kraftstoffe

Eine sehr attraktive Möglichkeit zur CO₂-Reduzierung bieten alternative Kraftstoffe. Neben Neufahrzeugen können auch Bestandsfahrzeuge damit betrieben werden. Als oberste Prämisse gilt die nachhaltige Erzeugung der Kraftstoffe. Die Ausgangsstoffe dürfen zu keiner Zeit in Konkurrenz zur Nahrungsmittelerzeugung stehen. Für eine objektive Gesamtbetrachtung muss die CO₂-Bilanz „von der Quelle zum Rad“ (Well-to-Wheel) analysiert werden. Durch eine genauere Untersuchung der CO₂-Emission in der gesamten Produktionskette können viele Kraftstoffe, die auf den ersten Blick als vielversprechend wirken, kritisch beurteilt werden. Die unten angeführten Beispiele von alternativen Kraftstoffen soll ausschließlich eine grobe Übersicht geben. Für eine weitere Vertiefung wird auf fachspezifische Literatur verwiesen.

- Wasserstoff
- Erdgas (Methan)
 - LPG – Liquefied Petroleum Gas
 - LNG – Liquefied Natural Gas
 - CNG – Compressed Natural Gas
- Bioethanol

- Synthetische Kraftstoffe
 - GTL – Gas To Liquid
 - CTL – Coal To Liquid
 - BTL – Biomass To Liquid

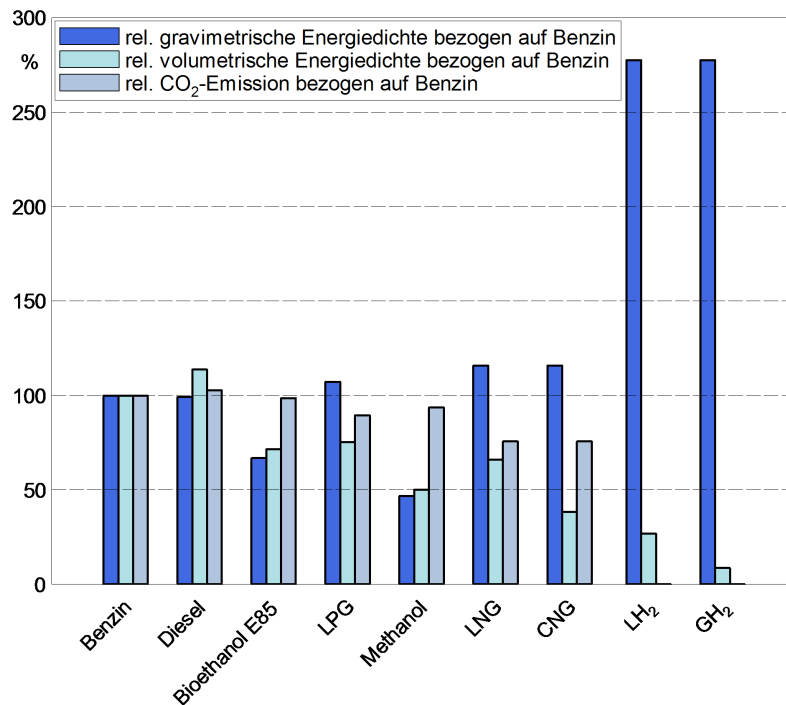


Abbildung 1.5: Vergleich diverser Kraftstoffe

Einen direkten Vergleich der diversen Kraftstoffe zeigt Abbildung 1.5. Als Bezugspunkt der Betrachtungen wurde Benzin gewählt. Dargestellt sind jeweils die relativen gravimetrischen und volumetrischen Energiedichten. Auffallend dabei ist die herausragende gravimetrische Energiedichte von Wasserstoff. Die niedrige Dichte führt dennoch zu einer bescheidenen volumetrischen Energiedichte. Der letzte Balken stellt die relative CO₂-Emission dar. Es sei an dieser Stelle angemerkt, dass in dieser Bilanz nur auf die bei der stöchiometrischen Verbrennung entstehenden Produkte eingegangen wurde. Bestwerte erzielen dabei alle alternativen Kraftstoffe, die ein geringeres Kohlenstoff-Wasserstoff-Verhältnis als Benzin aufweisen. Bei der Verbrennung von Wasserstoff wird kein CO₂ emittiert – es entsteht lediglich Wasser bzw. Wasserdampf.

1.3.3 Elektrifizierung

Vor einigen Jahren war die Euphorie im Bezug auf Elektromobilität als Mobilitätslösung der Zukunft groß - heute hat sich die Erkenntnis durchgesetzt - Elektrofahrzeuge benötigen noch Einiges an Entwicklungsbedarf, um konventionelle Verbrennungsmotoren langfristig ablösen zu können. Dennoch kann eine intelligente Elektrifizierung des konventionellen Antriebsstrangs zu einer weiteren Reduktion des Kraftstoffverbrauchs beitragen.

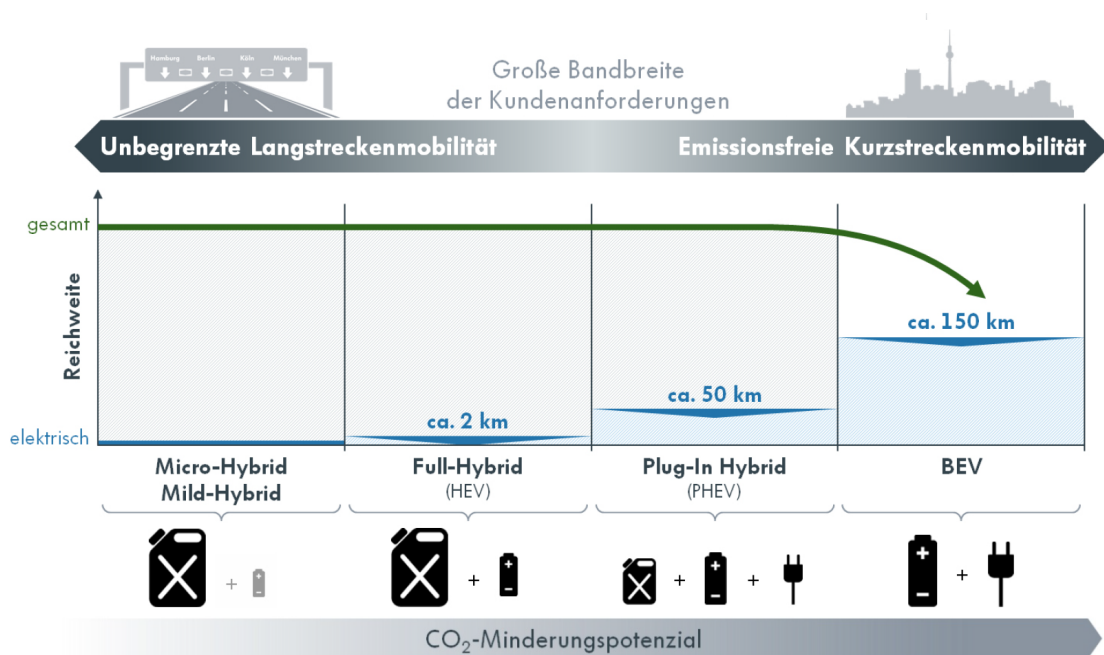


Abbildung 1.6: Anforderung diverser Elektrifizierungskonzepte und deren CO₂ - Minderungspotenzial [4]

Die diversen Elektrifizierungskonzepte (Abbildung 1.6) reichen von Micro- bzw. Mildhybride über Full-Hybride bis hinzu Plug-In-Hybride und reinen Elektrofahrzeugen. In Micro- bzw. Mildhybridfahrzeugen wird die Elektrifizierung hauptsächlich für die Integration eines Start-Stopp-Systems genutzt. Dabei wird der Verbrennungsmotor im Stillstand und während Verzögerungsphasen abgeschaltet. Vollhybride können dagegen kurze Strecken rein elektrisch fahren. Dieses Konzept bietet auch die Möglichkeit wirkungsgradungünstige Betriebspunkte des Verbrennungsmotors weitgehend zu vermeiden. Dank externer Lademöglichkeit des Hochvoltspeichers kann der Plug-In-Hybrid größere Strecken rein elektrisch zurücklegen. Alle Hybridvarianten können mehr oder weniger kinetische Energie während der Verzögerungsphasen rekuperieren. Dabei offerieren stärker elektrifizierte Antriebe ein höheres Potenzial zur Energierückgewinnung.

1.3.4 Wirkungsgradsteigerung Ottomotor

Der Ottomotor birgt nach wie vor sehr hohes Potential zur Wirkungsgradsteigerung. Kaum ein anderer Faktor beeinflusst die Effizienz von Motoren so stark wie das Brennverfahren. Dabei wird das Augenmerk auf die Steigerung des Wirkungsgrades im Bestpunkt, sowie über das gesamte Kennfeld gerichtet. Eine der Haupteinflussgrößen ist die Prozessführung der Verbrennung, die beispielsweise durch eine bessere Gemischaufbereitung und dem Verbrennungsablauf optimiert werden kann.

Ein weiterer Ansatz zur Effizienzsteigerung speziell bei Ottomotoren ist das Downsizing. Es geht in erster Linie darum, Teillastpunkte mit ungünstigen Wirkungsgraden mithilfe einer Betriebspunktverschiebung zu vermeiden. Modernes Downsizing stellt aufgrund der hohen spezifischen Leistungen eine große Anforderung an die Systeme und Komponenten dar. So gehören ein komplexes Aufladesystem sowie Direkteinspritzung auch beim Ottomotor quasi zum Standard. Die zunehmend höheren thermischen und mechanischen Belastungen müssen auch in der Werkstoffauswahl berücksichtigt werden.

Eine attraktive Möglichkeit um Wirkungsgrade zu erhöhen, ist die Reduzierung der Reibleistung der Aggregate. Dabei kann durch gezieltes Energie-/Thermomanagement der Nebenaggregate, wie zum Beispiel einer geregelten elektrischen Wasserpumpe, die Leistungsaufnahme im Kennfeld angepasst werden.

Als besondere technische Raffinesse zur Verbrauchsabsenkung soll an dieser Stelle die Zylinderabschaltung im Teillastbetrieb erwähnt werden. Im dafür geeigneten Kennfeldbereich wird die Betätigung der Ein- und Auslassventile, sowie die Kraftstoffzufuhr eingestellt. Die Wirkungsgradsteigerung wird zum einen durch den Wegfall der Ladungswechselperluste der abgeschalteten Zylinder und zum anderen durch die Entdrosselung der aktiven Zylinder erreicht. Eine exakte Beschreibung der Zylinderabschaltung folgt in den nachfolgenden Kapiteln.

Die folgende Aufzählung soll die wesentlichen Möglichkeiten einer Effizienzsteigerung nochmal kurz darstellen.

- **Downsizing**
 - Betrieb des Motors in der Teillast bei höheren Mitteldrücken
 - Leistungsdarstellung durch Aufladung
 - Gewichtseinsparung durch hohe Leistungsmassen
- **Anpassung Otto- an Dieselmotor**
 - Direkteinspritzung
 - Verringerung der Drosselverluste
 - * Downsizing

- * Ladungsschichtung
- * Variabler Ventiltrieb
- * Zylinderabschaltung
- Turboaufladung
- Verbrennung mit Selbstzündung
- **Brennverfahren**
 - Magerkonzept $\lambda > 1$
 - Miller-Zyklus
 - Hochdruck Abgasrückführung (HD-AGR)
 - Homogene Kompressionszündung (HCCI)
- **Verbesserung der thermodynamischen Prozessführung**
 - Brennraumgeometrie
 - Variabler Ventiltrieb
 - Gemischaufbereitung
 - Zylinderdrucksensoren
 - Regelmodelle zur Prozessführung
- **Energie-/Thermomanagement**
 - Start/Stopp-Betrieb
 - Schaltbare oder regelbare Nebenaggregate
 - Gezieltes Aufheizen auf Betriebstemperatur
 - Geregelter Betrieb im Temperaturbestpunkt
- **Tribologie**
 - Verringerung Reibleistung und Verschleiß
- **Konstruktion/Fertigung/Werkstoffe**
 - Leichtbaukonstruktion
 - Erhöhung Bauteilfestigkeit für höhere Betriebsdrücke
- **Getriebemanagement**
 - Downspeeding – lange Übersetzung zur Erhöhung des Mitteldrucks in der Teillast

Die folgenden Beispiele in Abbildung 1.7 zeigen zukünftige CO₂-Reduktionspotentiale für Ottomotoren in der Subkompakt- und Kompaktklasse, die im Wesentlichen auf die oben angeführten Maßnahmen zurückgreifen. Durch geeignete Kombinationen unterschiedlicher Maßnahmen können Ottomotoren in diesen Klassen zukünftig eine CO₂-Emission von unter 85 g/km bzw. 100 g/km erreichen.

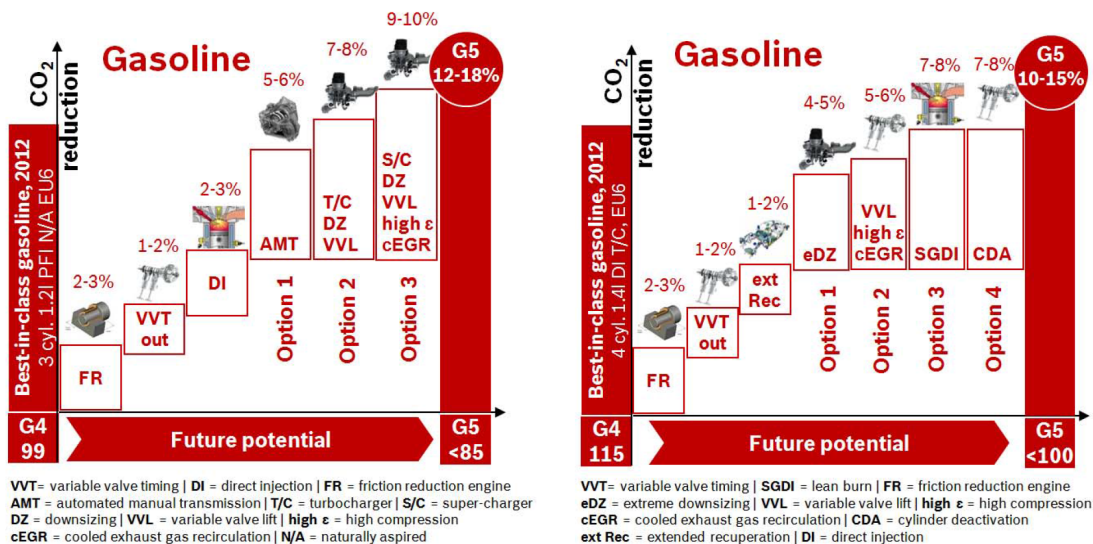


Abbildung 1.7: CO₂-Reduktionspotentiale Subkompakt-/Kompaktklasse [1]

Die kommenden CO₂-Emissionsziele für die Jahre 2015 und 2020 im Flottenmix erfordern einen ambitionierten technischen Fortschritt. Die Analyse aktueller und zukünftiger mobiler Antriebssysteme zeigt, dass die Hersteller angehalten sind, die Energieeffizienz ihrer Fahrzeugflotte nachhaltig zu verbessern.

1.4 Aufgabenstellung und Methodik

Ziel dieser Masterarbeit ist die Untersuchung der thermodynamischen Eigenschaften des VW 1.4-Liter-TSI-Ottomotor mit Zylinderabschaltung der Motorbaureihe EA211. Für die Untersuchung wurde ein VW Golf 7 angeschafft. Zuerst wurde der Motor aus dem Fahrzeug ausgebaut und anschließend mit ausreichend Messsensorik appliziert. Nachdem die Vorarbeiten abgeschlossen waren, wurde der Motor am Prüfstand aufgebaut. Da dieses Projekt ohne Herstellersupport durchgeführt werden musste, war es notwendig, eine Kabelbaumverlängerung vom Motor in der Prüfzelle zum Fahrzeug herzustellen. Nachdem die Aufbauarbeiten abgeschlossen waren, folgte ein kurzes Einlaufprogramm, um etwaige Fehler zu beseitigen. Anschließend wurde mit dem eigentlichen Messprogramm begonnen, welches in Kapitel 5 ausführlich erläutert wird. Abschließend wurden die gemessenen Daten ausgewertet und analysiert.

2 Allgemeiner Teil

Neben wesentlichen Kenngrößen soll der Leser in diesem Kapitel einen kurzen Einblick über Motorprozesse und mögliche Abstrahierungen von Vergleichsprozessen erhalten. Des Weiteren wird auf die Verlustanalyse von realen Arbeitsprozessen eingegangen. Dieser Abschnitt stellt lediglich ein kurzer Exkurs in den Bereich der Thermodynamik von Verbrennungskraftmaschinen dar. Der interessierte Leser sei an dieser Stelle angehalten weitere Informationen aus Fachliteratur zu beziehen, [5].

2.1 Kenngrößen und Kennwerte

Im Bereich der Verbrennungskraftmaschinen ist es üblich Kenngrößen als charakteristische Werte im Hinblick auf:

- Auslegung und Festlegung von Motorabmessungen
- Nachrechnung und Ermittlung der tatsächlichen Leistungen
- Beurteilung
- Vergleich

auszudrücken.

2.1.1 Mitteldruck und spezifische Arbeit

Der Mitteldruck ist eine wichtige Kenngröße im Bereich der Verbrennungskraftmaschinen. Dabei wird die über ein Arbeitsspiel abgegebene Arbeit auf das Hubvolumen bezogen. Diese spezifische Arbeit hat die Dimension eines Druckes und wird daher als Mitteldruck bezeichnet, [5].

$$p_n = \frac{W_n}{V_h} \quad (2.1)$$

Zwischen diversen Mitteldrücken p_i und spezifischen Arbeiten w_i besteht ein direkter Zusammenhang, der lediglich aus den unterschiedlichen Einheiten resultiert. In der Regel werden die Mitteldrücke in bar und die spezifischen Arbeiten in kJ/dm^3 angegeben.

$$1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa} = 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 10^5 \frac{\text{J}}{\text{m}^2} = 10^2 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3} = 10^{-1} \frac{\text{kJ}}{\text{dm}^3} \quad (2.2)$$

Daraus ergibt sich ein Verhältnis zwischen p_i und w_i von:

$$p_i = 10 w_i \quad (2.3)$$

Innerer (indizierter) Mitteldruck

Der innere bzw. indizierte Mitteldruck p_i definiert sich aus der vom Gas an den Kolben abgegebenen Arbeit pro Arbeitsspiel (Volumsänderungsarbeit)

$$W_i = \int p \, dV \quad (2.4)$$

bezogen auf das Hubvolumen des Motors, [5].

$$p_i = \frac{W_i}{V_h} \quad (2.5)$$

Effektiver Mitteldruck

Der effektive Mitteldruck p_e ergibt sich aus dem Quotienten der gemessenen Motorarbeit an der Kurbelwelle je Arbeitsspiel durch Hubvolumen, [5].

$$p_e = \frac{W_e}{V_h} \quad (2.6)$$

Reibungsmitteldruck

Aus der Differenz der zuvor bestimmten Mitteldrücke definiert sich der Reibungsmitteldruck p_r . Diese Kenngröße ist ein direktes Maß für die mechanischen Verluste eines Verbrennungsmotors, [5].

$$p_r = \frac{W_r}{V_h} \quad (2.7)$$

$$p_r = p_i - p_e \quad (2.8)$$

Die stetige Verringerung des Reibmitteldrucks ist ein zentrales Element jeder Motorentwicklung.

2.1.2 Leistung

Die indizierte Leistung errechnet sich bei einem Mehrzylindermotor wie folgt:

$$P_i = z n_A p_i V_h \quad (2.9)$$

Mit der Anzahl der Arbeitsspiele pro Zeit

$$n_A = i \cdot n \quad \text{mit} \quad i = \begin{cases} 0.5 & \text{für 4-Takt} \\ 1 & \text{für 2-Takt} \end{cases} \quad (2.10)$$

berechnet sich die indizierte Gesamtleistung:

$$P_i = i z n p_i V_h \quad (2.11)$$

Analog dazu erhält man die effektive Gesamtleistung, [5].

$$P_e = i z n p_e V_h \quad (2.12)$$

2.1.3 Drehmoment

Das Drehmoment kann direkt aus der Leistung berechnet werden.

$$P = M \cdot \omega \quad (2.13)$$

Prinzipbedingt benötigt der 4-Takt-Motor 720 °KW für ein Arbeitsspiel. Daraus resultiert die Anzahl der Arbeitsspiele i pro Zyklus von 0.5.

$$M = \frac{p \overbrace{z V_h}^{V_H}}{2 \pi} i \quad (2.14)$$

Je nach Index gilt diese Gleichung für das effektive Drehmoment M_e , indizierte Drehmoment M_i bzw. für das Reibmoment M_r , [5].

2.1.4 Wirkungsgrad

Eine essentielle Kenngröße für die Beurteilung bzw. Analyse von Verbrennungskraftmaschinen ist der Wirkungsgrad. Der Wirkungsgrad berechnet sich aus dem Quotienten von Nutzen zu Aufwand. Dabei stellt der Nutzen die indizierte bzw. effektive Motorleistung und der Aufwand die eingebrachte chemische Energie des Kraftstoffs dar.

$$\eta = \frac{W}{Q_B} = \frac{W}{m_B \cdot H_u} \quad \text{oder} \quad \eta = \frac{P}{\dot{Q}_B} = \frac{P}{\dot{m}_B \cdot H_u} \quad (2.15)$$

Damit folgt aus der obigen Definition:

$$\eta_i = \frac{P_i}{\dot{m}_B \cdot H_u} \quad (2.16)$$

$$\eta_e = \frac{P_e}{\dot{m}_B \cdot H_u} \quad (2.17)$$

$$\eta_m = \frac{\eta_e}{\eta_i} \quad (2.18)$$

Der mechanische Wirkungsgrad η_m errechnet sich aus dem Verhältnis von effektivem zu innerem Wirkungsgrad und stellt somit ein direktes Maß für die mechanischen Verluste eines Verbrennungsmotors dar, [5].

2.1.5 Spezifischer Kraftstoffverbrauch

In der Praxis wird für die Darstellung der Effizienz eines Motors häufig der spezifische Kraftstoffverbrauch ausgewertet. Dieser kann wiederum in einem inneren und effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauch angegeben werden, [5].

$$b_i = \frac{\dot{m}_B}{P_i} = \frac{1}{\eta_i \cdot H_u} \quad (2.19)$$

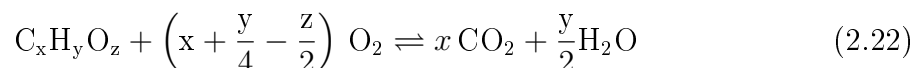
$$b_e = \frac{\dot{m}_B}{P_e} = \frac{1}{\eta_e \cdot H_u} \quad (2.20)$$

Werden die SI-Einheiten durch Übliche ersetzt, so ergibt sich draus folgende Zahlenwertgleichung:

$$b_e \left[\frac{\text{g}}{\text{kWh}} \right] = \frac{3.6 \cdot 10^6}{\eta_e [-] \cdot H_u \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]} \quad (2.21)$$

2.1.6 Luftbedarf und Luftverhältnis

Der stöchiometrische Sauerstoffbedarf $O_{2\text{st}}$ kann aus der chemischen Reaktion der Verbrennung von Kohlenwasserstoffen $C_xH_yO_z$ ermittelt werden, [5].



Daraus ergibt sich der stöchiometrische Sauerstoffbedarf:

$$O_{2\text{st}} = \left(x + \frac{y}{4} - \frac{z}{2} \right) \frac{\text{kmol } O_2}{\text{kmol B}} \quad (2.23)$$

Der stöchiometrische Luftbedarf L_{st} kann mithilfe der Zusammensetzung von Luft ($\text{N}_2:\text{O}_2=0.79:0.21$) aus dem Sauererdstoffbedarf berechnet werden.

$$L_{\text{st}} = \frac{1}{0.21} \text{O}_{2\text{st}} = 4.76 \text{O}_{2\text{st}} \quad (2.24)$$

Eine repräsentative Kenngröße für die Beschreibung der Verbrennung ist das Luftverhältnis λ . Im Allgemeinen weicht die tatsächlich zugeführte Luftmenge vom stöchiometrischen Luftbedarf ab. Dieser Umstand wird im Luftverhältnis λ zum Ausdruck gebracht.

$$\lambda = \frac{\text{O}_2}{\text{O}_{2\text{st}}} = \frac{L}{L_{\text{st}}} \quad (2.25)$$

Im Falle eines Luftverhältnisses $\lambda < 1$ kann bei der Verbrennung nicht mehr der gesamte Kraftstoff umgesetzt werden und man spricht von einer sogenannten unvollständigen Verbrennung.

Das Luftverhältnis kann auch über die zugeführte Brennstoffmasse berechnet werden.

$$\lambda = \frac{m_{\text{L}}}{L_{\text{st}} m_{\text{B}}} \quad (2.26)$$

Am Prüfstand wird meist eine Lambdasonde für die direkte Bestimmung verwendet.

2.1.7 Gemischheizwert

Neben dem Heizwert von Brennstoffen ist bei Verbrennungskraftmaschinen letztendlich die eingebrachte Brennstoffenergie in den Brennraum entscheidend. Dieser Umstand wird mithilfe des Gemischheizwertes H_{G} berücksichtigt. Als wesentliches Merkmal wird zwischen gemischansaugenden und luftansaugenden Motoren unterschieden. Dabei wird der Gemischheizwert auf 1m^3 Frischladung - bezogen auf den Außenzustand - bestimmt, [5].

Für gemischansaugende Motoren ergibt sich folgender Gemischheizwert:

$$H_{\text{G}} = \frac{H_{\text{u}} \rho_{\text{G}}}{\lambda L_{\text{st}} + 1} \quad (2.27)$$

Dieselbe Vorgehensweise führt bei luftansaugenden Motoren zu einem Gemischheizwert von:

$$\overline{H_{\text{G}}} = \frac{H_{\text{u}} \rho_{\text{L}}}{\lambda L_{\text{st}}} \quad (2.28)$$

2.1.8 Geometrische Kenngrößen

Als fundamentale geometrische Kenngröße wird hier das Verdichtungsverhältnis ε genannt. Sie bildet sich aus dem Quotienten von Zylindervolumen zu Kompressionsvolumen, [5].

$$\varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c} \quad (2.29)$$

2.2 Idealprozesse

2.2.1 Vereinfachter Vergleichsprozess

Der reale Motorprozess ist geprägt von diversen komplexen Vorgängen, die mitunter nur mit sehr hohem Aufwand analysiert werden können. Vereinfachte Vergleichsprozesse erleichtern die Beurteilung und treffen Annahmen über den Verbrennungsablauf, den Wärmeübergang, den Ladungswechsel und die Stoffgrößen. Die idealisierten Prozesse können durch diese Annahmen im pv -Diagramm bzw. Ts -Diagramm unkompliziert dargestellt und wichtige Kenndaten (Wirkungsgrad, Mitteldruck usw.) berechnet werden. Die Annahmen des vereinfachten Vergleichsprozesses werden nachfolgend kurz erläutert, [5]:

- Die Ladung ist ein ideales Gas mit konstanten Stoffgrößen (R, c_p, c_v, κ). In der Regel werden die Stoffgrößen von Luft bei mäßiger Temperatur angenommen. ($R = 287 \text{ J/kgK}$ und $\kappa = 1.4$)
 - Der Verbrennungsablauf folgt gegebener Gesetzmäßigkeiten (Gleichraum-, Gleichdruckprozess oder eine Kombination von beiden)
 - Reibungsfreiheit im Zylinder
 - Wärmedichte Wandungen
- } isentrope Kompression und Expansion
- Keine Strömungs- und Lässigkeitsverluste
 - Steuerzeiten in den Totpunkten

In den idealisierten Prozessen wird die Verbrennung durch eine Wärmezufuhr und der Ladungswechsel durch eine Wärmeabfuhr ersetzt. Daraus resultiert ein geschlossener Kreisprozess. Nachfolgend werden die wichtigsten Verbrennungsabläufe und deren Kenngrößen beschrieben.

Gleichraumprozess

Abbildung 2.1 zeigt das pv - und Ts - Diagramm des Gleichraumprozesses. Anschließend wird anhand der vorher beschriebenen Annahmen der thermodynamische Wirkungsgrad des Gleichraumprozesses $\eta_{th,v}$ bestimmt, [5].

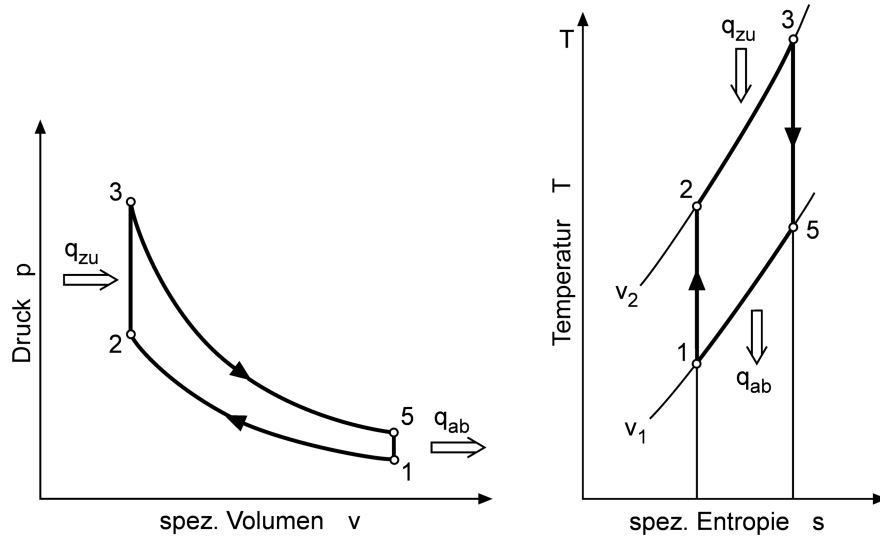


Abbildung 2.1: pv - und Ts - Diagramm des Gleichraumprozesses [5]

Für reversible Kreisprozesse gilt allgemein:

$$\eta_{th} = \frac{w_i}{q_{zu}} = \frac{q_{zu} - q_{ab}}{q_{zu}} = 1 - \frac{q_{ab}}{q_{zu}} \quad (2.30)$$

Darin ergibt sich

$$q_{ab} = c_v (T_5 - T_1) \quad (2.31)$$

und

$$q_{zu} = c_v (T_3 - T_2). \quad (2.32)$$

Aus der isentropen Kompression und Expansion erhält man:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{\kappa-1} = \varepsilon^{\kappa-1} \quad (2.33)$$

$$\frac{T_3}{T_5} = \left(\frac{v_5}{v_3} \right)^{\kappa-1} = \varepsilon^{\kappa-1} \quad (2.34)$$

Daraus resultiert mit diesen Beziehungen:

$$\eta_{th,v} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad (2.35)$$

Aus Gleichung 2.39 wird ersichtlich, dass der thermodynamische Wirkungsgrad des Gleichraumprozesses $\eta_{th,v}$ bei gegebenen Isentropenexponent κ lediglich vom Verdichtungsverhältnis ε abhängt. Die Temperaturabhängigkeit des Isentropenexponent κ bewirkt, dass mit zunehmender Temperatur des Arbeitsgases κ sinkt. Dadurch ist die Verschlechterung des Wirkungsgrades, wie aus Abbildung 2.2 ersichtlich ist, zu erklären.

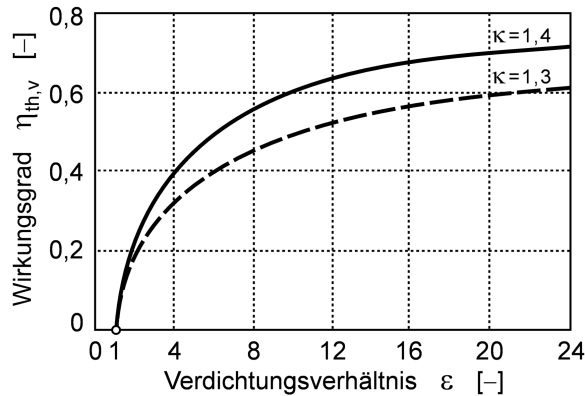


Abbildung 2.2: Thermodynamischer Wirkungsgrad des Gleichraumprozesses für unterschiedliches κ [5]

Gleichdruckprozess

Nachfolgend wird der thermodynamische Wirkungsgrad des Gleichdruckprozesses $\eta_{th,p}$ mithilfe des pv - und Ts - Diagramm aus Abbildung 2.3 berechnet, [5]. Die Gleichungen

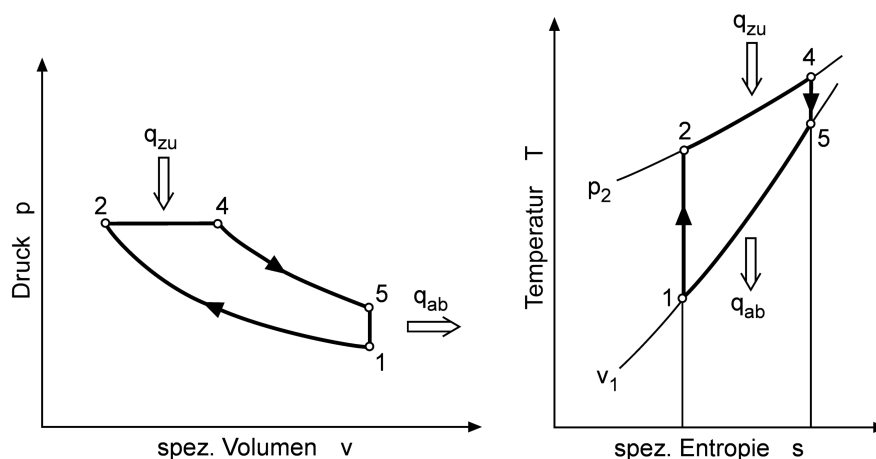


Abbildung 2.3: pv - und Ts - Diagramm des Gleichdruckprozesses [5]

aus 2.30, 2.31 und 2.33 gelten analog. Die zugeführte Wärme beträgt:

$$q_{zu} = c_p (T_4 - T_2) \quad (2.36)$$

Für die Gleichdruckverbrennung gilt:

$$\frac{T_4}{T_2} = \frac{v_4}{v_2} \quad (2.37)$$

Aus der Isentropengleichung folgt für die Expansion:

$$\frac{T_4}{T_5} = \left(\frac{v_5}{v_4} \right)^{\kappa-1} \quad (2.38)$$

Schlussendlich führt nach Einsetzen der Beziehungen der Wirkungsgrad des Gleichdruckprozesses zu:

$$\eta_{th,p} = 1 - \frac{1}{\kappa q^*} \left[\left(\frac{q^*}{\varepsilon^{\kappa-1}} + 1 \right)^\kappa - 1 \right] \quad (2.39)$$

Dabei stellt q^* die dimensionslose Wärmezufuhr dar.

$$q^* = \frac{q_{zu}}{c_p T_1} \quad (2.40)$$

Abbildung 2.4 veranschaulicht den Wirkungsgrad des Gleichdruckprozesses $\eta_{th,p}$. Dabei wird deutlich, dass das Wirkungsgradniveau niedriger ist als beim Gleichraumprozess. Der Wirkungsgrad verschlechtert sich bei niedrigem Verdichtungsverhältnis und hoher Wärmezufuhr zunehmend.

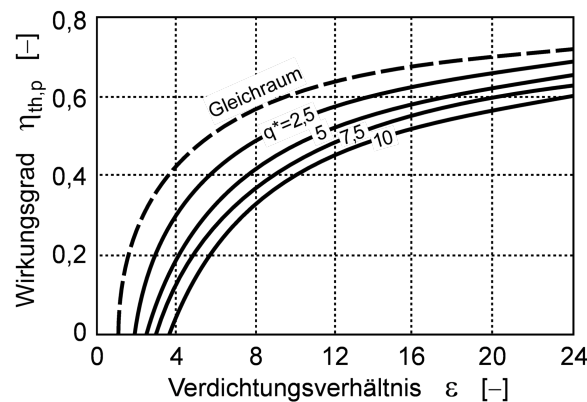


Abbildung 2.4: Thermodynamischer Wirkungsgrad des Gleichdruckprozesses für $\kappa = 1.4$ [5]

Kombinierter Gleichraum-Gleichdruck-Prozess (Seiliger-Prozess)

Der idealisierte Kreisprozess, der beide Sonderfälle Gleichraum- und Gleichdruckprozess beinhaltet, ist in Abbildung 2.5 ersichtlich, [5].

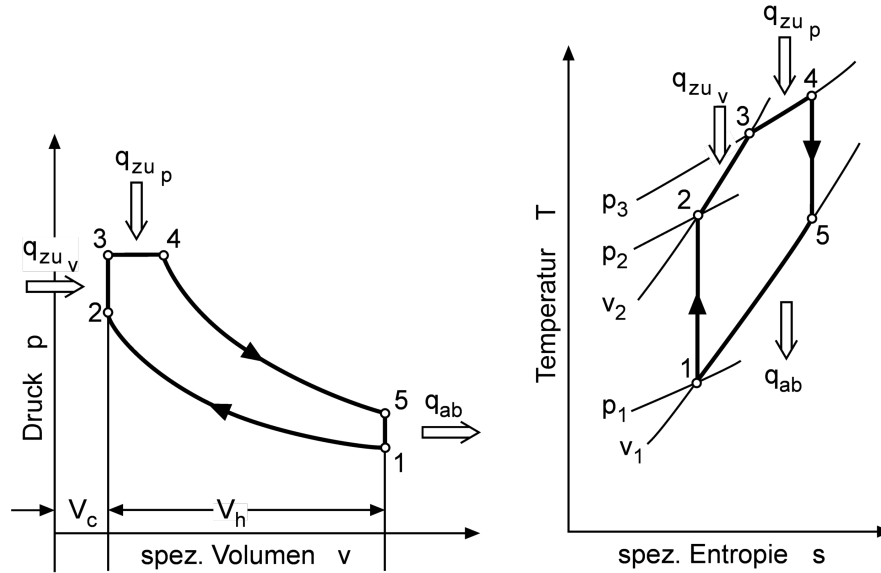


Abbildung 2.5: pv - und Ts - Diagramm des kombinierten Prozesses [5]

Die Verbrennung wird durch eine zweiteilige Wärmezufuhr idealisiert. Die eingebrachte Wärme ergibt sich aus:

$$q_{zu} = q_{23} + q_{34} \quad (2.41)$$

q_{23} entspricht der isochor zugeführten Wärme

$$q_{23} = c_v (T_3 - T_2) \quad (2.42)$$

und q_{34} der isobar eingebrachten Wärme

$$q_{34} = c_p (T_4 - T_3) . \quad (2.43)$$

Für die isochore Zustandsänderung von 2 nach 3 gilt

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{p_3}{p_2} \quad (2.44)$$

und für die isobare Zustandsänderung 3 nach 4

$$\frac{T_4}{T_3} = \frac{v_4}{v_3} \quad (2.45)$$

. Die Beziehungen der isentropen Kompression (Gleichung 2.33) und der isentropen Expansion (Gleichung 2.38) haben nach wie vor ihre Gültigkeit. Aus diesen Beziehungen wird der thermodynamische Wirkungsgrad des kombinierten Prozesses berechnet.

$$\eta_{th} = 1 - \frac{\left[q^* - \frac{1}{\kappa \varepsilon} \left(\frac{p_3}{p_1} - \varepsilon^\kappa \right) + \frac{p_3}{p_1 \varepsilon} \right]^\kappa \left(\frac{p_1}{p_3} \right)^{\kappa-1} - 1}{\kappa q^*} \quad (2.46)$$

Dabei ist der Wirkungsgrad abhängig vom Verdichtungsverhältnis ε , von der dimensionslosen Wärmezufuhr q^* (Gleichung 2.40) und dem Druckverhältnis p_3/p_1 . Die daraus resultierenden Abhängigkeiten zeigt Abbildung 2.6. Spitzenwerte hinsichtlich Wirkungsgrad werden durch ein hohes Verdichtungsverhältnis ε , einem hohen Spitzendruck p_3 und durch eine niedrige Wärmezufuhr q^* (hohes Luftverhältnis λ) erreicht.

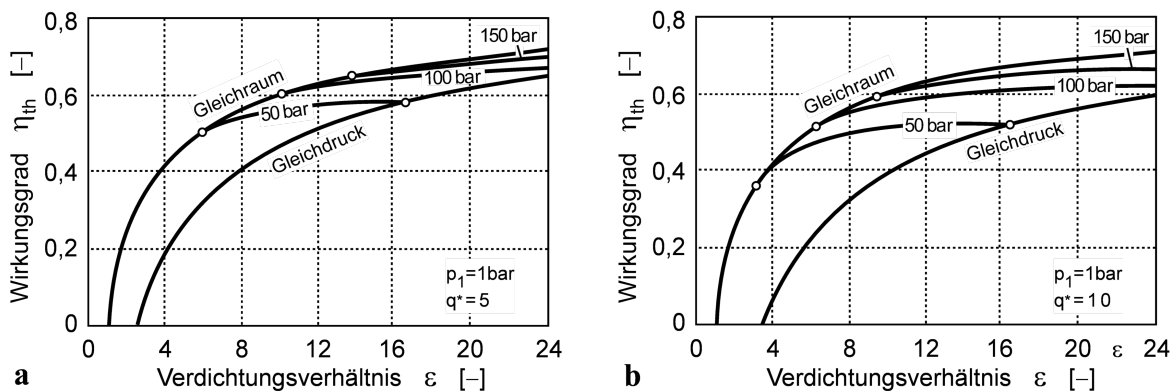


Abbildung 2.6: Thermodynamischer Wirkungsgrad des kombinierten Prozesses für $\kappa = 1.4$ und unterschiedlicher dimensionsloser Wärmezufuhr q^* [5]

2.2.2 Der vollkommene Motor

Der vollkommene Motor definiert sich nach DIN 1940 als „ein dem wirklichen Motor geometrisch gleicher Motor“. Die Eigenschaften des Idealprozesses, welche in der Norm festgehalten sind, werden anschließend aufgelistet, [5].

- geometrisch ident mit dem realen Motor
- vollkommene Füllung des Zylindervolumens im UT mit reiner Ladung (Luft oder Gemisch vom Zustand vor Einlass, Druck und Temperatur wie im Saugrohr ungedrosselt und nach einem etwaigen Verdichter, kein Restgas)
- gleiches Luftverhältnis wie der wirkliche Motor
- unvollständige Verbrennung bis zum chemischen Gleichgewicht

- idealer Verbrennungsablauf nach vorgegebenen Gesetzmäßigkeiten (Gleichraum-, Gleichdruckverbrennung oder eine Kombination von beiden)
 - keine Reibungskräfte im Arbeitsgas
 - wärmedichte Wandungen
 - keine Lässigkeitsverluste
- } isentrope Kompression und Expansion
- idealer Ladungswechsel im UT (isochorer Austausch der Verbrennungsgase gegen reine Ladung) bzw. ideale Ladungswechselschleife bei aufgeladenen Motoren
 - die Ladung wird als Gemisch idealer Gase unter Berücksichtigung der Temperaturabhängigkeit der kalorischen Stoffgrößen angenommen

Um die Temperaturabhängigkeit der kalorischen Stoffgrößen des Arbeitsgases berücksichtigen zu können, muss die Änderung der Gaszusammensetzung durch die Verbrennung beschrieben werden. Dabei ist die Dissoziation aufgrund des chemischen Gleichgewichts in manchen Bereichen miteinzubeziehen. Dadurch wird eine analytische Lösung unmöglich und die Berechnung muss, anstatt dessen, numerisch durchgeführt werden. Zusätzlich wird zwischen luftansaugenden bzw. gemischansaugenden Motoren unterschieden.

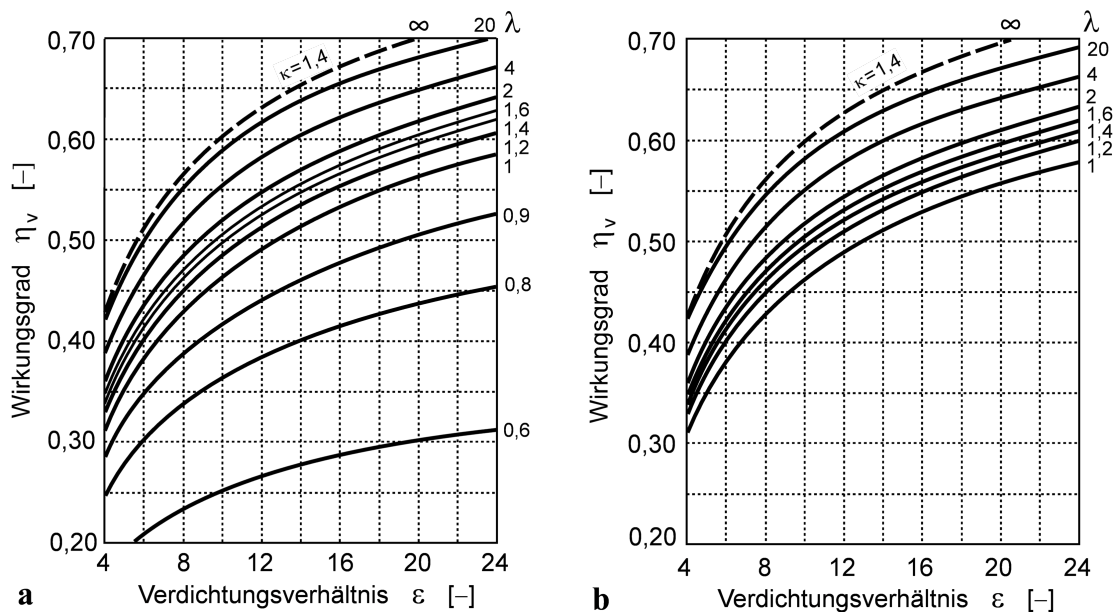


Abbildung 2.7: Wirkungsgrade des vollkommenen Motors: **a** Gleichraumverbrennung gemischansaugend, **b** Gleichraumverbrennung luftansaugend [5]

2.2.3 Der aufgeladene vollkommene Motor

Die Aufladung bewirkt, dass mehr Luft oder Gemisch in den Zylinder eingebracht werden kann. Dadurch kann mehr Kraftstoff zugeführt werden und daraus resultiert wiederum ein höherer Mitteldruck. Demzufolge wird die Aufladung hauptsächlich für die Generierung von Drehmoment und Leistung eingesetzt. Es bestehen mehrere Möglichkeiten einen Motor aufzuladen. Die gängigsten Varianten sind zum einen die mechanische Aufladung und zum anderen die Abgasturboaufladung. Anschließend wird exemplarisch die Variante Abgasturboaufladung inklusive Ladeluftkühlung beschrieben (Abbildung 2.8).

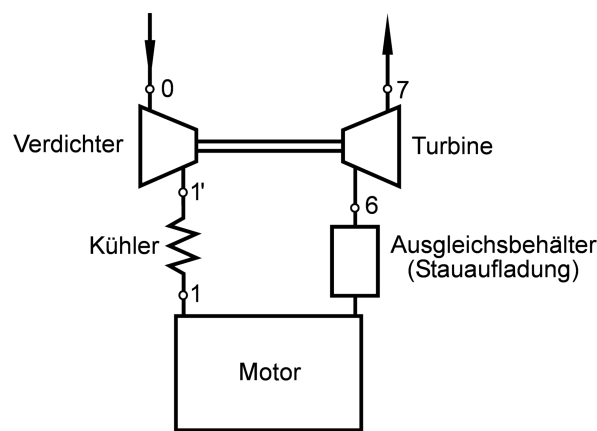


Abbildung 2.8: Schema der Abgasturboaufladung inklusive Ladeluftkühlung [5]

Die Abgasturboaufladung stellt heute die häufigste Form der Aufladung dar. In diesem Aufbau sitzen Turbine und Verdichter auf einer Welle. Dabei wird ein Teil der Abgasenergie mithilfe der Turbine in Arbeit umgewandelt, welche wiederum für den Antrieb des Verdichters genutzt wird. Als Kennzahl für die Aufladung wurde der Aufladegrad a eingeführt. Dieser beschreibt die Erhöhung der Ladungsdichte und ist deshalb, bei gleichbleibendem Luftverhältnis λ und Wirkungsgrad, gleichbedeutend mit der Steigerung des Mitteldrucks und des Drehmoments.

$$a = \frac{\rho_1}{\rho_0} = \frac{v_0}{v_1} \quad \text{Index} \begin{cases} 0 & \text{Außenzustand} \\ 1 & \text{Zustand vor Einlassventil} \end{cases} \quad (2.47)$$

Die Abbildung 2.9 zeigt das pv - und Ts -Diagramm für eine Abgasturboaufladung mit Rückkühlung. Die positive Ladungswechselschleife, die im pv -Diagramm erkennbar ist, stellt im idealisierten Prozess einen echten Gewinn dar. Abschließend wird der Einfluss des Aufladegrades a auf den Wirkungsgrad für unterschiedliche Verbrennungsabläufe in Abbildung 2.10 dargestellt. Für weitere Informationen und Erklärungen wird an dieser Stelle auf vertiefende Fachliteratur verwiesen, [5].

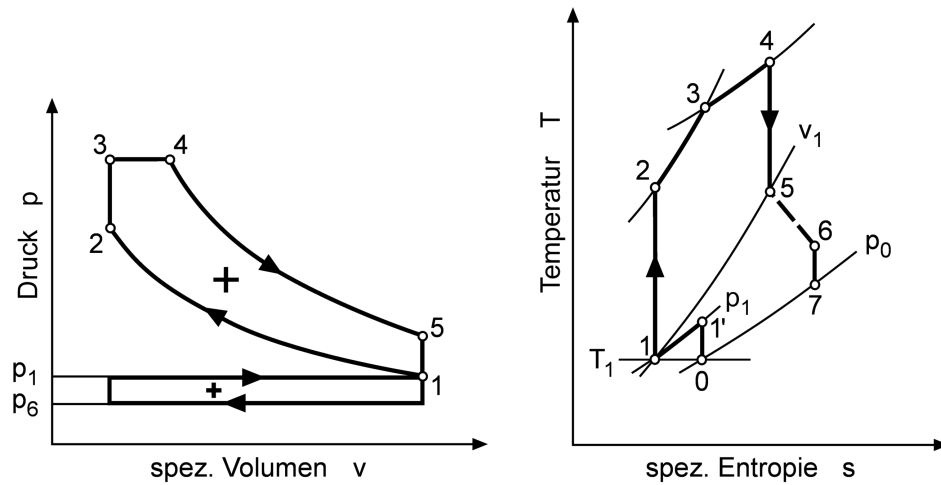


Abbildung 2.9: pv - und Ts - Diagramm der Abgasturboaufladung mit Rückkühlung [5]

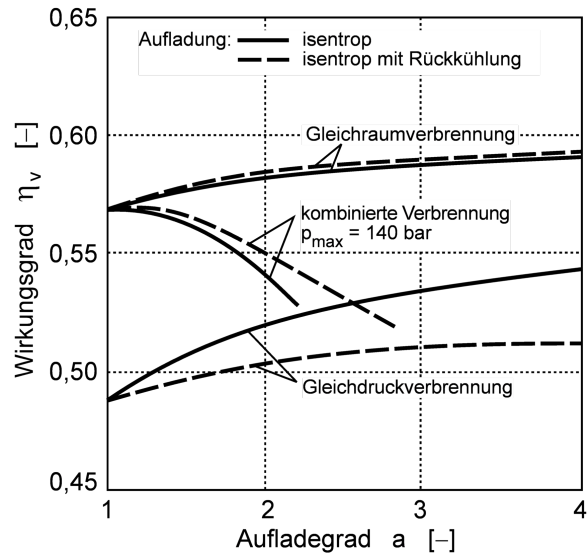


Abbildung 2.10: Einfluss des Aufladegrads auf den Wirkungsgrad des vollkommenen Motors mit $\varepsilon = 16$ und $\lambda = 1.6$ [5]

2.3 Realer Motorprozess

Der reale Motorprozess unterliegt einer Vielzahl von komplexen Prozessen, die für eine exakte Berechnung alle beschrieben werden müssen. Für die Beurteilung des Arbeitsprozesses können mithilfe des 1. Hauptsatzes der Thermodynamik Energiebilanzen für diverse Systemgrenzen angesetzt werden. Dabei können die Systemgrenzen für den gesamten Motor oder Teilbereiche wie Brennraum, Turbolader usw. festgelegt werden. Des weiteren kann dank dieser Untersuchungen eine detaillierte Auflistung und Quan-

tifizierung theoretisch vermeidbarer Einzelverluste durchgeführt werden. Diese sogenannte Verlustanalyse zeigt Schwächen und Stärken des Arbeitsprozesses auf und bietet daher eine ausgezeichnete Möglichkeit Verbesserungspotentiale für Teilbereiche der Prozessführung zu pointieren, [5].

2.3.1 Energiebilanz des gesamten Motors

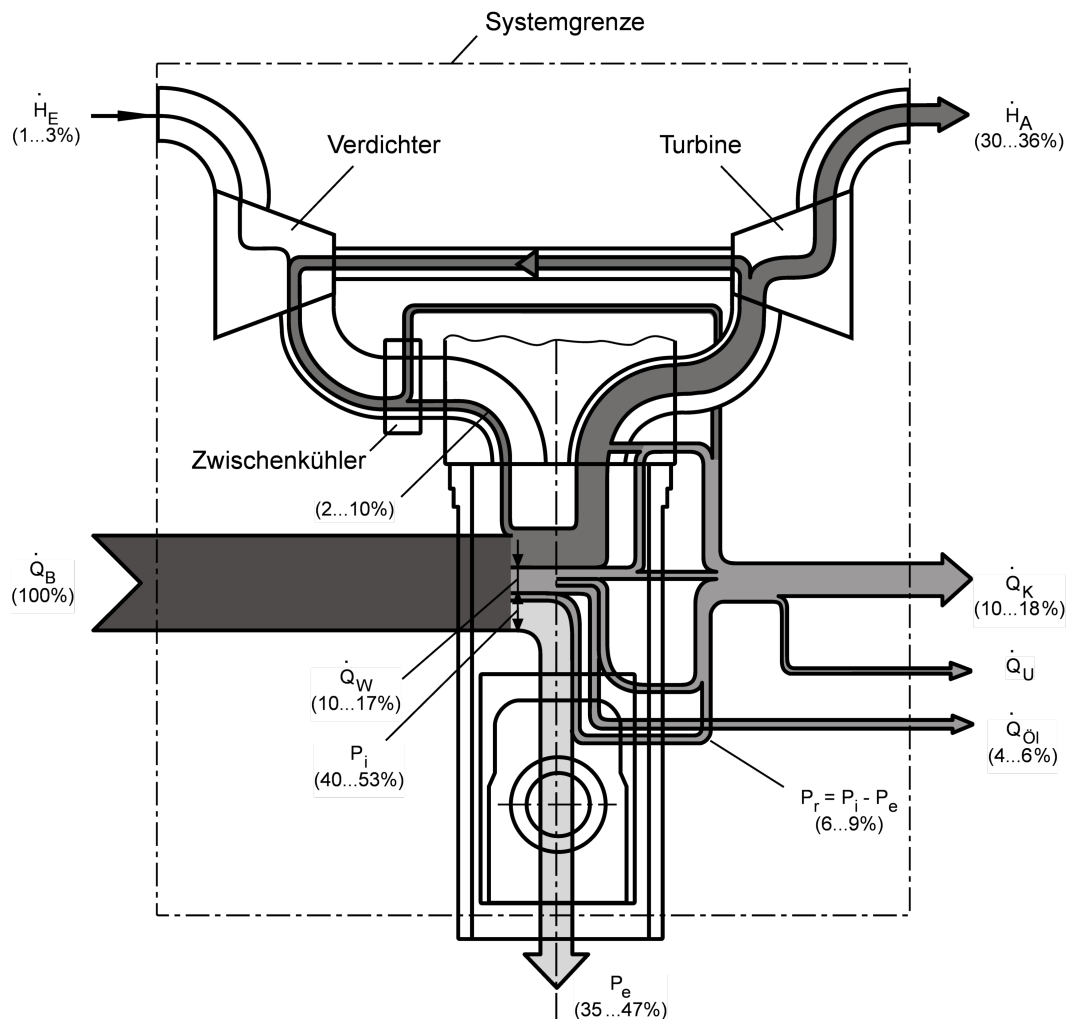


Abbildung 2.11: Energieflussdiagramm für einen aufgeladenen Motor [5]

Wird der Motor aus thermodynamischer Sicht als stationär offenes System betrachtet, so setzen sich die über das System eingebrachten Energien aus dem Kraftstoffenergiestrom \dot{Q}_B und dem Enthalpiestrom der zugeführten Luft \dot{H}_E (Abbildung 2.11) zusammen. Im dargestellten Fall eines aufgeladenen Motors wird ungefähr ein Drittel bis knapp die Hälfte der zugeführten Kraftstoffenergie in Nutzleistung P_e umgesetzt.

Ein weiteres Drittel wird als Abgasenthalpie \dot{H}_A über das System abgegeben. Die restlichen Anteile werden als Wärme über das Kühlmedium \dot{Q}_K , den Ölkreislauf $\dot{Q}_{Öl}$ und Konvektion bzw. Strahlung \dot{Q}_U an die Umgebung abgeführt. Daraus resultiert folgende Bilanz, [5]:

$$\dot{Q}_B = P_e + (\dot{H}_A - \dot{H}_E) + \dot{Q}_{ab} \quad (2.48)$$

2.3.2 Energiebilanz des Brennraums

Der Brennraum stellt ein instationäres offenes System dar, welches unter Verwendung des 1.Hauptsatzes der Thermodynamik beschrieben werden kann. In diesem System sind alle Größen zeitlich und örtlich stark veränderlich. Das Arbeitsspiel ist von komplexen Prozessen geprägt, welche sich in Stofftransport, Energietransport und Änderung der im System gespeicherten inneren Energien grob einteilen lassen. In Abbildung 2.12 ist das System Brennraum dargestellt. Weiters gelten für das System Brennraum

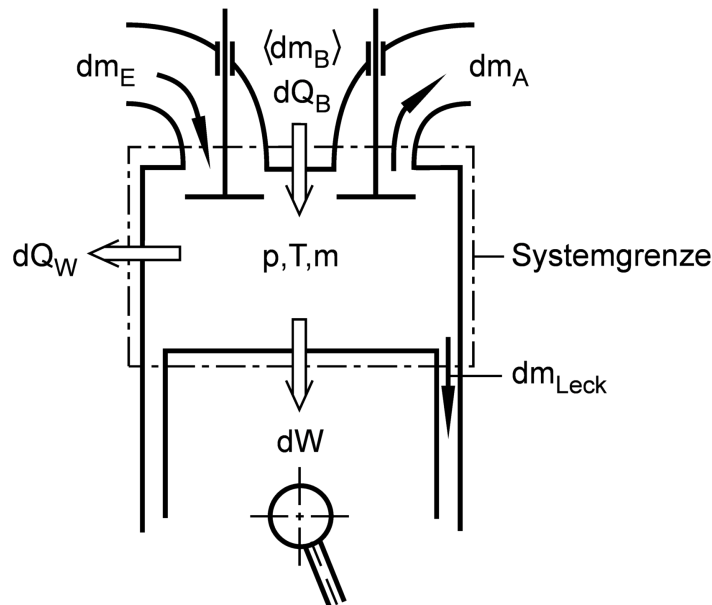


Abbildung 2.12: System Brennraum [5]

die Erhaltungssätze für Masse, Energie und Impuls sowie die thermische Zustandsgleichung für das Arbeitsgas. Für die beschriebene nulldimensionale Betrachtung werden folgende Annahmen getroffen, [5]:

- Das System Brennraum wird als eine homogene Zone betrachtet. Dies ermöglicht, dass alle Größen innerhalb der Zone auf ihre Zeit- bzw. Kurbelwinkelabhängigkeit reduziert werden können.
- Das Arbeitsgas setzt sich aus einem Gemisch idealer Gase zusammen, welches zu jedem Zeitpunkt vollständig durchmischt ist.

- Reibungskräfte im Arbeitsgas werden vernachlässigt.
- Durch geschickte Wahl der Systemgrenze müssen äußere Energien nicht berücksichtigt werden.
- Die Verbrennung an sich wird durch eine Wärmezufuhr ersetzt. Diese berechnet sich aus der eingebrachten Brennstoffwärme dQ_B . In der Regel werden Kraftstoffaufbereitung, Verdampfung und Zündverzug nicht berücksichtigt.

Durch diese Annahmen folgt aus dem 1.Hauptsatz der Thermodynamik für das stationär offene System Brennraum die Energiebilanz:

$$-\frac{pdV}{d\varphi} + \frac{dQ_B}{d\varphi} - \frac{dQ_W}{d\varphi} + h_E \frac{m_E}{d\varphi} - h_A \frac{m_A}{d\varphi} - h_A \frac{m_{\text{Leck}}}{d\varphi} = \frac{dU}{d\varphi} \quad (2.49)$$

Um eine Aussage über den Arbeitsprozess treffen zu können, werden weitere Daten benötigt:

- **Programmsteuerdaten** für die Festlegung des Rechnungsablaufs
- **Umgebungsbedingungen** am Prüfstand
- **Motordaten:** Hub, Bohrung, Pleuellänge, Verdichtungsverhältnis, Steuerzeiten, Schränkung, Desaxierung, ...
- **Kraftstoffdaten:** Heizwert, stöchiometrischer Luftbedarf, Verdampfungswärme, Kraftstoffanalyse
- **kurbelwinkelabhängige Daten:** indizierter Druckverlauf im Zylinder für die Brennverlaufsbestimmung, Verlauf der Gegendrücke im Ein- und Auslass für die Ladungswechselrechnung, ...
- **stationäre Prüfstandsdaten:** Drehzahl und Last, mittlere Drücke und Temperaturen, zugeführte Kraftstoffmenge, Blow-by Messwerte, Abgasanalyse vor Katalysator, Durchflüsse, ...

Für die Bestimmung des Brennverlaufs wird nur der Hochdruckteil des Arbeitsprozesses betrachtet. Dabei vereinfacht sich Gleichung 2.49 zu :

$$\frac{dQ_H}{d\varphi} = \frac{dQ_B}{d\varphi} - \frac{dQ_W}{d\varphi} = \frac{dU}{d\varphi} + \frac{pdV}{d\varphi} + h_A \frac{m_{\text{Leck}}}{d\varphi} \quad (2.50)$$

Die linke Seite der Gleichung 2.50 beschreibt den gesamten Wärmetransport über die Systemgrenze. Dabei bildet die Summe aus Brennverlauf $dQ_B/d\varphi$ und Verlauf des örtlich mittleren Wandwärmestroms $dQ_W/d\varphi$ den sogenannten Heizverlauf $dQ_H/d\varphi$. Dieser kann mithilfe der Druckindizierung und der Motorprozessrechnung bestimmt werden. Um eine Aussage über den Brennverlauf treffen zu können, müssen Annahmen über den Wandwärmestrom getroffen werden. Diverse Ansätze für die Bestimmung von $dQ_W/d\varphi$ können aus Fachliteraturen entnommen werden, [5].

2.3.3 Wirkungsgrade und Verlustanalyse des realen Motorprozesses

Der Wirkungsgrad stellt eine essentielle Kenngröße für die Beurteilung eines jeden Motors dar und beschreibt, wie viel Energie schlussendlich aus der Brennstoffwärme in Nutzarbeit umgewandelt werden kann. Die Verlustanalyse dient zur detaillierten Betrachtung der verschiedenen Verlustanteile des realen Motors. Außerdem gibt eine Verlustanalyse Aussage über mögliche Verbesserungspotentiale. An dieser Stelle sei ausdrücklich darauf hingewiesen, dass es sich bei einer Verlustanalyse um Wirkungsgradifferenzen handelt. Das bedeutet, dass Arbeitsdifferenzen auf die zugeführte Brennstoffwärme bezogen werden.

Ausgangspunkt der Betrachtungen ist der Wirkungsgrad des vollkommenen Motors η_V . Dieser beschreibt den Idealprozess und berechnet sich numerisch aus der abgeführten Volumsänderungsarbeit W_V und der zugeführten Brennstoffenergie Q_{BV} .

$$\eta_V = \frac{W_V}{Q_{BV}} \quad (2.51)$$

Der indizierte Wirkungsgrad des realen Motors η_i berechnet sich aus der Volumsänderungsarbeit W_i , die während eines Arbeitsspiels an den Kolben abgegeben wird und der zugeführten Brennstoffwärme Q_B .

$$\eta_i = \frac{W_i}{Q_B} = \frac{\int p dV}{Q_B} \quad (2.52)$$

Für die Beurteilbarkeit des realen Motors im Vergleich zum ideal vollkommenen Motor wurde der Gütegrad η_g nach DIN 1940 eingeführt. Diese Kenngröße beschreibt inwieweit sich der reale dem idealen Prozess annähert.

$$\eta_g = \frac{\eta_i}{\eta_V} \quad (2.53)$$

Dabei umfasst der Gütegrad alle auftretenden Verluste des realen Motors. In der Verlustanalyse ist es üblich den gesamten Verlust in Reihe von Einzelverlusten zu gliedern. Dies ermöglicht eine bessere Beurteilbarkeit zu den einzelnen Teilbereichen der Prozessführung.

$$\eta_i = \eta_V - \Delta\eta_g \quad (2.54)$$

$$\Delta\eta_g = \Delta\eta_{rL} + \Delta\eta_{uV} + \Delta\eta_{rV} + \Delta\eta_{Ww} + \Delta\eta_{Leck} + \Delta\eta_{\ddot{u}} + \Delta\eta_{LW} \quad (2.55)$$

Unterschieden werden Verluste durch:

- reale Ladung $\Delta\eta_{rL}$
- unvollkommene Verbrennung $\Delta\eta_{uV}$

- realen Verbrennungsablauf $\Delta\eta_{rV}$
- Wärmeübergang an die Brennraumwände $\Delta\eta_{Ww}$
- Leckage $\Delta\eta_{Leck}$
- Überströmen zwischen Haupt- und Nebenbrennraum bei Kammermotoren $\Delta\eta_{\ddot{u}}$
- realen Ladungswechsel $\Delta\eta_{LW}$

Durch die komplexen Beziehungen bzw. Abhängigkeiten untereinander ist es problematisch, die einzelnen Verluste exakt quantitativ zu beschreiben. Aus diesem Grund legt die Verlustanalyse besonderes Augenmerk auf die Reihenfolge für die Bestimmung der einzelnen Verluste. Für die Berechnung wird wiederholt eine Motorprozessrechnung mit veränderten Parametern durchgeführt. Schlussendlich erhält man die separaten Verluste aus den Wirkungsgraddifferenzen der diversen Motorprozessrechnungen. Die Verlustanalyse stellt höchste Anforderungen an die Messtechnik, um die oft minimalen Abweichungen reproduzierbar erfassen zu können, [5].

Einfluss durch reale Ladung

Im Idealprozess des vollkommenen Motors erfolgt definitionsgemäß die Füllung des gesamten Zylindervolumens in UT vollständig mit reiner Frischladung. Als Bezugspunkt wird der Zustand vor dem Einlassventil angenommen. Die folgende Abbildung 2.13 zeigt ein pV -Diagramm mit den Kompressionslinien des vollkommenen Motors und des realen Motors. Der Zustand der realen Ladung wird von mehreren Faktoren beeinflusst.

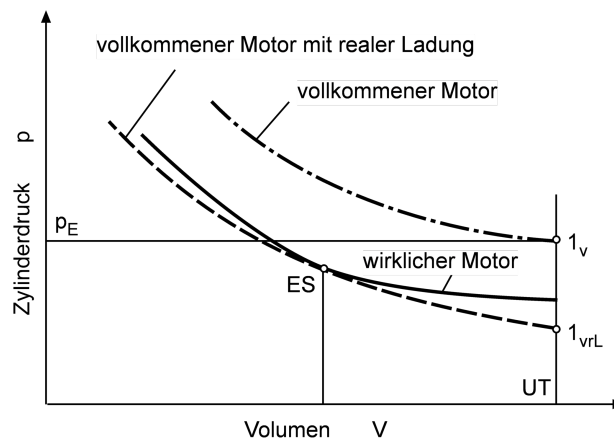


Abbildung 2.13: Kompressionslinien des vollkommenen Motors und des realen Motors [5]

Zum einen sind diese Drosselverluste im Einlass hervorgerufen durch Strömungsverluste am Ventil, Erzeugung von Ladungsbewegung zur besseren Gemischbildung oder die Teillastregelung des Ottomotors. Zum anderen wird die Masse und der Zustand in

UT von der Erwärmung und einer inneren oder äußeren Abgasrückführung beeinflusst. Der Einfluss durch die verschiedenen Parameter kann sich positiv oder negativ auf die reale Ladung auswirken. Letztendlich kann der Einfluss der realen Ladung durch die veränderten Stoffeigenschaften des Arbeitsgases erklärt werden.

Der Einfluss durch die reale Ladung $\Delta\eta_{rL}$ wird über die Differenz der Wirkungsgrade des vollkommenen Motors mit idealer Ladung und des vollkommenen Motors mit realer Ladung bestimmt.

$$\Delta\eta_{rL} = \eta_V - \eta_{rL} = \frac{W_V}{Q_{Bv}} - \frac{W_{rL}}{Q_B} \quad (2.56)$$

Die beiden Prozesse werden mit unterschiedlichen Brennstoffmengen geführt. Dies resultiert aus der größeren Ladungsmasse des vollkommenen Motors, welche bei konstantem Luftverhältnis λ direkt zu einer größeren Brennstoffmenge führt, [5].

Verlust durch unvollkommene Verbrennung

Im realen Prozess erfolgt die Umsetzung des Luft-Kraftstoffgemisches nicht vollständig. Das chemische Gleichgewicht der Verbrennung wird nicht erreicht, wodurch es zu den sogenannten Umsetzungsverlusten kommt. Der Verlust der unvollkommenen Verbrennung $\Delta\eta_{uV}$ berechnet sich aus der Differenz der Wirkungsgrade des vollkommenen Motors mit realer Ladung und eines Vergleichsprozesses, indem die unvollkommene Verbrennung berücksichtigt wird.

$$\Delta\eta_{uV} = \eta_{rL} - \eta_{uV} = \frac{W_{rL} - W_{uV}}{Q_B} \quad (2.57)$$

Die Umsetzungsverluste können mithilfe einer Abgasanalyse vor Katalysator bestimmt werden. Gewöhnlich liegt der Verlust durch unvollkommene Verbrennung unter 1 %, [5].

Verlust durch realen Verbrennungsablauf

Der Verbrennungsablauf des Idealprozesses folgt der Gleichraumverbrennung. Dies bedeutet, dass die gesamte Energiezufuhr in unendlich kurzer Zeit in OT erfolgen muss. Der reale Verbrennungsablauf benötigt allerdings erheblich mehr Zeit und deshalb wird ein Großteil der eingebrachten Energie erst nach OT umgesetzt. Je weiter sich der Kolben von OT entfernt, desto geringer wird die umwandelbare Arbeit der umgesetzten Energie. Das folgende pV -Diagramm in Abbildung 2.14 illustriert die Verbrennungsverluste durch die Flächendifferenz der beiden Prozesse. Der Verbrennungsverlust $\Delta\eta_{rV}$ wird aus der Differenz der Wirkungsgrade der adiabaten Hochdruckprozesse mit Gleichraumverbrennung und realer Verbrennung bestimmt.

$$\Delta\eta_{rV} = \eta_{uV} - \eta_{rV} = \frac{W_{uV} - W_{rV}}{Q_B} \quad (2.58)$$

Die innere Arbeit W_{rV} errechnet sich aus dem gemessenen Zylinderdruckverlauf über $\int p dV$, [5].

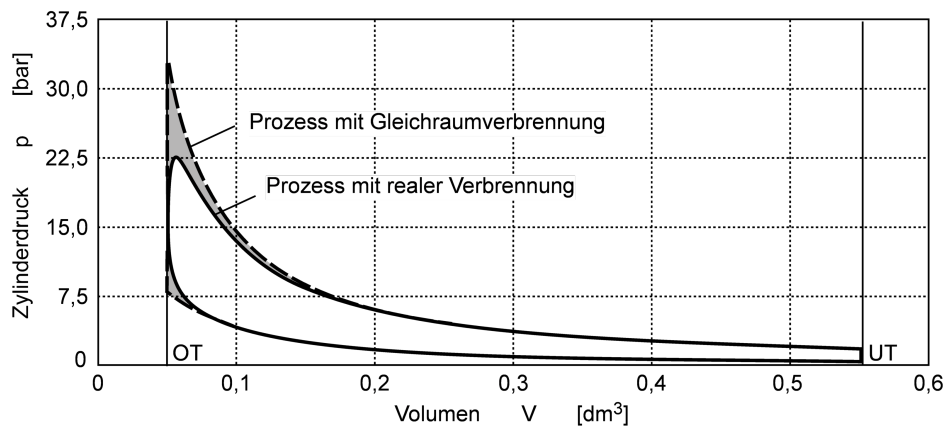


Abbildung 2.14: Verbrennungsverluste [5]

Verlust durch Wärmeübergang

Die Verluste durch Wärmeübergang und Verbrennungsablauf weisen eine ausgeprägte Abhängigkeit auf. Auf der einen Seite führt eine rasche Verbrennung um die OT-Lage zu reduzierten Verbrennungsverlusten, auf der anderen Seite erhöhen sich allerdings die Verluste durch Wärmeübergang. Dieser Verlust entsteht durch Wärmeleitung der Brennraumwände und führt dazu, dass Wärme aus dem Brennraum abfließt und nicht in technische Arbeit umgesetzt werden kann. Das nachstehende pV -Diagramm zeigt die beiden Prozesse (Abbildung 2.15). Berechnet wird der Verlust durch Wärmeübergang

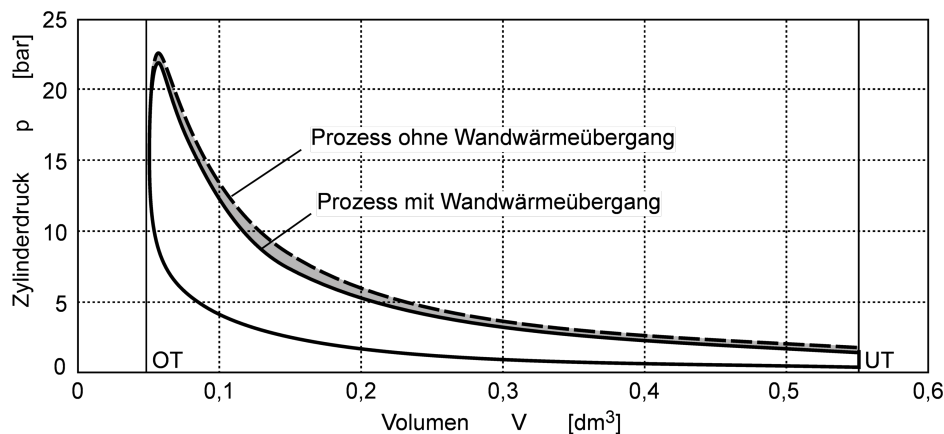


Abbildung 2.15: Wandwärmeverlust [5]

$\Delta\eta_{Ww}$ aus der Differenz zwischen den Wirkungsgraden zweier Hochdruckprozesse mit und ohne Wandwärmeverlust.

$$\Delta\eta_{Ww} = \eta_{rV} - \eta_{Ww} = \frac{W_{rV} - W_{Ww}}{Q_B} \quad (2.59)$$

Die innere Arbeit des Hochdruckprozesses mit realer Wandwärme W_{Ww} wird aus dem tatsächlichen Brennverlauf mithilfe geschickter Annahmen über den Wandwärmeübergang bestimmt, [5].

Verlust durch Leckage

Der Leckagestrom (Blow-by) führt zu einer Druckabsenkung im Brennraum. Die verlorengegangene Masse kann dabei nicht im Brennraum umgesetzt werden. Der Leckageverlust $\Delta\eta_{Leck}$ lässt sich anhand der Differenz der Wirkungsgrade zweier Hochdruckprozesse mit und ohne Leckage bestimmen.

$$\Delta\eta_{Leck} = \eta_{Ww} - \eta_{Leck} = \frac{W_{Ww} - W_{Leck}}{Q_B} \quad (2.60)$$

In der Regel beträgt der Verlust durch Leckage bei gut gewarteten Motoren unter 1 %. Deshalb wird dieser Verlust häufig in der Verlustanalyse vernachlässigt, [5].

Verlust durch Überströmen

Im Gegensatz zum Einkammermotor treten beim Kammermotor zusätzliche Verluste durch den Überstromvorgang zwischen Haupt- und Nebenbrennraum auf. Die quantitative Bestimmung erfolgt über die Bestimmung der beiden Heizverläufe für Haupt- und Nebenbrennkammer, die anschließend zu einem gesamten Heizverlauf aufsummiert werden. Dieser wird wiederum als Grundlage für die Motorprozessrechnung als Eingabe für einen Einkammermotor eingesetzt. Der Verlust durch Überströmen ergibt sich aus der Differenz der inneren Arbeit des fiktiven Prozesses eines Einkammermotors $W_{H(Z+K)}$ und der inneren Arbeit des realen Prozesses im Hauptbrennraum $W_{H(Z)}$ bezogen auf die zugeführte Brennstoffwärme Q_B , [5].

$$\Delta\eta_{\ddot{u}} = \frac{W_{H(Z+K)} - W_{H(Z)}}{Q_B} \quad (2.61)$$

Verlust durch realen Ladungswechsel

Die bis dato beschriebenen Verluste haben alle Auswirkungen auf den Hochdruckteil des Arbeitsprozesses. Beim vollkommenen Motor wird laut Definition für Saugmotoren ein isochorer Ladungswechsel in UT ohne Arbeitsaufwand angenommen. In der Realität ist der Ladungswechsel immer mit einem Arbeitsaufwand verbunden. Der Verlust durch den realen Ladungswechsel kann anschaulich im pV -Diagramm (Abbildung 2.16) dargestellt werden. Dabei ist die Flächendifferenz zwischen der Hochdruckarbeit des Prozesses mit idealem Ladungswechsel und der tatsächlichen Arbeit mit realem Ladungswechsel proportional.

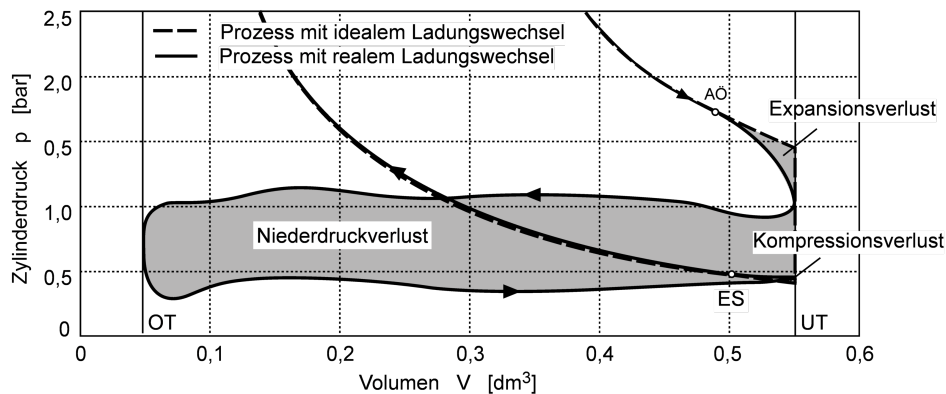


Abbildung 2.16: Ladungswechselverluste eines Viertakt-Ottomotors [5]

Der Ladungswechselverlust $\Delta\eta_{LW}$ wird anhand der Differenz zwischen den Wirkungsgraden zweier Prozesse mit idealem und realem Ladungswechsel bestimmt.

$$\Delta\eta_{LW} = \eta_{i,LW} - \eta_i = \frac{W_{i,LW} - W_i}{Q_B} \quad (2.62)$$

Eine genauere Betrachtungen der Verluste durch den realen Ladungswechsel führt zu eine detaillierte Unterteilung in **Expansionsverluste**, **Kompressionsverluste** und **Niederdruckverluste** (Abbildung 2.16). Die exakte Berechnung der diversen Anteile wird an dieser Stelle nicht durchgeführt.

Um eine Aussage über die Ladungswechselverluste bei aufgeladenen Viertaktmotoren treffen zu können benötigt es zusätzliche Überlegungen. Durch einen größeren Ladedruck als Abgasgegendruck erzeugt der aufgeladene vollkommene Viertaktmotor eine positive Niederdruckarbeit von UT bis UT. Der reale aufgeladene Viertaktmo-

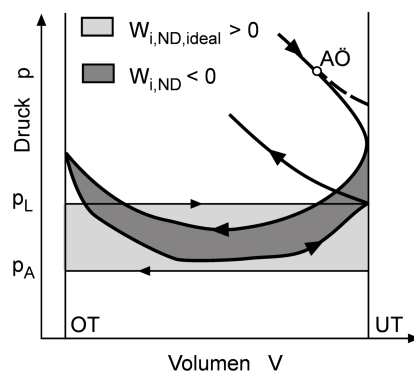


Abbildung 2.17: Ideale und reale Niederdruckarbeit für einen Viertaktmotor mit Abgasturboaufladung [5]

tor kann eine positive Ladungswechselarbeit lediglich im optimalen Auslegungsbereich

des Turboladers erreichen. In der Regel ist auch bei abgasturboaufgeladenen Motoren die Arbeit im Niederdruckteil des Arbeitsprozesses negativ. Dieser Sachverhalt kann auf die Wirkungsgrade von Turbine bzw. Verdichter sowie auf Strömungswiderstände zurückgeführt werden (Abbildung 2.17), [5].

Mechanische Verluste

Die mechanischen Verluste entstehen bei der Umwandlung von innerer Arbeit in mechanische Arbeit an der Kurbelwelle. Dabei stellt die Differenz der abgegebenen Volumsänderungsarbeit an den Kolben W_i und der effektiven Nutzarbeit W_e die Reibungsarbeit W_r dar. Die Reibungsarbeit inkludiert ebenfalls alle für den Betrieb notwendigen Hilfsaggregate (Lichtmaschine, Wasserpumpe, Hochdruckpumpe, etc.).

$$W_r = W_i - W_e \quad (2.63)$$

Der Verlust durch Reibung $\Delta\eta_m$ bestimmt sich aus der Differenz von innerer und effektiver Arbeit bezogen auf die zugeführte Brennstoffmenge.

$$\Delta\eta_m = \eta_i - \eta_e = \frac{W_i - W_e}{Q_B} \quad (2.64)$$

Die mechanischen Verluste können mithilfe des **Indizierverfahrens** bestimmt werden. Die innere Arbeit W_i wird über die Zylinderdruckindizierung berechnet und die effektive Arbeit W_e an der Kurbelwelle ergibt sich aus der Messung mittels Drehmomentmessflansch.

Abschließend soll Abbildung 2.18 einen quantitativen Überblick über die einzelnen Verluste eines PKM-Ottomotors in einem Teillastpunkt vermitteln. In dieser Darstellung sind die Verluste durch die reale Ladung $\Delta\eta_{rL}$ und die Verluste durch Leckage $\Delta\eta_{Leck}$ nicht dargestellt, da sie in der Regel kleiner als 1 % sind, [5].

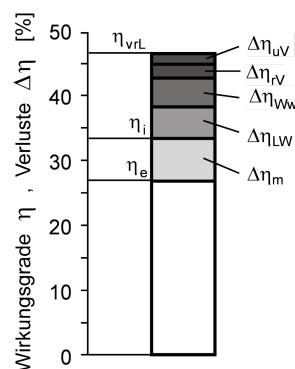


Abbildung 2.18: Wirkungsgrade und Verluste für einen PKW-Ottomotor $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ und $p_e = 5 \text{ bar}$, [5]

2.4 Zylinderabschaltung

Der Ottomotor hat gegenüber einem Dieselmotor aufgrund von Drosselverlusten einen erheblichen Verbrauchsnechtel im Teillastbetrieb. Um diesen Kennfeldbereich weitgehend vermeiden zu können, ist die Zylinderabschaltung eine mögliche Maßnahme dafür. Durch das Abschalten von Zylindern müssen die restlichen Zylinder bei gleichbleibender Drehmomentanforderung eine höhere Leistung erzielen. Im Prinzip handelt es sich hier um eine Lastpunktverschiebung der befeuerten Zylinder zu Kennfeldbereichen mit höheren Wirkungsgraden. Die Wirkungsgradsteigerung resultiert zum einen aus den verminderten Drosselverlusten und zum anderen aus den geringeren Ladungswechselverlusten. Letztere können lediglich genützt werden, wenn die Ventile der abgeschalteten Zylinder geschlossen werden. Die folgende Abbildung 2.19 zeigt eine Gegenüberstellung zwischen abgeschaltetem und arbeitendem Zylinder, [7].

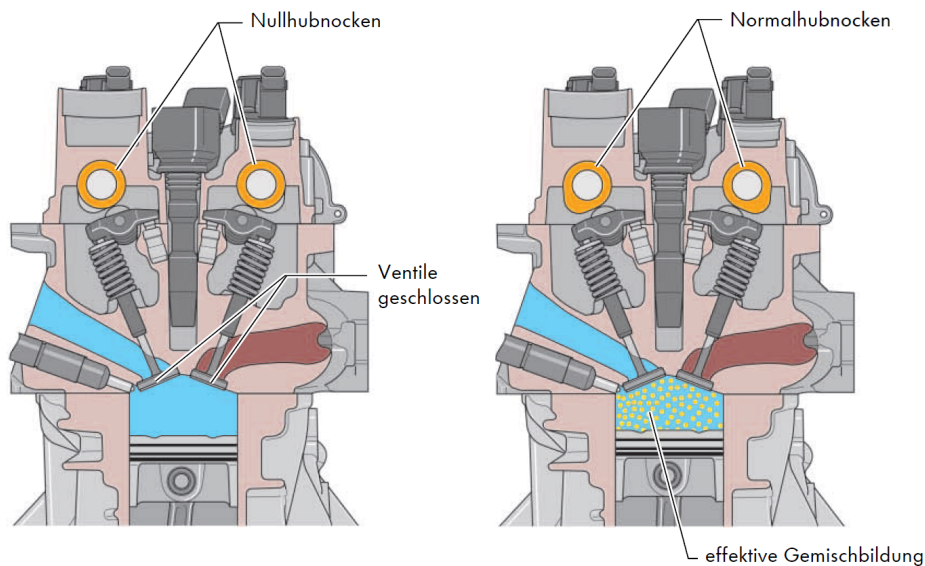


Abbildung 2.19: Abgeschalteter und arbeitender Zylinder [7]

3 Versuchsträger

VW 1.4-Liter-TSI-Motor EA211

3.1 Einleitung

Als Versuchsträger dient der aus dem Hause Volkswagen stammende 1.4-Liter-TSI Motor der Motorenfamilie EA211 (Abbildung 3.1). Die Abkürzung TSI ist lediglich eine markeninterne Beschreibung der Volkswagen AG für Ottomotoren mit Benzindirekteinspritzung und Abgasturboaufladung. Die Entwicklung der neuen Motorpalette EA211 ist eng mit dem Aufbau des modularen Querbaukastens (MQB) verknüpft. Das MQB wird in diversen Segmenten von A0 (VW Up!) bis hin zu der Klasse B (VW Passat) eingesetzt und dient hauptsächlich der Kosteneinsparung durch Verwendung möglichst vieler Gleichteile. Neben dem modularen Querbaukasten gab es weitere Motivationen für

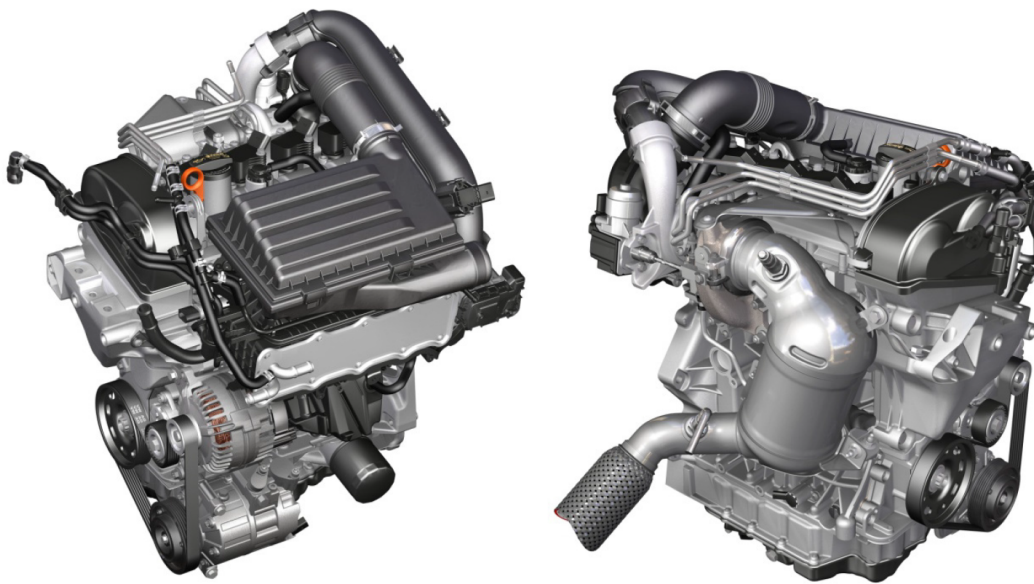


Abbildung 3.1: VW 1.4-Liter-TSI-Motor EA211 [8]

die Entwicklung der neuen Motorreihe EA211. Die vorhergehende Motorreihe EA111 basiert ebenfalls auf TSI-Motoren und wird als Referenz für die Anforderungen im

Lastenheft für die EA211 Baureihe verwendet. Wesentliche Ziele wurden im Lastenheft formuliert:

- Reduzierung des Verbrauchs und der CO₂-Emissionen um 10-20 %
- Reduzierung des Motorgewichts um bis zu 30 %
- Kompakte Bauweise
- Erfüllung der künftigen Euro6-Abgasnorm
- Modularer Aufbau, Vereinheitlichung der Einbaulage zwischen Otto- und Dieselmotoren

Um den Anforderungen des Lastenheftes Genüge zu tun, wurde der gesamte Motor von Grund auf neu entwickelt. Zum einen wurden die Verbrauchsreduzierungen mithilfe neuer Technologien, wie zum Beispiel der Zylinderabschaltung im Teillastbereich (ACT: **A**ctive-**C**ylinder-**T**echnology), und zum anderen durch die Optimierung der Reibungsquellen bewerkstelligt, [8].

Aus der nachfolgenden Tabelle 3.1 können essentielle Kenndaten des Versuchsträgers entnommen werden.

Tabelle 3.1: Motorkenndaten VW 1.4-Liter-TSI-Motor EA211 [8] [10]

Parameter	Einheit	EA211
Nennleistung	kW	103
bei	min ⁻¹	5000
Maximales Drehmoment	Nm	250
bei	min ⁻¹	1500 – 3500
Spezifische Leistung	kW/L	73.8
Hubraum	cm ³	1395
Bohrung	mm	74.5
Hub	mm	80.0
Hub/Bohrung	–	1.07
Verdichtungsverhältnis	–	10.5
Pleuellänge	mm	140
Zylinderabstand	mm	82
Hauptlagerdurchmesser	mm	48
Desaxierung	mm	0.7 ¹
Masse (DIN 70 020)	kg	106
Kraftstoff	ROZ	95
Abgasnorm	–	EU6

¹ zur Gegendruckseite

3.2 Motorenbaukasten

Der modulare Querbaukasten brachte eine Vereinheitlichung der Grundarchitektur zwischen Otto- und Dieselmotoren mit dem Ziel, mehr Synergien nutzen zu können. Durch die Vereinheitlichung der Einbaulage mussten die Ottomotoren der früheren Baureihe EA111 komplett überarbeitet werden. Resultat aus der Neugestaltung ist Motorreihe EA211. Die Abgasseite wurde von vorne nach hinten zur Stirnwand positioniert und

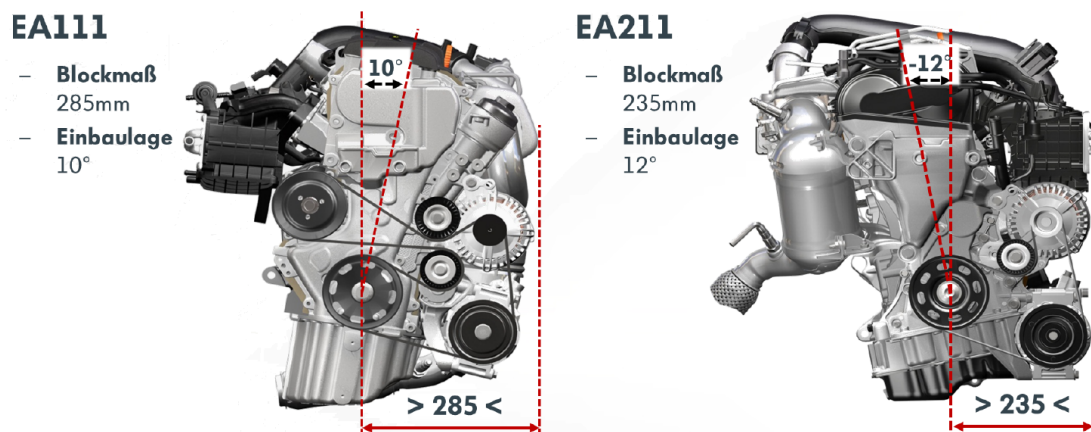


Abbildung 3.2: Vergleich Motorbaureihe EA111 und EA211 [8]

zudem wurde der Motor um 12° nach hinten, anstatt um 10° nach vorne, geneigt. Abbildung 3.2 zeigt den direkten Vergleich der beiden Motorbaureihen EA111 und EA211. Die neue Einbaulage und die kompakte Grundarchitektur des Motors führen zu einer Verkürzung der vorderen Baulänge um 50 mm gegenüber dem Vorgängermodell.

Wesentliche Kennzeichen aller Motoren der Baureihe EA211 sind:

- Vierventiltechnik
- Aluminium Zylinderkurbelgehäuse
- Integrierter Abgaskrümmmer im Zylinderkopf
- Nockenwellenantrieb über Zahnriemen

Die Motorenpalette der EA211-Familie beginnt bei einer Leistung von 63 kW und endet bei 110 kW für eine Hybridvariante. Als besonderes technisches Feature wird eine 1.4-Liter-Variante mit Zylinderabschaltung ausgestattet (ACT). Zudem wird es für weitere globale Märkte Varianten mit Saugrohreinspritzung geben. Die folgende Abbildung 3.3 illustriert die Historie der Baureihe EA211, [8].

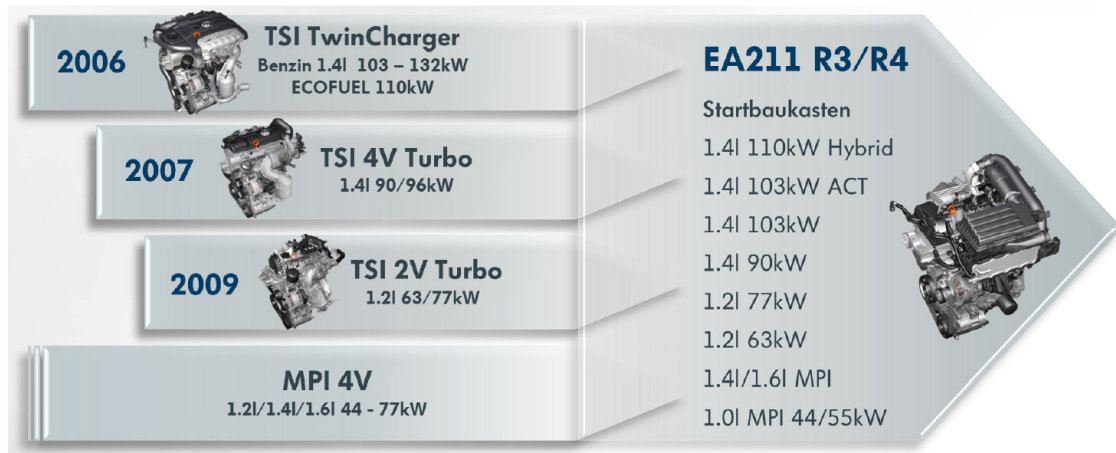


Abbildung 3.3: Historie der Motorbaureihe EA211 [8]

3.3 Konstruktive Gestaltung

Die simultane Entwicklung des MQB-Baukastens und der Motorbaureihe EA211 führte zu einem modularen Aufbau des Aggregatekonzeptes. Außerdem wurden Anschlussstellen und wichtige Anbaukomponenten vereinheitlicht. Daraus resultiert ein hoher Gleichteil-Nutzungsgrad quer über die gesamte Motorpalette. Abbildung 3.4 verdeutlicht die Modulstruktur der EA211 Motorreihe, [8].

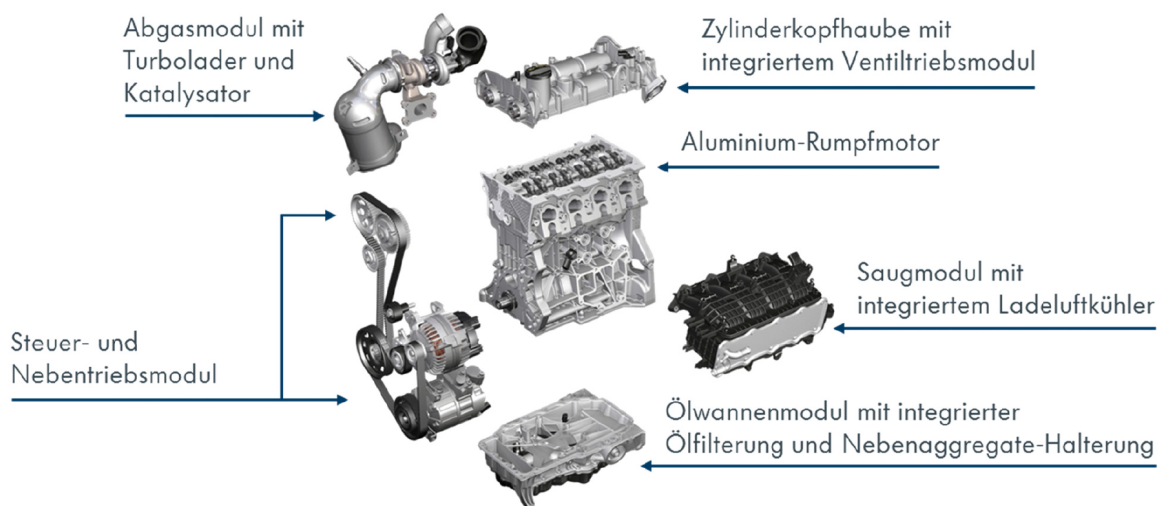


Abbildung 3.4: Modulstruktur [8]

3.3.1 Zylinderkurbelgehäuse

Die Kombination aus Aluminium-Druckguss-Zylinderkurbelgehäuse (ZKG) und Grauguss GJL 250 Laufbuchsen führt zu einem Gesamtgewicht von 19 kg. Die Buchsen werden in vier Stufen fluidstrahlgehtont und sind mithilfe der Rauguss-Technologie mit dem ZKG verbunden. Die Kurbelgehäuseentlüftung ist als Blockentlüftung umgesetzt

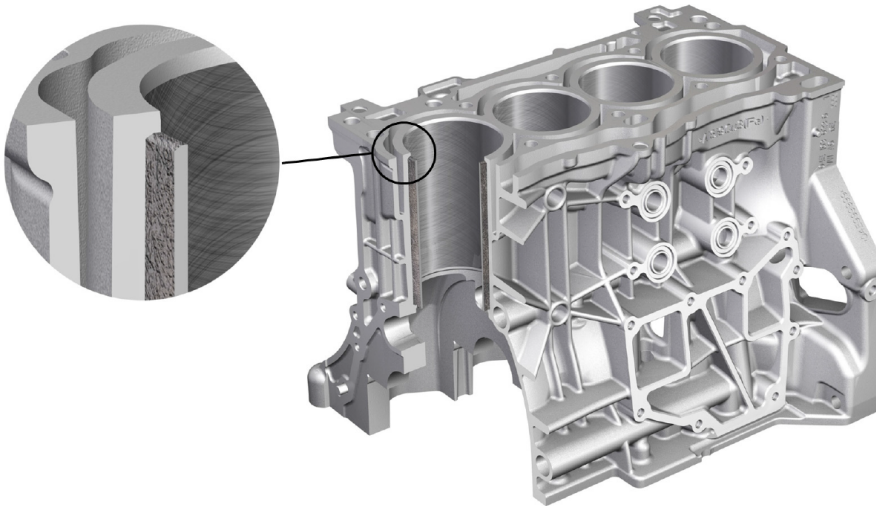


Abbildung 3.5: Zylinderkurbelgehäuse [8]

und wird hauptsächlich motorintern geführt. Durch diese Maßnahme konnten externe Schlauchführungen vermieden werden. Die Kühlwasserführung ist als Zweikreis-Kühlsystem konzipiert worden. Die Versorgung des Ölkühlers, der seitlich am ZKG verschraubt ist, wird ebenfalls motorintern bewerkstelligt, [8].

3.3.2 Zylinderkopf

Während der Neuentwicklung der Motorreihe EA211 stand gezielt das intelligente Thermomanagement und die zusätzliche Nutzung der Abgasenergie im Fokus der Entwickler. Daraus resultierte auch der in den Zylinderkopf integrierte Abgaskrümmmer, welcher eines der wesentlichen Merkmale darstellt. Der integrierte Abgaskrümmmer bringt einige Vorteile mit sich, die nachfolgend beschrieben werden.

- Während des Warmlaufs kann Abgasenergie für die schnellere Erwärmung des Kühlmittels auf die Betriebstemperatur genutzt werden. Somit verkürzt sich die Warmlaufphase und trägt dadurch zur Reduktion von Kraftstoffverbrauch und Emissionen bei.

- Durch das Nichtvorhandensein eines externen Abgaskrümmers kann der Turbolader direkt am Zylinderkopf verschraubt werden. Dadurch reduziert sich die Gesamtmasse des Systems Zylinderkopf und Turbolader.
- Im Volllastbereich kann das Abgas durch den internen Abgaskrümmen gekühlt werden. Somit muss das Luft-Kraftstoffgemisch an der Volllast nicht mehr im selben Ausmaß angereichert werden ($\lambda < 1$) und führt dadurch zu einem reduzierten Kraftstoffverbrauch. Zudem wird die thermische Belastung des Turboladers durch die Kühlung begrenzt und bewerkstelligt so einen zusätzlichen Bauteilschutz.
- Durch die Integration des Abgaskrümmers steht ausreichend Wärme für eine komfortable Fahrzeugheizung zur Verfügung, welche besonders im Winter bei effizienten Downsizing-Motoren oft ein Problem darstellt.

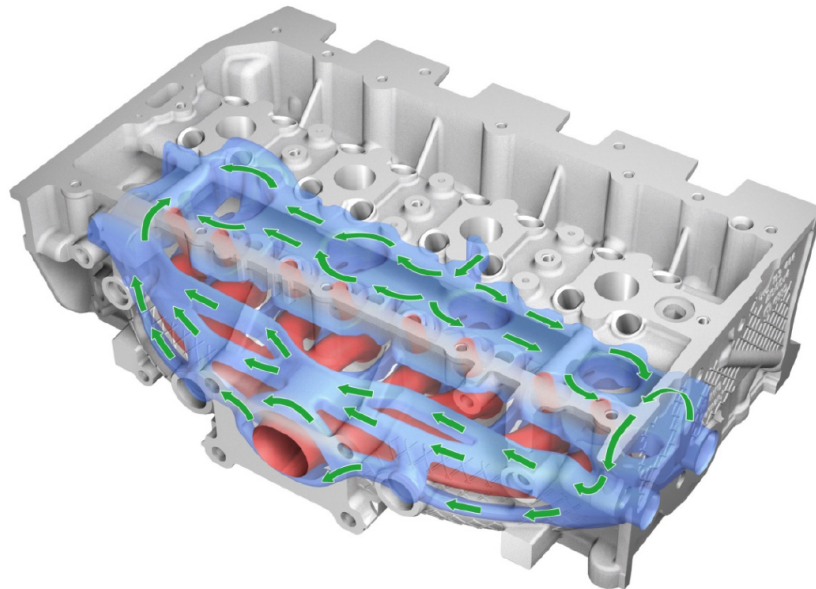


Abbildung 3.6: Zylinderkopf, [8]

Neben diesen Vorteilen gibt es auch einige Nachteile dieses Konzepts. Am Beginn sei das aufwändige Gießverfahren für die Umsetzung des integrierten Abgaskrümmers genannt. Zudem steigt die thermische Belastung des Zylinderkopfes und dies bedeutet wiederum, dass eine größere Wärmemenge über das Kühlmittel abgeführt werden muss. Kritisch ist auch ein negativer Lastsprung von hoher Last und Drehzahl zu Leerlauf oder gar zu abgestelltem Motor. Durch den abrupten Drehzahlsprung sinkt die Drehzahl der Wasserpumpe schlagartig und somit reduziert sich der Kühlmittelstrom durch den Zylinderkopf. Die gespeicherte Wärme kann dadurch zum Sieden des Kühlmittels im Zylinderkopf führen.

Weitere konstruktive Merkmale des Zylinderkopfes sind zum einen der vergrößerte Ventilsitzwinkel von 120° und der reduzierte Ventilschaftdurchmesser von 5 mm. Letzterer bewirkt durch die geringeren Massen eine verbesserte Dynamik des Ventiltriebs. Zudem reduzieren sich die Ventildfederkräfte und damit die Reibung des Ventiltriebs. Zwecks besserer Steifigkeit zwischen Kerzengewinde und Ventilsitz sind die Zündkerzen mit einem M12-Gewinde ausgeführt. Gefertigt wird der Zylinderkopf aus der Legierung AlSi10Mg(Cu) mithilfe des Kokillengussverfahrens, [8].

3.3.3 Kurbeltrieb und Kolbengruppe

Bei der Neuentwicklung des Kurbeltriebes wurde auf die Reduktion der Reibung hohen Wert gelegt. Daraus resultierte die Verkleinerung der Hauptlagerdurchmesser von 54 mm aus der EA111 Baureihe auf 48 mm. Die axiale Führung der Pleuelstange über-

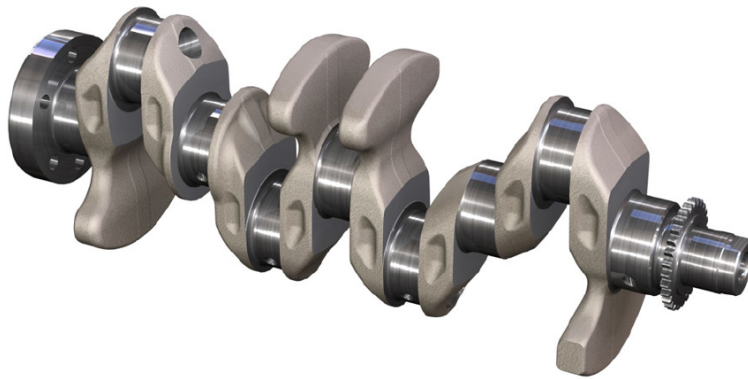


Abbildung 3.7: Kurbelwelle, [8]

nimmt das untere Pleuellager. Dies begünstigt die Ausführung von dickeren Kurbelwangen, sodass der Verlust an Steifigkeit durch kleine Lagerdurchmesser weitgehend kompensiert werden kann. Die Kurbelwelle und die Pleuelstange sind aus Stahl geschmiedet. Zwecks Gewichtsoptimierung sind die Pleuellagerzapfen der Kurbelwelle hohlgebohrt.

Die Pleuelstange wurde ebenfalls vollständig überarbeitet. Am kleinen Lager ist die Pleuelstange nicht als gewöhnliches Trapez ausgeführt. Infolge der konsequenten Gewichtsoptimierungen wird das obere Ende der Pleuelstange bereits im Schmiede-Gesenk angeformt. Außerdem begünstigt die veränderte trapezförmige Form des oberen Pleuellagers die Versorgung mit Schmieröl.

Die verwendeten Aluminiumkolben besitzen einen nahezu flachen Kolbenboden. Dieser Umstand resultiert aus der inneren Gemischbildung, da auf die Wandführung verzichtet werden kann. Die Kolbenringe wurden anhand intensiver Versuchsarbeit in Bezug auf Reibung und Ölverbrauch optimiert. Die Reibung wurde durch Vergrößerung des Einbauspiels verringert. Außerdem wurde die Akustik durch eine erhöhte Desaxierung des Kolbenbolzens und einer verfeinerten Kolbenschliffgeometrie verbessert, [8].



Abbildung 3.8: Pleuel, [8]

3.3.4 Ventiltriebsmodul mit ACT-Technologie

Volkswagen integrierte das aktive Zylindermanagement (ACT) erstmals in einem Vierzylinder Reihenmotor in Großserie. Diese technische Raffinesse erlaubt es, in geeigneten Kennfeldbereichen zwischen 1250 und 4000 min^{-1} die Zylinder 2 und 3 abzuschalten. Dabei wird die Betätigung der Ein- und Auslassventile der abgeschalteten Zylinder unterbrochen und die Einspritzung und Zündung eingestellt. Demzufolge arbeiten die aktiven Zylinder in einem höheren Lastbereich, [9]. Durch die Zylinderabschaltung wer-

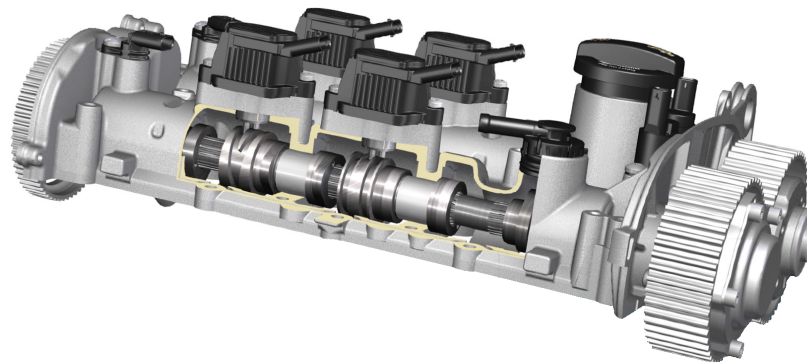


Abbildung 3.9: Ventiltriebsmodul mit ACT, [9]

den zum einen die Ladungswechselverluste der abgeschalteten Zylinder und zum anderen die bei Ottomotoren sehr ausgeprägten Drosselverluste minimiert. Schlussendlich wird durch die Zylinderabschaltung eine Lastpunktverschiebung im Kennfeld zu höheren Wirkungsgraden bewerkstelligt. Das folgende Unterkapitel beschreibt das System des aktiven Zylindermanagements (ACT) von Volkswagen im Detail.

Systemübersicht

Die Zylinderabschaltung stellt spezielle Anforderungen an die Funktionssoftware der Motorsteuerung. Das Steuergerät benötigt für die Koordination zwischen Vollmotorbetrieb und Zylinderabschaltbetrieb diverse Sensoren und Aktuatoren, um in jeder Betriebssituation einen optimalen Kraftstoffverbrauch erzielen zu können. Die Systemübersicht zeigt Abbildung 3.10.

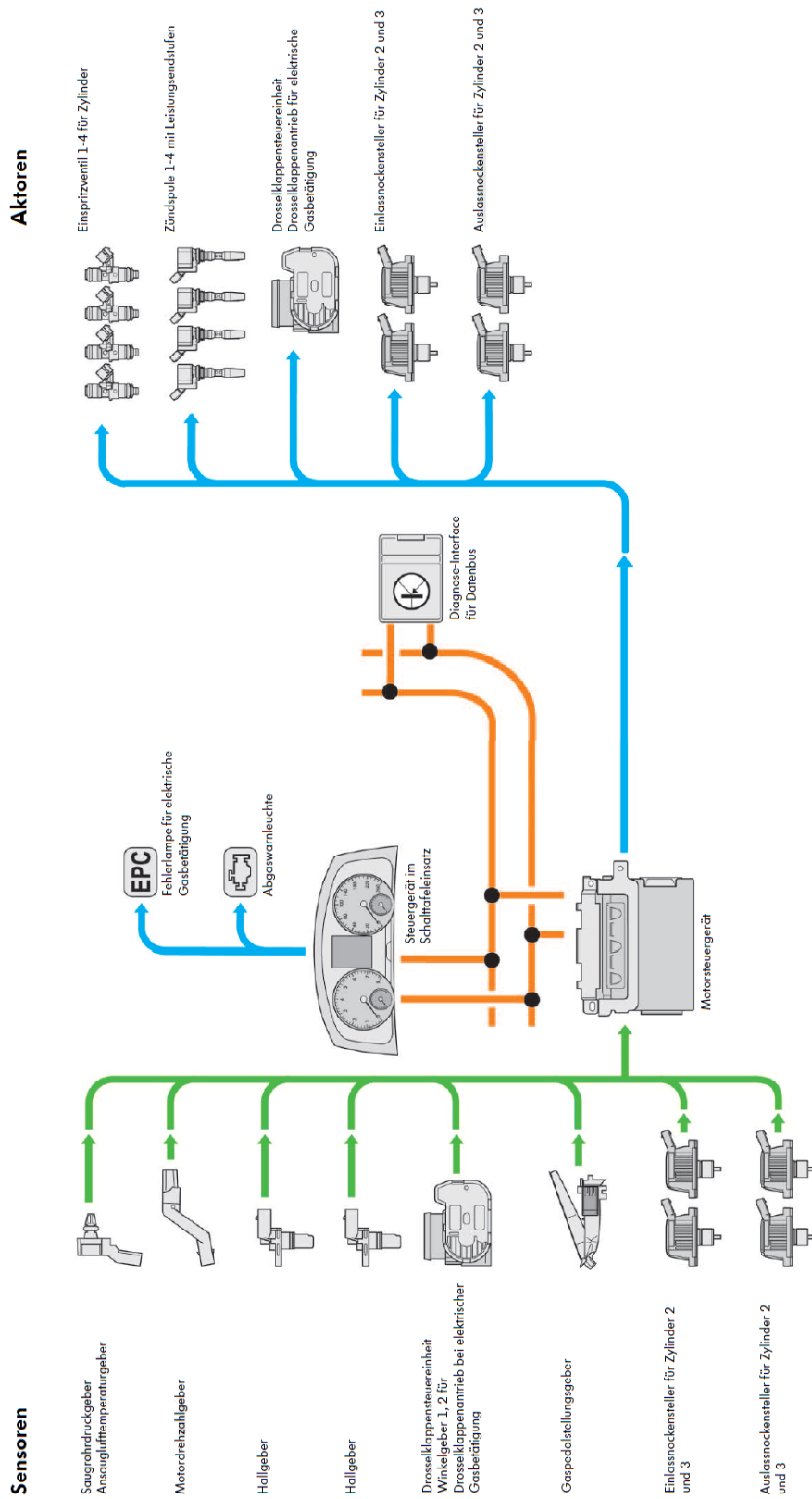


Abbildung 3.10: Systemübersicht, [7]

Aufbau

Das aus Druckgusslegierung AlSi9Cu3 gefertigte Nockenwellengehäuse bildet mit den beiden Nockenwellen ein Modul der Motorbaureihe EA211. Die Nockenwellen sind im Grundaufbau ident und besitzen zwei feste Nockenstücke für die Zylinder 1 und 4 und zwei in Längsrichtung verschiebbare Nockenstücke für die Zylinder 2 und 3. Die Nockenwellen sind zur Hälfte im Nockenwellengehäuse und in zwei Lagerrahmen, die wiederum aus der Druckgusslegierung AlSi9Cu3 gefertigt sind, gelagert. Dabei dienen die Nockenstücke gleichzeitig als Lagerstellen. Zwecks Reibungsreduzierung werden die ersten Lager jeder Nockenwelle, welche vom Zahnriementrieb am höchsten belastet werden, als Rillenkugellager ausgeführt. Die Nockenstücke, welche eine Länge von 68.65 mm besitzen, sind mit einer Innerverzahnung versehen und lassen sich dadurch auf den außenverzahnten Nockenwellen, die aus Vergütungsstahl der Klasse C35R gefertigt sind, axial um 6.25 mm verschieben. Die Festnocken für die Zylinder 1 und 4 werden ebenfalls mit einer Innenverzahnung ausgeführt und mithilfe eines Zylinderkerbstiftes axial auf der Nockenwelle positioniert (Abbildung 3.11).

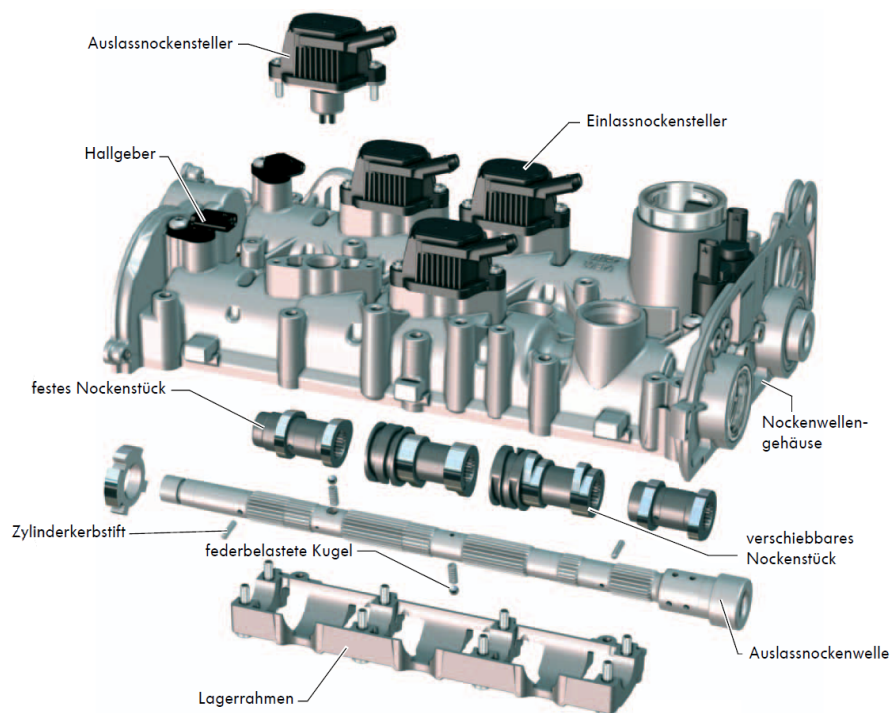


Abbildung 3.11: Übersicht Ventiltriebsmodul mit ACT [7]

Die Nockenstücke besitzen vier Nocken für die Betätigung der beiden Ventile. Dabei werden jeweils ein herkömmliches Vollprofil, das dieselbe Ventilhubkurve wie der Standardmotor beschreibt, und ein Nullhubprofil mit 360° Grundkreis zusammengefasst. Die Nockenstücke werden aus Wälzlagerstahl der Kategorie 100Cr6 und die dazugehö-

rige Schaltkulisse aus der Stahllegierung 42CrMo4 gefertigt. Für die axiale Arretierung der verschiebbaren Nockenstücke nach dem Umschaltvorgang sorgt eine federbelastete Kugel (Abbildung 3.12).

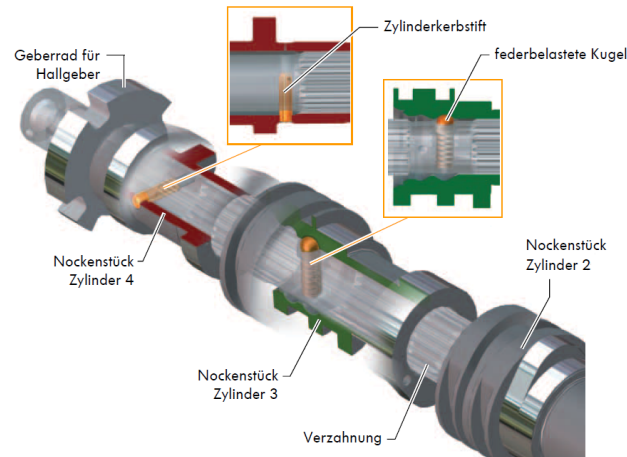


Abbildung 3.12: Nockenwelle mit ACT [7]

Die Außenseiten der Schaltkulissen sind als Y-förmige Spiralnuten ausgeführt, in denen die Zwei-Pin-Aktuatoren von oben eingreifen. Die Zylinderstifte der Aktuatoren weisen einen Durchmesser von 4 mm auf und werden ebenfalls aus Wälzlagerstahl hergestellt. Der axiale Verfahrweg der Stifte beträgt 4.2 mm. Während des Schaltvorgangs liegt der zylindrische Stift an der Kontur an. Die Aktuatoren sind als bi-stabiles System ausgeführt, um eine sichere und robuste Positionierung in eingefahrener und ausgefahrener Endlage zu erreichen. Ermöglicht wird dies durch das magnetische Halten der Ankergruppe in beiden Endlagen (Abbildung 3.13), [9].

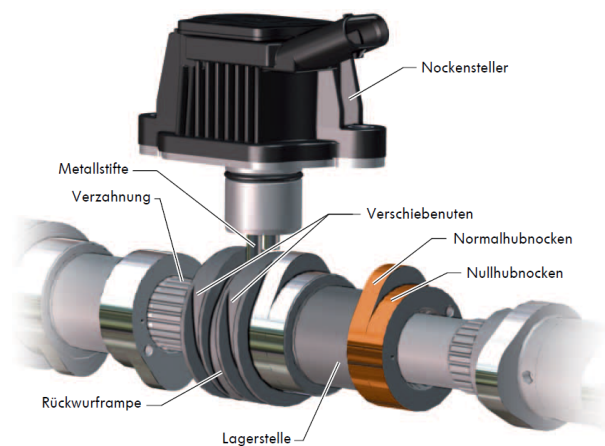


Abbildung 3.13: Nockenstück ACT [7]

Schaltkinematik

Wie vorhin bereits beschrieben, erfolgt die Verschiebung der Nockenstücke durch die Zylinderstifte des Nockenstellers, welche in die Y-förmige Spiralnute eingreifen. Höchste Priorität muss dabei auf den zeitlichen Ablauf des Umschaltvorganges gelegt werden, da der mechanische Umschaltvorgang nur während des Nulldurchganges der Normalhubnocken erfolgen kann. Dies bedeutet, dass sich der Umschaltvorgang für die Zylinder 2 und 3 maximal über eine halbe Nockenwellenumdrehung erstrecken darf. Um diese kurzen Schaltzeiten realisieren zu können, wird das Ausfahren der Pins über eine Masseschaltung der Spulen bewerkstelligt. Daraus resultieren kurze Ansteuerzeiten, die in Abhängigkeit von der Motordrehzahl zwischen 72 ms bei 1400 min^{-1} und 28 ms bei 4000 min^{-1} betragen (Abbildung 3.14). Am Ende der Axialverschiebung des

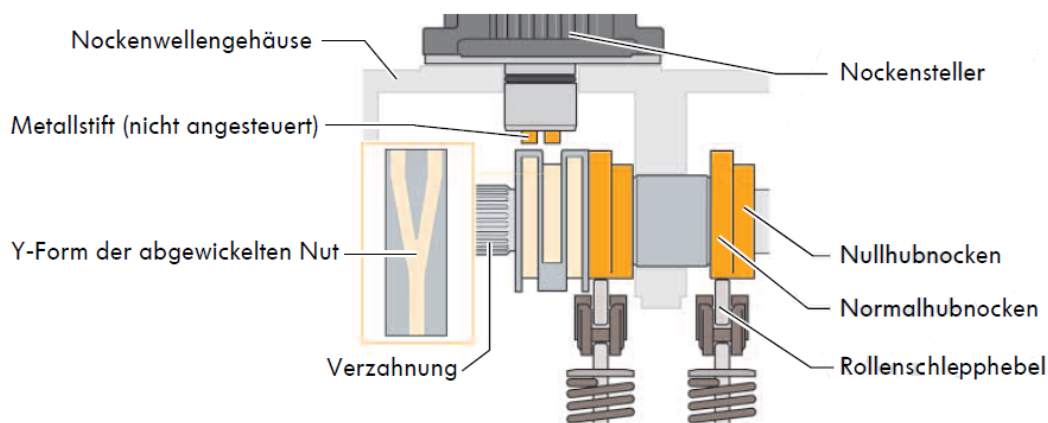


Abbildung 3.14: Verschiebung Nockenstücke [7]

Nockenstücks wird der Pin wieder in die eingefahrene Endlage zurückgedrückt. Dies geschieht durch Rückwurframpen am Ende jeder Y-Nut. Dieser Rückwurfvorgang induziert innerhalb der Aktuatoren eine Spannung, welche vom Motorsteuergerät für die Bewertung und Diagnose der Zylinderabschaltung genutzt wird. Dadurch kann auf zusätzliche Sensorik für die Erfassung des Zylinderabschaltvorgangs verzichtet werden. Sobald die Nockenstücke ihre Endlage für den Abschaltvorgang erreicht haben, werden sie von der federbelasteten Kugel in der Nockenwelle arretiert (Abbildung 3.15). Der Abschaltbetrieb wird beendet, indem die Pins für den Vollmotorbetrieb angesteuert und herausgeschossen werden. Sie bewegen die Nockenstücke wieder in ihre ursprüngliche Ausgangsposition zurück. Die Metallstifte werden wiederum dank des rampenförmigen Endes der Y-Nut in ihre Ausgangslage gebracht. Das Umschaltprozedere wird von der Motorsteuerung durch die Induktionsspannung des Rückwurfs wiederum registriert. Die Betätigung der Rollenschlepphebel erfolgt wieder von den Vollprofilen, [7] [9].

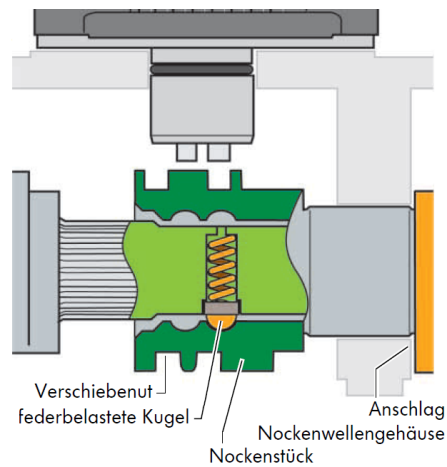


Abbildung 3.15: Arretierung Nockenstücke [7]

Abschaltvorgang

Der gesamte Abschaltvorgang erfolgt innerhalb einer Nockenwellenumdrehung und dauert, abhängig von der Motordrehzahl, nur wenige Millisekunden. Während dieser kurzen Zeit müssen diverse Maßnahmen in die Wege geleitet werden, damit der Fahrer nichts vom Umschaltvorgang registriert. Entscheidend für einen momentenneutralen Umschaltvorgang ist auch die Reihenfolge. Nachfolgend werden die fünf Phasen des Abschaltvorgangs erläutert, [7].

Phase 1 – Drosselklappenstellung und Zündzeitpunktverstellung Zylinder 1–4

Um einen momentenneutralen Umschaltvorgang bewerkstelligen zu können, müssen im Vorfeld vor dem eigentlichen Abschalten der Zylinder 2 und 3 diverse Maßnahmen eingeleitet werden. Am Beginn wird die Drosselklappe weiter geöffnet, damit die erforderliche Luftmenge nach dem Umschaltvorgang für die höher belasteten Zylinder 1 und 4 vorhanden ist. Gleichzeitig wird kontinuierlich der Zündzeitpunkt aller Zylinder in Richtung „spät“ verstellt. Dies bedeutet, dass der Wirkungsgrad der Verbrennung sukzessive verschlechtert wird, um während des Umschaltvorgangs mithilfe des schnellen Eingriffspfad der Zündung einen für den Fahrer nicht merkbaren momentenneutralen Schaltvorgang realisieren zu können.

Phase 2 – Abgasausstoß und Auslassventile der Zylinder 2 und 3

Nach dem letzten Arbeitstakt wird das Restgas aus den Zylindern 2 und 3 ausgestoßen. Anschließend leitet das Motorsteuergerät mit einem kurzen Masseimpuls an den Aktuator den Umschaltvorgang für das Auslassventil ein. Die Nockenstücke werden axial verschoben und die Rollenschlepphebel laufen jetzt auf Nullhubnocken. Die Auslassventile werden ab diesem Zeitpunkt nicht mehr betätigt.

Phase 3 – Einspritzung und Zündung Zylinder 2 und 3

In der nächsten Phase des Abschaltvorganges wird die Einspritzung und Zündung eingestellt.

Phase 4 – Einlassventile Zylinder 2 und 3

Nachdem die vorherigen Phasen abgelaufen sind, wird noch einmal Frischluft in die Zylinder 2 und 3 angesaugt. Ist dieser Vorgang beendet, so steuert wiederum das Motorsteuergerät mit einem kurzen Masseimpuls die Aktuatoren an. Die Einlassnockenstücke werden axial auf die Nullhubnocken verschoben. Die Einlassventile werden ab jetzt nicht mehr von den Rollschlepphebeln betätigt. Die eingeschlossene Frischladung im Zylinder wirkt wie eine Gasfeder. Im Idealfall wird die für die Verdichtung eingebrachte Arbeit während der Expansion wieder zurückgewonnen. In der Realität strömt Frischladungsmasse über die Kolbenringe in das Kurbelgehäuse. Dadurch kann die während der Verdichtung eingebrachte Arbeit nicht mehr zur Gänze in der Expansionsphase zurückgewonnen werden.

Phase 5 – Zündzeitpunktverstellung Zylinder 1 und 4

Als letzte Maßnahme für einen momentenneutralen Umschaltvorgang wird der Zündzeitpunkt für die Zylinder 1 und 4 wieder in Richtung optimaler Wirkungsgrad, sprich Richtung „früh“, verstellt.

Zuschaltvorgang

Während des Zuschaltvorganges der Zylinder 2 und 3 gelten gleiche Grundsatzanforderungen wie für den Abschaltvorgang. Oberste Prämisse ist wiederum ein momenteneutraler Schaltvorgang, deshalb werden unterschiedliche Maßnahmen in der Motormechanik und dem Motormanagement durchgeführt, um dem Fahrer den gewünschten Komfort bieten zu können. Anschließend werden die fünf Phasen des Zuschaltvorganges beschrieben, [7].

Phase 1 – Auslassventile Zylinder 2 und 3

Durch einen kurzen Masseimpuls vom Motorsteuergerät an die Auslassnockensteller werden die Nockenstücke wieder vom Nullhubnocken auf den Normalhubnocken axial verschoben. Die Auslassventile werden wieder von den Rollenschlepphebeln betätigt und die restliche Frischluft in den Zylindern 2 und 3 ausgeschoben.

Phase 2 – Anreicherung Gemisch Zylinder 1 und 4

Die zusätzlich in den Abgasstrang eingebrachte restliche Frischluftmenge der Zylinder 2 und 3 würde ein abmagern ($\lambda > 1$) des Abgases bewirken. Jedoch benötigt der Drei-

Wege-Katalysator für die optimale Funktion $\lambda = 1$. Dies wird durch Anpassung der Einspritzmenge in den Zylindern 1 und 4 erreicht. Das Gemisch in diesen Zylindern wird zusätzlich mit Kraftstoff angereichert ($\lambda < 1$). Durch diese Maßnahme kann die λ -Regelung normal weiterlaufen.

Phase 3 – Einlassventile Zylinder 2 und 3

Die Einlassnockenstücke werden durch einen Impuls vom Motormanagement wieder axial in ihre normale Ausgangslage gebracht. Die Rollenschlepphebel laufen wieder auf der normalen Nockenkontur und betätigen die Einlassventile. Dadurch kann wieder Frischluft in die Zylindern 2 und 3 angesaugt werden.

Phase 4 – Zündzeitpunktverstellung Zylinder 1 bis 4

Nachdem wieder für alle Zylinder Einspritzung und Zündung aktiv sind und außerdem die Drosselklappe weit geöffnet ist, würde es beim folgenden Arbeitstakt zu einem merkbaren Drehmomentanstieg kommen. Um dies zu vermeiden, wird der Zündzeitpunkt für alle Zylinder in Richtung „spät“ verschoben. Dabei verschlechtert sich der Wirkungsgrad der Verbrennung für einige Zyklen.

Phase 5 – Drosselklappenstellung und Zündzeitpunktverstellung Zylinder 1–4

In der letzten Phase des Zuschaltvorganges wird die Drosselklappe weiter geschlossen und gleichzeitig der Zündzeitpunkt aller Zylinder wieder in Richtung „früh“ verstellt. Der Zuschaltvorgang ist beendet und es laufen wieder alle Zylinder in gewohnter Art und Weise.

Maßnahmen zur Schwingungs- und Geräuschreduzierung

Der Grundstock für ein günstiges Schwingungsverhalten eines Motors wird bereits in seiner Grundkonstruktion gelegt. Die steife Motorkonstruktion, der leichte Kurbeltrieb sowie die Einbaulage quer zur Fahrriichtung tragen zu einem guten Schwingungsverhalten des Motors bei. Wesentlich für das Schwingungsverhalten ist ein gleichmäßiger Zündabstand im 2-Zylinder-Modus, welcher durch das Abschalten der Zylinder 2 und 3 erreicht wird. Eine weitere wichtige Maßnahme für die Verbesserung des Schwingungsverhaltens ist die Verwendung von hydraulischen Aggregatelagern, die über einen weiten Frequenzbereich eine geringe dynamische Steifigkeit aufweisen. Die aus dem 1.6-Liter-TDI-Motor stammenden Motorlager minimieren für den Insassen spürbare Vibrationen und Resonanzschwingungen im 2-Zylinder-Modus (Abbildung 3.16). Des weiteren wurde die Torsionsfederkennlinie des Zweimassenschwungrades speziell auf die neuen Gegebenheiten des aktiven Zylindermanagements konzipiert. Dabei wurde die erste Stufe für den 2-Zylinder-Modus sehr weich und die zweite Stufe für den 4-Zylinder-Modus steif ausgeführt (Abbildung 3.17). Außerdem wurden die Resonatoren

der Abgasanlage zwecks Verringerung der stark unterschiedlichen Abgas-Pulsationen zwischen 4- und 2-Zylinder-Modus mit unterschiedlich großen Volumina versehen. Zusätzlich wurde die Rohrlänge speziell abgestimmt (Abbildung 3.18), [9].

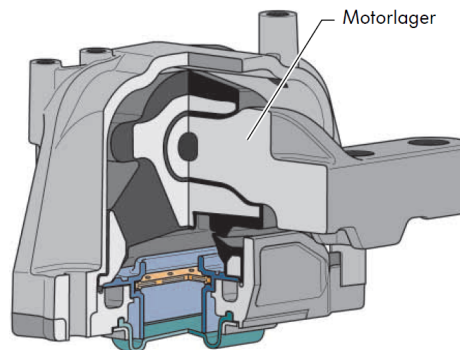


Abbildung 3.16: Motorlager [7]

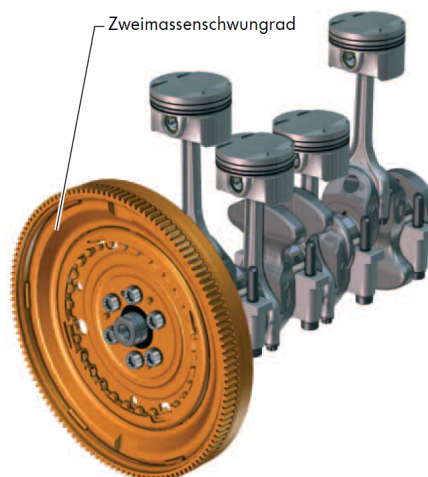


Abbildung 3.17: Zweimassenschwungrad [7]

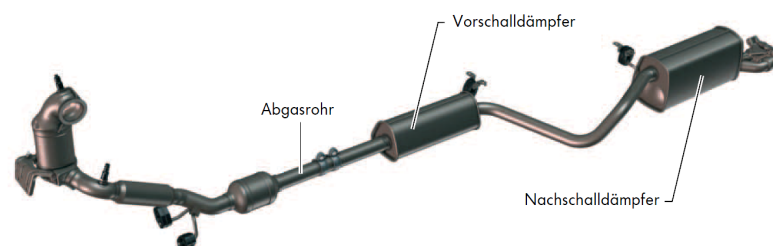


Abbildung 3.18: Abgasanlage [7]

Motormanagement und Fahrverhaltensabstimmung

Die Zylinderabschaltung erfolgt in Kennfeldbereichen, die vom durchschnittlichen Fahrer häufig durchfahren werden. Die untere Drehzahlgrenze wurde mit 1250 min^{-1} festgelegt, da die Drehungleichförmigkeit im Abschaltbetrieb unter diesem Niveau zu groß werden würde. Die maximale Drehzahl im 2-Zylinder-Betrieb beträgt 4000 min^{-1} und wurde aufgrund von zunehmenden Schaltkräften auf die Aktuatoren auf diese Marke festgelegt. Werden diese Drehzahlen mit der jeweiligen Getriebeübersetzung kombiniert, so ergeben sich Fahrzeuggeschwindigkeiten von 30 km/h im dritten Gang bis hinzu 130 km/h im fünften bzw. sechsten Gang. Das maximal abrufbare Drehmoment im 2-Zylinder-Modus beträgt 85 Nm . Bei höheren Drehmomenten müsste die Klopfgrenze durch den Zündzeitpunkt in unwirtschaftliche Wirkungsgradbereiche verschoben werden. Dementsprechend werden in diesen Kennfeldbereichen wieder alle Zylinder aktiviert. In Abbildung 3.19 wird der Arbeitsbereich der Zylinderabschaltung illustriert. Außerdem wird die Zylinderabschaltung auch in Schubphasen aktiv. Durch die Reduzie-

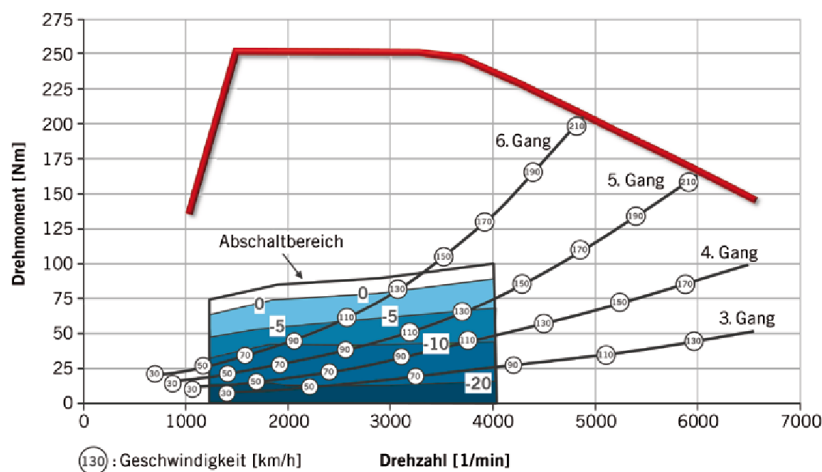


Abbildung 3.19: Betriebsbereich der Zylinderabschaltung im Kennfeld [9]

rung der Bremsmomente können Schubphasen deutlich verlängert werden. Tritt jedoch der Fahrer auf das Bremspedal, so übernehmen wieder alle vier Zylinder die Bremswirkung. Während Bergab-Fahrten wird die Zylinderabschaltung nicht aktiviert, um die volle Motorbremswirkung zu erreichen, [9].

3.3.5 Steuertrieb

Als Steuertrieb für die EA211 Motorbaureihe wird ein auf Fahrzeug-Lebensdauer ausgelegter Zahnriemen verwendet. Der 20 mm breite Zahnriemen wird von Permanent-Spannrollen geführt (Abbildung 3.20), [8].

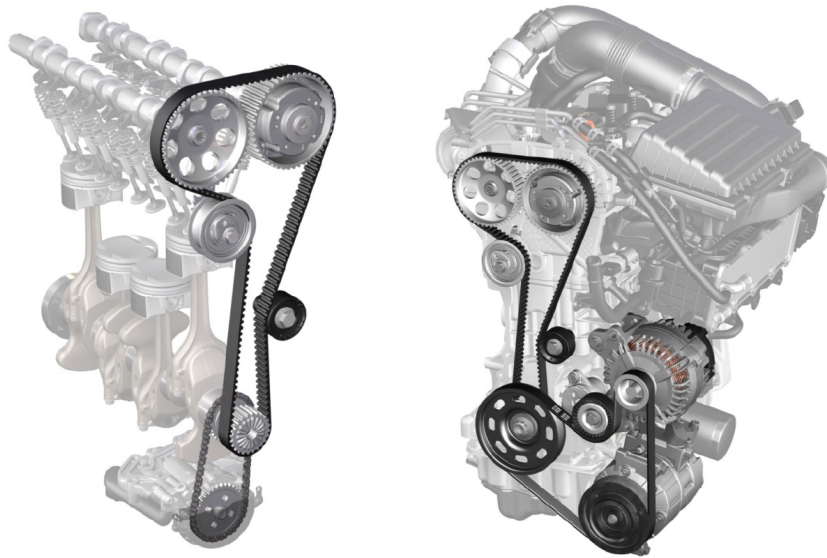


Abbildung 3.20: Steuertrieb und Nebenantriebsanordnung [8]

3.3.6 Nebetrieb und Anordnung Nebenaggregate

Wichtiger Aspekt bei der Entwicklung der EA211-Motorbaureihe war die gezielte Reduzierung der Baulänge in Fahrzeuginnenraumrichtung, um den zukünftigen Crash-Anforderungen weiterhin gerecht zu werden. Zum einen wurde dies durch die neue Einbaulage (siehe Abbildung 3.2) und zum anderen durch eng am Motor angeordnete Nebenaggregate erreicht. Der Generator und der Klimakompressor werden bei der EA211-Baureihe ohne zusätzliche Halterungen am Motor direkt montiert. Die Wasserpumpe sitzt auf der Kupplungsseite und wird über einen Zahnriemen von der Auslassnockenwelle angetrieben. Für den Nebenantrieb wird ein Keilrippenriemen mit sechs Rillen verwendet. Die nötige Spannkraft wird von einem Permanentspanner reguliert. Damit die Spannkraft möglichst auf niedrigem Niveau gehalten werden kann, erhält das Antriebsrad des Generators eine Drehwinkel-Entkopplung. Dies ermöglicht eine Freilaufwirkung in beide Drehrichtungen und verringert dadurch Kraftspitzen und Schlupfneigung des Riemen am Generator. Dementsprechend sinken die Reibungsverluste an den Lagerstellen und die Walkarbeit im Riemen. Die Anordnung der Nebenaggregate ist in Abbildung 3.20 ersichtlich, [8].

3.3.7 Kühlkreislauf

Die gesamte TSI-Motorpalette der EA211-Baureihe besitzt einen Hochtemperaturkreislauf für die Motorkühlung und einen Niedertemperaturkreislauf für die indirekte Ladeluftkühlung. Letztere wird mit einer elektrischen Wasserpumpe bedarfsgerecht betrieben. Die Kühlung des Turboladergehäuses erfolgt über den Nachlauf des Niedertemperaturkreislaufes.

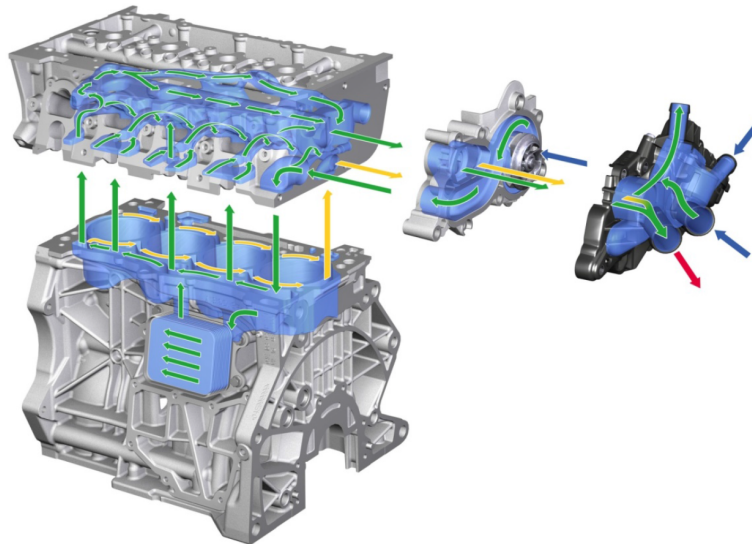


Abbildung 3.21: Kühlkreislauf mit getrennter Kopf-/Block-Kühlung [8]

Das Kühlmittelpumpen-Modul, bestehend aus einer über einen Zahnriemen angetriebenen Wasserpumpe und einem integrierten Kühlmitteltemperaturregler, bewerkstelligt die Motorkühlung. Dieses Modul ist kupplungseitig direkt am Zylinderkopf verschraubt. Damit die Blockkühlung konstant auf einem angehobenen Temperaturniveau gehalten werden kann, wird ein Dehnwachsthermostat mit einer Reglertemperatur von 105°C verbaut. Das zweite Thermostat regelt die Kühlmittelintrittstemperatur auf 87°C und ist ebenso als Dehnwachsthermostat ausgeführt. Dieses sogenannte „Split-Cooling-Konzept,“ stellt einen guten Kompromiss zwischen verminderter Reibleistung und Klopfverhalten dar, [8].

3.3.8 Ölkreislauf

Die aus Aluminium-Druckguss hergestellte Ölwanne des 1.4-Liter-TSI-Motors ist zweiteilig ausgeführt. Die Ölversorgung wird mithilfe einer Außenzahnradpumpe, die über eine Zahnkette von der Kurbelwelle angetrieben wird, realisiert. Der Ölvolumenstrom kann stufenlos in Abhängigkeit vom Öldruck im Hauptölkanal eingestellt werden. Dabei wird für die Regelung eines der beiden Pumpenräder axial verschoben. Über ein elektrisches Umschaltventil kann der Öldruck der Volmenstromregelung zweistufig variiert

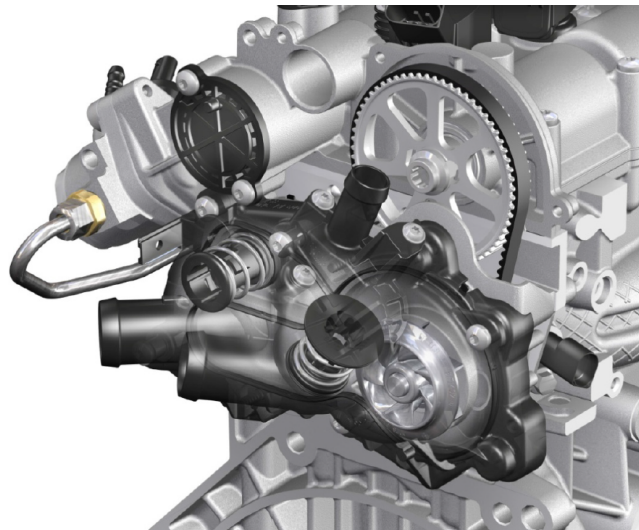


Abbildung 3.22: Kühlmittelpumpen-Modul mit integriertem Zweikreisregler [8]

werden. Die Kolbenkühlung setzt erst in Hochlastbereichen ein. Die Druckniveaueinstellung geschieht kennfeldgesteuert abhängig von Drehzahl und Last (Abbildung 3.23), [8].

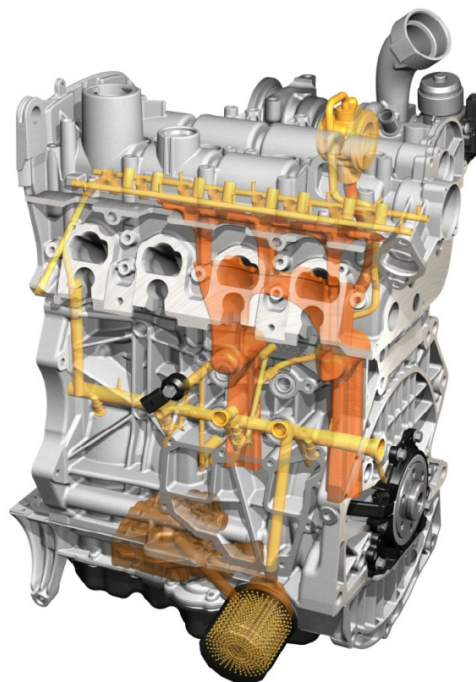


Abbildung 3.23: Ölkreislauf [8]

3.3.9 Abgasturbolader

Der Abgasturbolader (ATL) aller EA211-Motoren wurde speziell auf die Anforderungen des Zylinderkopfes mit integriertem Abgaskrümmmer ausgelegt. Ausgestattet ist der Turbolader mit einer Single-Scroll-Turbine, welche auf eine maximale Temperatur von 950 °C dimensioniert wurde. Die Abstimmung des Turboladers erfolgte gezielt auf Low-end-torque und auf ein gutes Transientverhalten. Diese Ansprüche konnten durch geringe Laufraddurchmesser und dementsprechend geringen Massenträgheitsmomenten realisiert werden. Die Überdrucksteuerung des Wastgates wurde in der EA211-Motorreihe

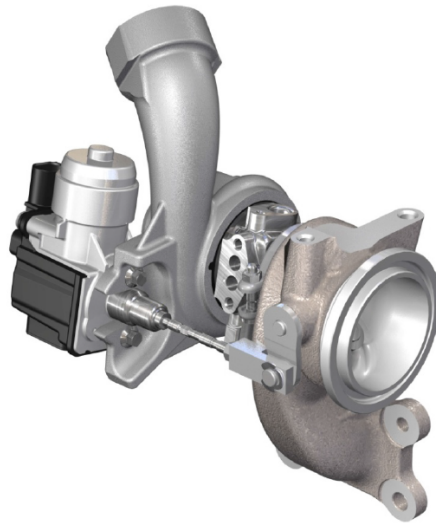


Abbildung 3.24: Abgasturbolader mit elektrischem Wastgatesteller [8]

durch einen elektrischen Steller ersetzt. Dieser kann unabhängig vom anliegenden Ladedruck die gewünschte Position einstellen. Für die Verstellung zwischen beiden Anschlängen benötigt das elektrische Wastgate 110 ms. Um das gesamte Synergiepotenzial nutzen zu können, sind alle Schnittstellen des Turboladers zur Motorperipherie identisch. Daraus resultiert die Verwendung vieler Gleichteile wie zum Beispiel Zylinderköpfe, Abgasanlagen, Öl- und Kühlmittleitungen sowie Abschirmbleche. Dank des integrierten Abgaskrümmers konnte trotz aufwändigerem Zylinderkopf eine Massenreduktion gegenüber konventioneller Abgasführung erreicht werden, [8].

3.3.10 Ladeluftkühlung und Ansaugsystem

Der im Saugmodul integrierte Ladeluftkühler wurde bereits in der Vorgänger-Baureihe verwendet. Die indirekte Ladeluftkühlung zeichnet sich durch das geringe kompressible Volumen im Ansaugsystem aus. Dadurch verkürzt sich der Aufbau des Ladedrucks in Dynamikfällen. Dieser Sachverhalt ist für kleine Downsizing-Motoren für ein gutes Ansprechverhalten essentiell. Das Saugmodul, bestehend aus dem Kunststoff-Spritzguss

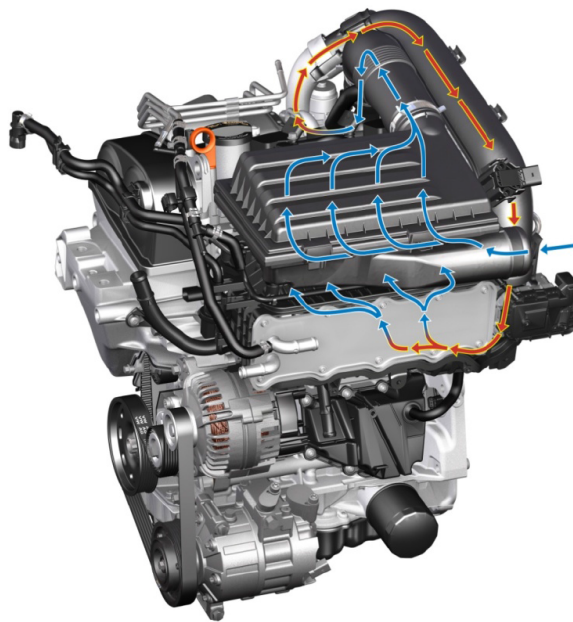


Abbildung 3.25: Ansaugsystem mit integriertem Ladeluftkühler [8]

PA6 GF30, wird mit einem Lamellen-Lötkühler für die indirekte Ladeluftkühlung ergänzt. Um Pulsationsgeräusche speziell im Übergang zum Schubetrieb (Schubumluft-Fauchen) zu vermeiden, wurden auf der Saugseite des Turboladers breitbandig ausgelegte Nebenschluss-Resonatoren integriert. Diese Maßnahme gestattet es, auf ein Schubumluft-Ventil am Abgasturbolader zu verzichten. Der Luftfilter, welcher über dem Saugmodul angebracht ist, wurde als motorfester Zentralfilter ausgelegt,[8].

4 Motorprüfstand

In diesem Kapitel wird dem Leser der Prüfstands Aufbau beginnend vom Ausbau über Sensorapplizierung bis hin zum Aufbau am Prüfstand näher gebracht.

4.1 Prüfstands Aufbau

Wie eingangs bereits erwähnt, diente als Versuchsträger ein Volkswagen Golf 7 mit einem 1.4-Liter-TSI-Ottomotor der Motorbaureihe EA211 mit aktivem Zylindermanagement. An dieser Stelle sei angemerkt, dass während des gesamten Projektes kein Support seitens des Herstellers gegeben war. Dieser Umstand zeigte sich in vielen Belangen und bewirkte einen deutlichen Mehraufwand für die einwandfreie Funktion des Motors am Prüfstand. Am Beginn wurde der Motor aus dem bestehenden Fahrzeug ausgebaut. Anschließend wurden diverse Modifikationen am Versuchsträger selbst vorgenommen, um den Motor am Prüfstand aufbauen zu können. Ein essentieller Punkt für den störungsfreien Betrieb des Motors am Prüfstand war die Installation einer Kabelbaumverlängerung vom Fahrzeug, welches vor dem Prüfstand abgestellt war, zum Motor in der Prüfwelle. Auf der einen Seite konnte durch die Kabelbaumverlängerung die Kommunikation der Motorsteuerung mit diversen anderen Steuereinheiten gewährleistet werden. Auf der anderen Seite hatte sie auch die Aufgabe der Spannungsversorgung diverser Sensoren und Aktuatoren, die nicht direkt vom Motorsteuergerät versorgt wurden. Um exakte Betriebspunkte einstellen zu können, musste die Betätigung des Gaspedals vom Fahrzeug in die Prüfwartung verlegt werden. Für diesen Zweck wurde das Sensorsignal vom Prüfstand aus über die Kabelbaumverlängerung direkt in die Motorsteuerung eingespeist. Während der Herstellung einer Kabelbaumverlängerung wurde gleichzeitig die Lagerung des Motors am Prüfstand angepasst. Anschließend wurde der Motor am Prüfstand sorgfältig ausgerichtet. Der Versuchsträger wurde in Serie mit einer Wirbelstrombremse und einer Asynchronmaschine aufgebaut. Diese Kombination ermöglicht einen Vier-Quadrantenbetrieb und wird häufig auch als Tandemaufbau bezeichnet. Die Verbindung zwischen Motor, der samt Zweimassenschwung und Kupplung aufgebaut wurde, und Bremsenrichtung wurde mithilfe eines Ersatzgetriebes und einer Gelenkwelle bewerkstelligt. Das Ersatzgetriebe konnte aus einem Vorgängerprojekt übernommen werden. Es musste lediglich eine Adapterplatte für die Befestigung am Motor neu angefertigt werden. Währenddessen die Aufbauarbeiten am Prüfstand voll im Gange waren, wurde mit der Applizierung der Sensorik begonnen. Im nachfolgenden Unterkapitel wird speziell auf diese Thematik eingegangen. Des Weiteren wurden die Kondi-

tionieranlagen, welche ebenfalls in einem eigenen Unterpunkt näher erläutert werden, auf die neuen Gegebenheiten abgestimmt und adaptiert. Nachdem alle Vorarbeiten abgeschlossen waren, wurde die Inbetriebnahme durchgeführt. Bis zum einwandfreien Betrieb mussten noch einige Probleme, die erst während der Inbetriebnahme ersichtlich wurden, beseitigt werden. Es stellten sich stochastische Frühzündungen ein, welche vom Motor bei höheren Lasten als Klopfen wahrgenommen wurden. Detaillierte Untersuchungen ergaben ein Versorgungs- und Masseproblem diverser Elemente. Durch die verhältnismäßig lange Kabelbaumverlängerung überlagerten sich Störsignale in der Versorgung. Zudem konnte durch den ursprünglichen Aufbau keine sichere Masseverbindung hergestellt werden. Als zielführende Lösung erwies sich die direkte Versorgung von Motorsteuerung, Zündspulen und der elektrischen Wasserpumpe. Außerdem wurden separate Masseverbindungen zwischen Motor und den vorher genannten Peripherieteilen hergestellt. Einen schematischen Überblick über die schlussendlich installierte Kabelbaumverlängerung mit deren Modifikationen zeigt Abbildung 4.2.

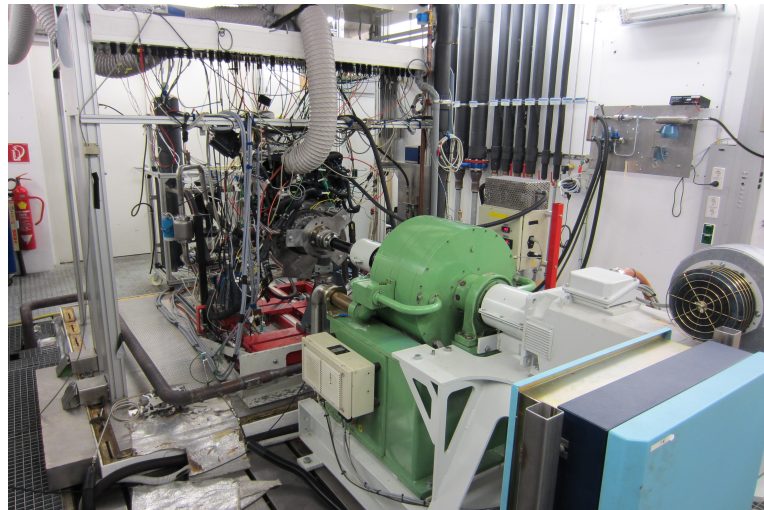


Abbildung 4.1: Übersicht Prüfstand mit Versuchsträger EA211

Ein weiteres Problem stellte der Betrieb im 2-Zylinder-Modus dar, da für diesen Betriebsmodus eine realistische Fahrgeschwindigkeit für das Motorsteuergerät benötigt wird. Um dieser Forderung nachkommen zu können, wurden alle Raddrehzahlsensoren aus dem Fahrzeug ausgebaut und über eine spezielle Vorrichtung auf einem Elektromotor wieder installiert. Mittels eines Frequenzumrichters konnte die Raddrehzahl an die vorgegebene Motordrehzahl entsprechend angepasst werden. Die hinterlegte Kennlinie wurde soweit adaptiert, bis sich das Motorsteuergerät im gesamten Kennfeld über die entsprechende Getriebeübersetzung einen Gang ausrechnen konnte. Im Falle einer unplausiblen bzw. nicht vorhandenen Fahrzeuggeschwindigkeit greift das Motorsteuergerät auf ein Notlaufprogramm zurück und schaltet zu keiner Zeit in den 2-Zylinder-Betrieb.

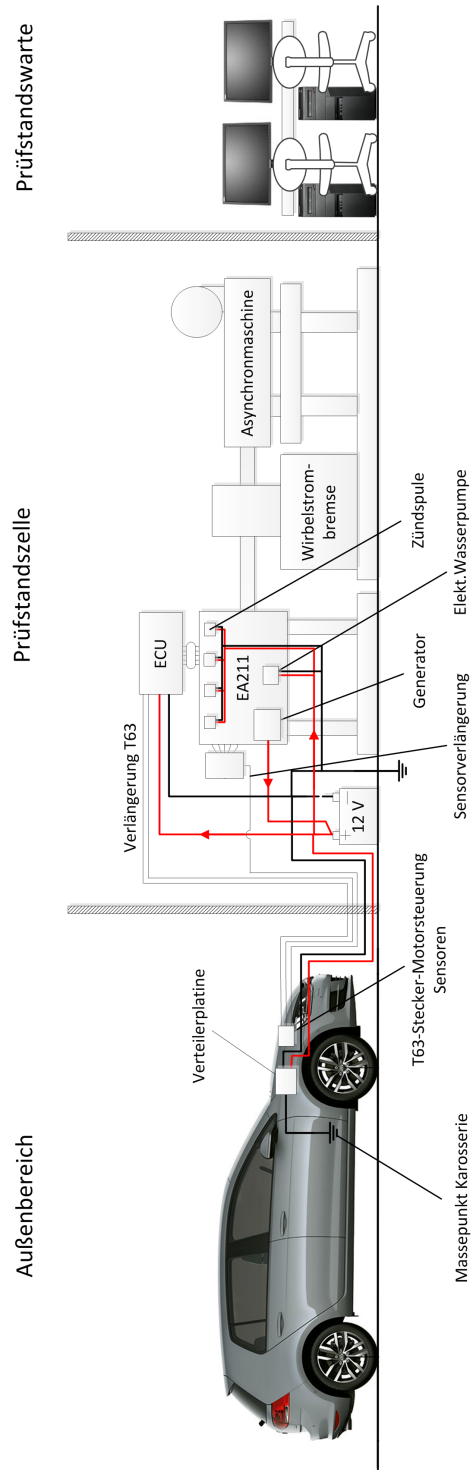


Abbildung 4.2: Kabelbaumverlängerung

Nachdem die Inbetriebnahme abgeschlossen war, wurde mit dem eigentlichen Messprogramm begonnen. Die durchgeführten Messungen werden im Kapitel 5 detailliert beschrieben.

4.2 Motorprüfstandskomponenten

In diesem Unterkapitel wird kurz auf die am Prüfstand verwendeten Belastungsmaschinen eingegangen. Eine serielle Anordnung einer aktiven und passiven Belastungsmaschine wird meist als Tandemanordnung bezeichnet. Diese Kombination ermöglicht einen sogenannten Vier-Quadrantenbetrieb. Dies bedeutet, dass der Motor zum einen befeuert oder geschleppt betrieben werden kann und zum anderen die Drehrichtung frei wählbar ist. Als aktive Belastungsmaschine wird eine Asynchronmaschine der Fa. ABB eingesetzt. Sie besitzt eine maximale Antriebs- und Bremsleistung von ca. 50 kW und eine zulässige Maximaldrehzahl von 8000 min^{-1} . Die passive Belastungsmaschine ist als Wirbelstrombremse vom Typ FE 600 SD der Fa. Borghi & Saveri ausgeführt. Diese weist eine maximale Bremsleistung von 368 kW und eine maximale Drehzahl vom 13500 min^{-1} auf.

4.3 Konditionieranlagen

Für die Herstellung möglichst realer Bedingungen am Prüfstand müssen diverse Konditionieranlagen installiert werden. Zudem spielt die Reproduzierbarkeit und Vergleichbarkeit von Messungen eine essentielle Rolle, welche sehr stark von den Einstellparametern der verschiedenen Medien abhängig sind. Um diese Forderungen umsetzen zu können, müssen alle verwendeten Fluide am Prüfstand konditioniert werden. Versorgt werden die Konditionieranlagen über ein zentrales, geschlossenes Kühlwassersystem (Haustechnik). Nachfolgend werden die eingesetzten Konditionieranlagen anhand der Schaltzeichen der Fluidtechnik lt. DIN ISO 1219 dargestellt.

4.3.1 Kühlmittelkonditionierung

Die Kühlmittelkonditionierung sorgt für eine exakte Einstellung der Kühlmitteltemperatur und übernimmt damit die Funktion des Fahrzeugkühlers. Dieser Aufbau ermöglicht den befeuerten Motorbetrieb mit und ohne motoreigener Kühlmittelpumpe. Mithilfe des Massendurchflussmessers und der Temperaturspreizung über den Motor kann der Wärmeeintrag ins Kühlsystem ermittelt werden.

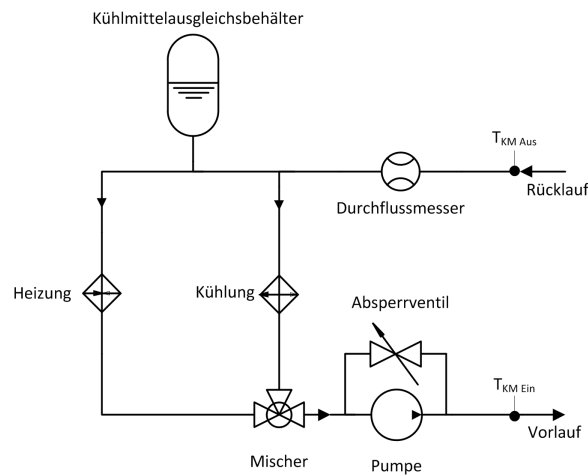


Abbildung 4.3: Kühlmittelkonditionierung

4.3.2 Ladeluftkonditionierung

Über die Ladeluftkonditionierung kann die gewünschte Sammlertemperatur T_{22} reguliert werden. Damit ersetzt diese Apparatur den Ladeluftkühler des Fahrzeugs. Die Vorrichtung erlaubt es, die Ladeluft zu heizen als auch zu kühlen. Es kann wiederum über den Massendurchflussmesser und der Temperaturdifferenz zwischen Eintritt und Austritt der Wärmeeintrag in das System bestimmt werden.

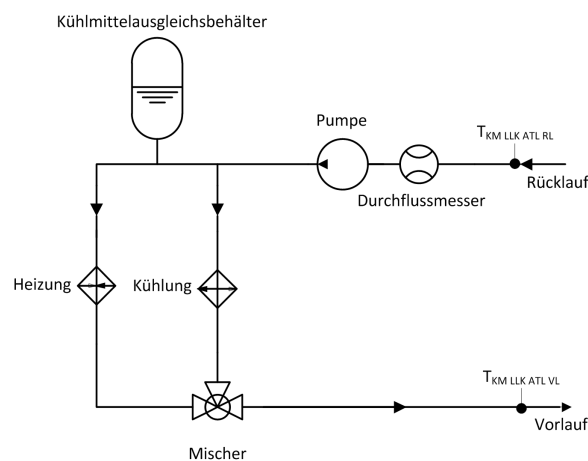


Abbildung 4.4: Ladeluftkonditionierung

4.3.3 Kraftstoffkonditionierung

Die am Prüfstand integrierte Kraftstoffkonditionierung wird direkt von der Haustechnik mit Kraftstoff versorgt. Über ein Druckregelventil wird der fahrzeugspezifische Kraftstoffzulaufdruck ($p_{KRZ} = 2.5 \text{ bar}$) zum Motor eingestellt. Der Aufbau besitzt keinen Rücklauf, deshalb wird der Kraftstoff im Kreis gepumpt und erwärmt sich dadurch. Deswegen übernimmt ein Kraftstoff-Haustechnikwasser-Wärmetauscher die Kühlung des Kraftstoffs. Von höchster Relevanz für die korrekte Bestimmung von Energiebilanzen ist der in der Kraftstoffkonditionierung integrierte Massendurchflussmesser. Dieser am Prüfstand verwendete Typ arbeitet nach dem Coriolismessprinzip.

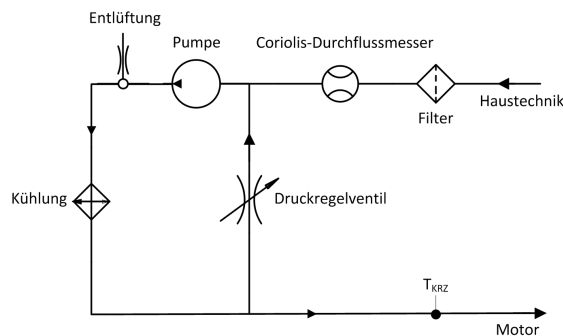


Abbildung 4.5: Kraftstoffkonditionierung

4.3.4 Quarzkühlung

Für dieses Projekt standen gekühlte Quarzdrucksensoren der Fa. Kistler in den Zylindern und im Auspuffkrümmer zur Verfügung. Das Kühlmittel, in diesem Fall destilliertes Wasser, wird über eine elektrische Pumpe zu den einzelnen Quarzen verteilt. Die nachstehende Skizze stellt exemplarisch die Kühlung eines von insgesamt fünf Druckquarzen dar.

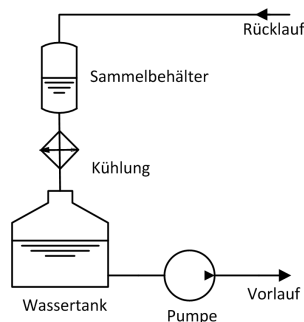


Abbildung 4.6: Quarzkühlung

4.4 Sensorapplikation

Dieses Kapitel beschreibt exemplarisch die Applikation diverser Sensorik am Versuchsträger und dessen Peripherie.

4.4.1 Saugmodul

Im Ansaugsystem wurden diverse Messstellen am Versuchsträger angebracht. Stellvertretend für dieses System wird die Modifizierung des Saugmoduls beschrieben. Für die Erfassung von Druck und Temperatur vor (T_{21} , p_{21}) und nach (T_{22} , p_{22}) dem integrierten Ladeluftkühler wurden jeweils Messstellen installiert. Außerdem wurden Temperaturmessstellen für die Zylinder 1 (T_{22_1}) und 4 (T_{22_4}) direkt vor dem Einlassventil verbaut.

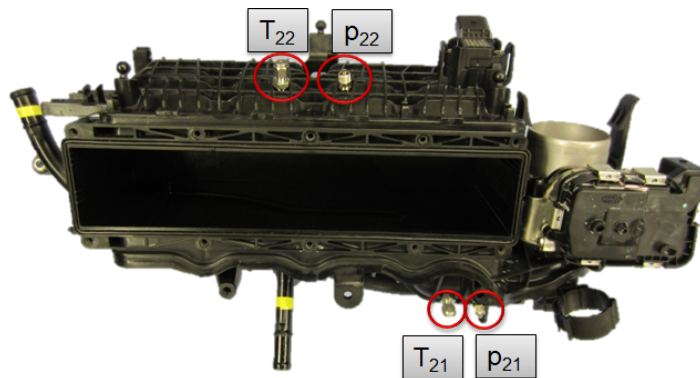


Abbildung 4.7: Saugmodul – Ansicht von vorne

Zusätzlich wurde für die Bestimmung des Saugrohrdrucks ein Quarzdrucksensor exakt vor dem Einlass des vierten Zylinders appliziert (p_{Saug_4}).

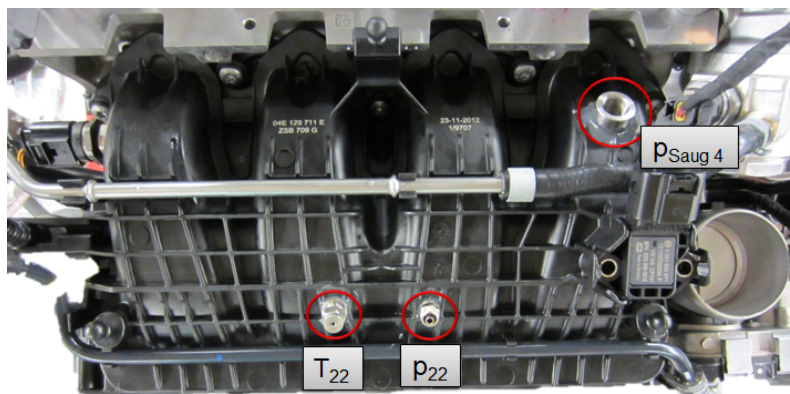


Abbildung 4.8: Saugmodul – Ansicht von oben

4.4.2 Zylinderkopf

Die Integration von vier Quarzdrucksensoren im Zylinderkopf war Hauptbestandteil der Modifikationsarbeiten am Versuchsträger. Der sogenannte „blutige“ Einbau der Sensoren ermöglicht die kurbelwinkelsynchrone Druckerfassung in den vier Zylindern (p_{Zyl1} – p_{Zyl4}). Die folgende Abbildung 4.9 zeigt die brennraumseitigen Bohrungen in den Zylindern. Die sehr engen Platzverhältnisse durch zentrale Kerzenanordnung, vier Ventile sowie Injektor für die Direkteinspritzung forderten höchste Ansprüche an eine exakte Positionierung. Des Weiteren musste bei dieser Anordnung der Sensoren sowohl der Ölraum als auch der Kühlmittelraum durchquert werden. Um eine Vermischung der beiden Medien zu verhindern, wurden Hülsen in die Bohrungen eingeklebt. Besonderes

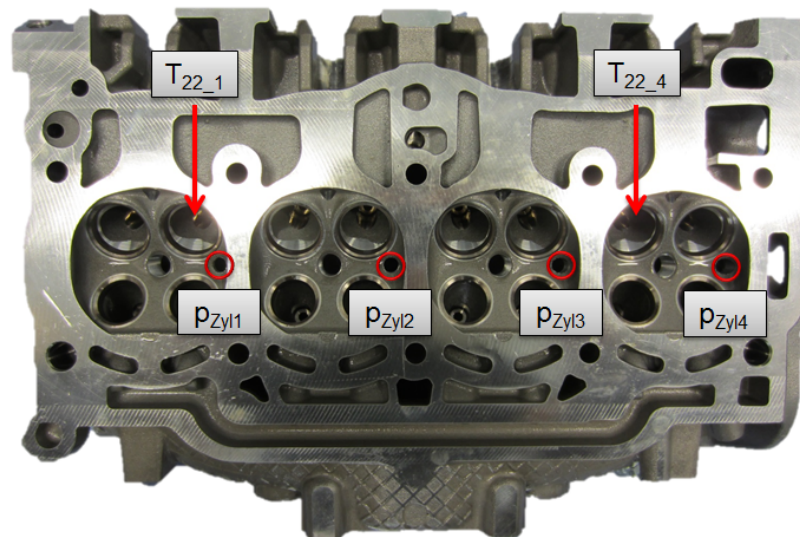


Abbildung 4.9: Zylinderkopf – Bohrungen für Zylinderdruckindizierung

Augenmerk wurde auf die axiale Positionierung der Quarzdruckaufnehmer gerichtet. Eine zu geringe Einbautiefe würde zu Pfeifenschwingungen und einem veränderten Kompressionsvolumen führen. Die thermische Belastung auf das Sensorelement steigt mit zunehmender Einbautiefe an. Deshalb muss ein geeigneter Kompromiss für die Positionierung gefunden werden. Die Kühlung und die elektrischen Anschlüsse wurden über die installierte Hülse nach außen geführt.

Neben brennraumseitigen Sensoren wurden zahlreiche Aufnehmer an der Abgasseite des Zylinderkopfs appliziert. Auf der einen Seite wurde eine schnelle (p_{Ausp4}) und eine langsame (p_{Kr4}) Druckmessstelle und auf der anderen Seite diverse Kühlmitteltemperaturen im integrierten Abgaskrümmen angebracht. Aus platztechnischen Gründen war eine zusätzliche Temperaturmessstelle für die Bestimmung der Abgastemperatur direkt nach dem Auslass nicht möglich. Zusätzlich zu den vorher genannten Modifikationen wurde eine Temperaturmessstelle für die Bestimmung der Bauteiltemperatur zwischen

Zylinderkopf und Abgasturbolader ($T_{BT_Kr_Flansch}$) installiert. Die umgesetzten Applikationen werden in den Abbildungen 4.9 und 4.10 ersichtlich.

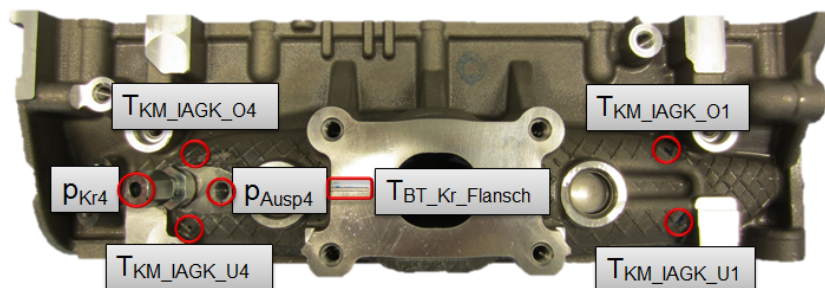


Abbildung 4.10: Zylinderkopf - Abgasseitige Messstellen

4.4.3 Abgasturbolader

Im Abgasturbolader befinden sich krümmerseitig je eine Temperatur- (T_{31}) und eine Druckmessstelle (p_{31}). Für die Bestimmung der Turboladerdrehzahl (n_{ATL}) wurde ein Picoturn-Sensor der Fa. acam mess electronic im Verdichtergehäuse installiert.

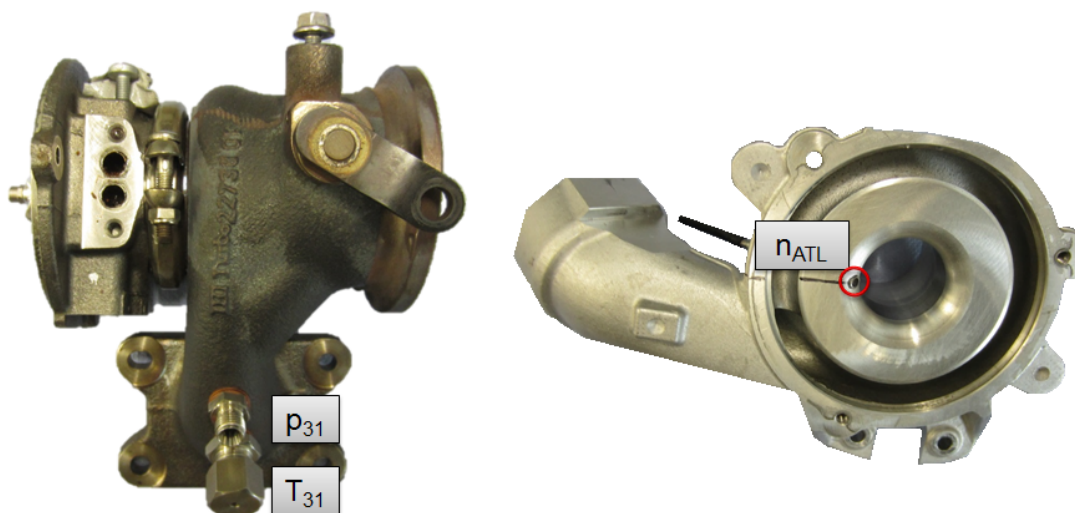


Abbildung 4.11: Messstellen Abgasturbolader

4.4.4 Katalysator

Im Umfeld des Katalysators wurde zahlreiche Sensorik appliziert. Mangels geringer Platzverhältnisse wurde zwischen Abgasturbolader und Katalysator ein zusätzliches Rohr eingefügt. Zum einen wurde auf diesem Abschnitt eine Serie von Entnahmestellen für die Abgasanalyse (AMA), die Rauchgastrübung (FSN) und die Partikelanzahl (CPC) installiert. Zum anderen wurden Temperatur (T_{40}), Druck (p_{40}) und Restsauerstoffgehalt bzw. Luftverhältnis (λ_{ETAS1}) vor dem Katalysator mitgemessen (Abbildung 4.12). Am Katalysator selbst wurden zwei Temperaturmessstellen (T_{41a} , T_{41b})

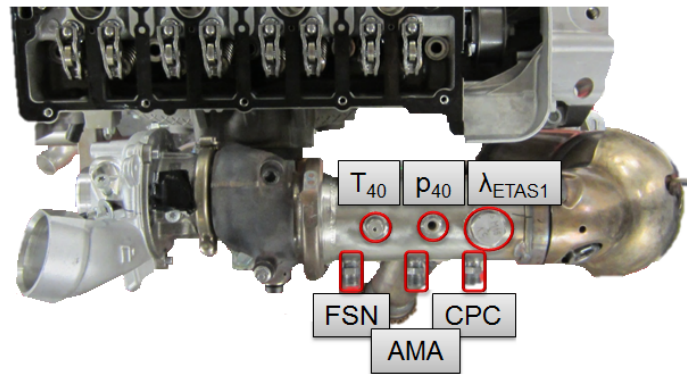


Abbildung 4.12: Messstellen Abgasseite vor dem Katalysator

appliziert. Die Positionen der Sensoren wurden auf die erste Hälfte des Keramikmonolithen aufgeteilt. Serienmäßig wird eine Breitbandlambdasonde (λ_{ECU_1}) vor und eine Sprunglambdasonde (λ_{ECU_2}) nach dem Katalysator verbaut (Abbildung 4.13).

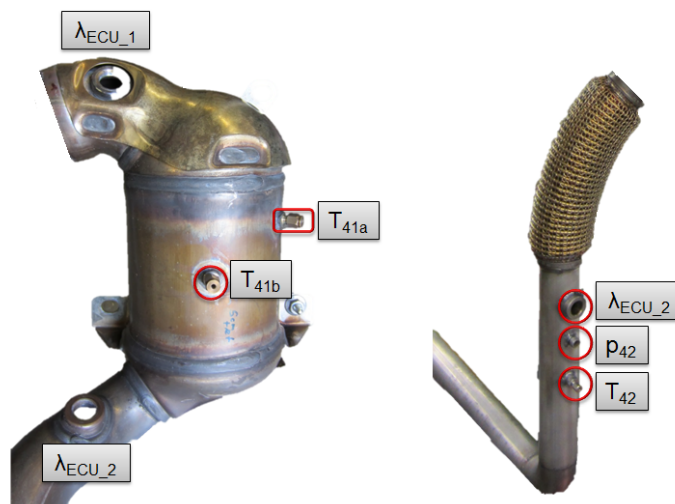


Abbildung 4.13: Messstellen Katalysator

Nach dem Katalysator wurden nochmals Temperatur (T_{42}) und Druck (p_{42}) aufgezeichnet. In unmittelbarer Umgebung wurden außerdem zusätzliche Entnahmestellen für AMA, FSN und CPC angebracht. Zudem wurde für Überwachungszwecke die Temperatur (T_{43}) in der Nähe der Entnahmestelle gemessen. Mithilfe von simultaner Schadstoffmessung vor und nach dem Katalysator können die jeweiligen Konvertierungsraten des Drei-Wege-Katalysators berechnet werden.

4.5 Messtechnik

In diesem Unterkapitel wird die verwendete Messtechnik am Prüfstand beschrieben.

4.5.1 Prüfstandsoftware

Tornado

Die Prüfstandsoftware Tornado der Fa. Kristl, Seibt & Co in der Version 3.3 Build 235.72.0.0 stellt das zentrale Steuerungselement des Prüfstandes dar. Dieses Programm ermöglicht eine Echtzeit-Messdatenerfassung und die Aufzeichnung aller relevanten Messdaten. Die Software setzt sich aus einem Designer und einer Runtime zusammen. Der Designer bietet diverse Konfigurationsmöglichkeiten, beginnend von der grafischen Benutzeroberfläche (GUI) über Messdatenspeicherformate und Messprogramm bis hin zu Integration von Sensorik und Messeinrichtungen. Während der Messungen erfolgt die Bedienung und Überwachung des Prüfstandes ausschließlich über die Runtime, [12].

IndiCom

Das IndiCom ist eine Software der Fa. AVL und wird für die Verbrennungsanalyse, Überwachung und Datenerfassung am Prüfstand eingesetzt. Die grafische Benutzeroberfläche ermöglicht eine echtzeitfähige Darstellung von kurbelwinkelbezogenen Messgrößen. Das eingesetzte IndiCom 2011 v2.3, build 116 wurde für die Aufzeichnung kurbelwinkelbezogener Messgrößen, den sogenannten Indizierdaten, eingesetzt. Diese beinhalten Messgrößen wie Zylinderdruck, Saugrohrdruck, Auspuffdruck, Einspritzsignal und Zündsignal, welche kurbelwinkelsynchron bei einer maximalen Drehzahl von 6500 min^{-1} mit einer Abtastfrequenz von 390 kHz pro Messsignal aufgezeichnet werden können. Diese Messdaten liefern die Grundlage für eine detaillierte Verbrennungsanalyse hinsichtlich Heizverlauf und Ladungswechsel. Die mit IndiCom erfassten Messdaten werden über eine vordefinierte Schnittstelle an die Prüfstandsoftware Tornado weitergegeben, [13].

VCDS

Die Abkürzung VCDS steht für **V**olkswagen **A**G **C**om **D**iagnose **S**ystem und wird am Prüfstand für die Erfassung relevanter Messdaten aus dem Fahrzeug verwendet. Die eingesetzte Software der Fa. Ross-Tech Version 11.11.3 ermöglicht es, ohne Herstellerunterstützung auf das Motorsteuergerät zugreifen zu können. Der Funktionsumfang der Software reicht vom Auslesen von Fahrzeugdaten über das Erfassen von motorspezifischen Messdaten bis hinzu Lese- und Schreibzugriffe auf den Fehlerspeicher. Die Verbindung zwischen Prüfstandwarte und Fahrzeug wurde mithilfe eines USB-Diagnosetools über den CAN-Bus (OBD II) im Fahrzeug hergestellt. Die Anzahl der auslesbaren Kanäle ist auf 12 limitiert und wird sequentiell mit einer Abtastrate von ca. 0.5 Hz im Normal-Modus aufgezeichnet. Abhängig vom Messprogramm wurden bis zu 11 Variablen aufgezeichnet. In folgender Tabelle 4.1 sind die verschiedenen Kanäle aufgelistet, [14].

Tabelle 4.1: Variablen VCDS

Nr. VCDS	Beschreibung	Einheit
018	Kraftstoffdruck	kPa
019	Kühlmitteltemperatur	°C
028	Motordrehzahl	min ⁻¹
052	Abgastemperatur vor Katalysator	°C
091	AVS Ventilhubstellung	I/O
106	Bypassventil für Turbolader Hochdruck	%
156	Generatorleistung	W
213	Kraftstoffverbrauch	l/h
262	Massenstrom über Drosselklappe	kg/h
275	Nockenwellenverstellung Auslass	°
278	Nockenwellenverstellung Einlass	°

4.5.2 Temperaturmessung

Für die Temperaturmessung wurden am Versuchsträger Thermoelemente vom Typ K und Widerstandstemperatursensoren vom Typ Pt100 der Fa. Rössel verbaut. Das Thermoelment der Klasse 1 besitzt eine Grenzabweichung auf die gemessene Temperatur von $\pm 1.5^\circ\text{C}$ bzw. $\pm 0.4\%$ über dem Temperaturbereich von -40°C bis 1000°C . Die Grenzabweichung des Widerstandstemperatursensors Pt100 der Toleranzklasse A beträgt über eine Temperaturspreizung von -100°C bis 450°C $\pm (0.15 + 0.002 |t|)$. In Tabelle 4.2 sind die applizierten Temperaturmessstellen aufgelistet, [15].

Tabelle 4.2: Übersicht Temperaturmessstellen

Messmedium	Messstelle	Bezeichnung	Sensortyp
Luft	Umgebung	T_U	Typ K Kl. 1
Ansaugluft	Ansaugzustand	T_{Saug}	Typ K Kl. 1
Ansaugluft	nach Luftfilter	T_{10}	Typ K Kl. 1
Ansaugluft	nach Verdichter	T_{20}	Typ K Kl. 1
Ansaugluft	nach Drosselklappe	T_{21}	Typ K Kl. 1
Ansaugluft	nach Ladeluftkühler	T_{22}	Typ K Kl. 1
Ansaugluft	vor Einlassventil Zylinder 1	T_{22_1}	Typ K Kl. 1
Ansaugluft	vor Einlassventil Zylinder 4	T_{22_4}	Typ K Kl. 1
Abgas	vor Turbine	T_{31}	Typ K Kl. 1
Abgas	nach Turbine	T_{40}	Typ K Kl. 1
Abgas	1/4 Monolith Katalysator	T_{41a}	Typ K Kl. 1
Abgas	1/2 Monolith Katalysator	T_{41b}	Typ K Kl. 1
Abgas	nach Katalysator	T_{42}	Typ K Kl. 1
Abgas	Eintritt CPC	$T_{\text{PC Ein}}$	Typ K Kl. 1
Abgas	Abgasanalyse	T_{43}	Typ K Kl. 1
Kühlmittel	Eintritt Motor	$T_{\text{KM ME}}$	Typ K Kl. 1
Kühlmittel	Vorlauf Motor	$T_{\text{KM M VL}}$	Typ K Kl. 1
Kühlmittel	Rücklauf Motor	$T_{\text{KM M RL}}$	Typ K Kl. 1
Kühlmittel	Vorlauf LLK und ATL	$T_{\text{KM LLK ATL VL}}$	Typ K Kl. 1
Kühlmittel	Rücklauf LLK	$T_{\text{KM LLK RL}}$	Typ K Kl. 1
Kühlmittel	Rücklauf ATL	$T_{\text{KM ATL RL}}$	Typ K Kl. 1
Kühlmittel	Rücklauf LLK und ATL	$T_{\text{KM LLK ATL RL}}$	Typ K Kl. 1
Kühlmittel	Rücklauf Liner	$T_{\text{KM Liner RL}}$	Typ K Kl. 1
Kühlmittel	Eintritt oben IAGK	$T_{\text{KM IAGK O1}}$	Typ K Kl. 1
Kühlmittel	Eintritt unten IAGK	$T_{\text{KM IAGK U1}}$	Typ K Kl. 1
Kühlmittel	Austritt oben IAGK	$T_{\text{KM IAGK O4}}$	Typ K Kl. 1
Kühlmittel	Austritt unten IAGK	$T_{\text{KM IAGK U4}}$	Typ K Kl. 1
Kühlmittel	KGH Zylinder 1	$T_{\text{KM ZKG 1}}$	Typ K Kl. 1
Kühlmittel	KGH Zylinder 4	$T_{\text{KM ZKG 4}}$	Typ K Kl. 1
Kühlmittel	KGH Rücklauf	$T_{\text{KM ZKG RL}}$	Typ K Kl. 1
Kühlmittel	Vorlauf KM in Öl/KM WT	$T_{\text{KM OEWWT VL}}$	Typ K Kl. 1
Kühlmittel	Rücklauf KM in Öl/KM WT	$T_{\text{KM OEWWT RL}}$	Typ K Kl. 1
Motoröl	Vorlauf Öl in Öl/KM WT	$T_{\text{Oel OEWWT VL}}$	Typ K Kl. 1
Motoröl	Rücklauf Öl in Öl/KM WT	$T_{\text{Oel OEWWT RL}}$	Typ K Kl. 1
Motoröl	Ölwanne	$T_{\text{Oel Wanne}}$	Typ K Kl. 1
Motoröl	Hauptölkanal	T_{HOEK}	Typ K Kl. 1
Aluminium	Stegmitte des Turboladerflansch	$T_{\text{BT KrFlansch}}$	Typ K Kl. 1
Kraftstoff	Vorlauf Kraftstoff	T_{KRZ}	Typ K Kl. 1
Kühlmittel	Mischbirne Motor Eintritt 1	$T_{\text{KM Ein1}}$	Pt100
Kühlmittel	Mischbirne Motor Eintritt 2	$T_{\text{KM Ein2}}$	Pt100

Fortsetzung nächste Seite ...

Tabelle 4.2: Übersicht Temperaturmessstellen (... Fortsetzung)

Messmedium	Messstelle	Bezeichnung	Sensortyp
Kühlmittel	Mischbirne Motor Austritt 1	$T_{\text{KM Aus1}}$	Pt100
Kühlmittel	Mischbirne Motor Austritt 2	$T_{\text{KM Aus2}}$	Pt100
Kühlmittel	KM-Kond. Heizer oben	$T_{\text{KMK Ho}}$	Pt100
Kühlmittel	KM-Kond. Heizer unten	$T_{\text{KMK Hu}}$	Pt100
Wasser	LL-Kond. Heizer oben	$T_{\text{OLK Ho}}$	Pt100
Wasser	LL-Kond. Heizer unten	$T_{\text{OLK Hu}}$	Pt100
Wasser	LL-Kond. Mischtemp.	T_{OLK}	Pt100

4.5.3 Druckmessung

Prinzipiell wird zwischen indizierter und nicht-indizierter Druckmessung unterschieden. Indizierte Messstellen werden immer kurbelwinkelaufgelöst ausgewertet, während bei nicht indizierten Aufnehmern die eigentliche Messgröße über mehrere Umdrehungen konstant bleibt. Umgangssprachlich werden auch die Bezeichnungen „schnelle Druckmessung“ für kurbelwinkelbezogene bzw. „langsame Druckmessung“ für nicht indizierte Druckmessstellen verwendet. In Tabelle 4.3 ist ein Überblick über die eingesetzten Drucksensoren zu sehen.

Druckmessumformer

Für die nicht indizierte Druckmessung wurden piezoresistive Druckmessumformer eingesetzt. Diese sind im Prüfstandsgalgen integriert und können sowohl Drücke von flüssigen als auch von gasförmigen Medien bestimmen. Die Aufnehmer sind entsprechend ihrem Einsatzbereich ausgelegt und kalibriert.

Kistler Quarzdrucksensor

Die Brennraumdrücke sowie der Auspuffdruck wurden mit gekühlten Quarzdruckaufnehmern des Typs 6041A der Fa. Kistler aufgezeichnet. Für die Ermittlung des kurbelwinkelaufgelösten Saugrohrdrucks wurde ebenfalls ein von der Fa. Kistler hergestellter Sensor des Typs 4045A verwendet. Das Messprinzip dieser Sensoren beruht auf dem piezoelektrischen Effekt, [16].

4.5.4 Drehmomentmessung

Für die Drehmomentmessung der Antriebswelle wurde ein Drehmomentmessflansch T40 der Fa. HBM eingesetzt. Das Messprinzip beruht auf der Verformung von Dehungsmessstreifen am Rotor. Das daraus resultierende Messsignal wird berührungslos

Tabelle 4.3: Übersicht Druckmessstellen

Messmedium	Messstelle	Bezeichnung	Sensortyp
Luft	Umgebung	p_U	Druckmessumformer
Ansaugluft	nach Luftfilter	p_{10}	Druckmessumformer
Ansaugluft	nach Verdichter	p_{20}	Druckmessumformer
Ansaugluft	nach Drosselklappe	p_{21}	Druckmessumformer
Ansaugluft	nach Ladeluftkühler	p_{22}	Druckmessumformer
Ansaugluft	Saugrohrdruck Zylinder 4	$p_{\text{Saug}4}$	Kistler 4045A
Kraftstoffgemisch	Zylinder 1	p_{Zy11}	Kistler 6041A
Kraftstoffgemisch	Zylinder 2	p_{Zy12}	Kistler 6041A
Kraftstoffgemisch	Zylinder 3	p_{Zy13}	Kistler 6041A
Kraftstoffgemisch	Zylinder 4	p_{Zy14}	Kistler 6041A
Abgas	Krümmer Zylinder 4	$p_{\text{Ausp}4}$	Kistler 6041A
Abgas	Krümmer Zylinder 4	p_{Kr4}	Druckmessumformer
Abgas	vor Turbine	p_{31}	Druckmessumformer
Abgas	nach Turbine	p_{40}	Druckmessumformer
Abgas	nach Katalysator	p_{42}	Druckmessumformer
Motoröl	Hauptölkanal	p_{HOEK}	Druckmessumformer
Motoröl	Hauptölkanal Pumpenausstritt	$p_{\text{MO PA}}$	Druckmessumformer
Kraftstoff	Vorlauf Kraftstoff Prüfstand	p_{KRZ}	Druckmessumformer
Kraftstoff	Vorlauf Kraftstoff Fahrzeug	$p_{\text{KRZ FZG}}$	Druckmessumformer
Luft	Kurbelgehäuse	p_{Kgh}	Druckmessumformer
Kühlmittel	Mischbirne Motor Eintritt	$p_{\text{KM ein}}$	Druckmessumformer
Kühlmittel	Mischbirne Motor Austritt	$p_{\text{KM aus}}$	Druckmessumformer

an den Stator übermittelt. Der Drehmomentaufnehmer besitzt mehrere Ausgabemöglichkeiten, wobei der Spannungssignalausgang defekt war und deshalb ausschließlich der Frequenzgang verwendet wurde. Das Frequenzsignal wurde an die Prüfstandssoftware Tornado und IndiCom via MP60 übermittelt. Der Messflansch T40 verfügt über einen Messbereich von -1 kNm bis 1 kNm und einem Frequenzbereich von $60 \text{ kHz} \pm 30 \text{ kHz}$. Die Linearitätsabweichung inklusive Hysterese bezogen auf den Nennkennwert beträgt $\pm 0.05\%$ für den Frequenzgang. Der Temperatureinfluss pro 10 K im Nenntemperaturbereich ($+10 \text{ }^\circ\text{C}$ bis $+70 \text{ }^\circ\text{C}$) auf das Ausgangssignal, bezogen auf den Istwert der Signalspanne, beziffert sich für den Frequenzgang auf $\pm 0.05\%$. Während des Projektes wurde des öfteren der Null- und Endpunkt des Drehmomentenflanschs mithilfe der Prüfstandssoftware Tornado kalibriert, [17].

4.5.5 Motordrehzahlmessung

Die Motordrehzahl wurde mithilfe eines induktiven Drehzahlsensors ermittelt.

4.5.6 Turboladerdrehzahlmessung

Die Turboladerdrehzahl wurde unter Verwendung von einem Picoturn-Sensor der Fa. acam mess electronic am Verdichterrad ermittelt. Die Applizierung des Sensors ist in Abbildung 4.11 dargestellt. Infolge von Wirbelstromdämpfungen der vorbeilaufenden Schaufeln verändert sich die Induktivität der Spule. Für die exakte Ermittlung der Turboladerdrehzahl muss der Sensor sehr nahe an den Verdichterschaukeln angebracht werden. Zudem muss die Anzahl der am Sensor vorbeilaufenden Schaufeln für die Auswertung bekannt sein. Mit diesem System können Drehzahlen von 200 min^{-1} bis 400000 min^{-1} gemessen werden, [18].

4.5.7 Indiziermessung

Der Begriff Indizierung wurde im Laufe der Dokumentation schon des öfteren verwendet. Um die Relevanz der Indizierung zu verdeutlichen, wird in diesem Abschnitt die Definition abermals wiederholt. Es handelt sich hierbei um ein kurbelwinkelaufgelöstes Messen und Darstellen diverser Messsignale. Die daraus resultierenden Informationen dienen als Basis für thermodynamische Analysen innermotorischer Vorgänge. Eine wesentliche Messgröße der Indizierung ist der Zylinderdruck, der es ermöglicht, Aussagen über Brennverlauf, Energieumsatzpunkte, indizierten Wirkungsgrad, maximalen Druckgradient, maximalen Brennraumdruck usw. zu treffen. Zudem wurden noch der Saugrohrdruck, der Abgasgegendruck, die Einspritzung am Zylinder 4, der Primärstrom zur Zündspule für Zylinder 1 und die Turboladerdrehzahl mithilfe der Indizierung aufgezeichnet. Für die exakte Zuordnung wurde der Saugrohrdruck und der Abgasgegendruck nahe dem Einlass und Auslass am Zylinder 4 gemessen. Die Integration einer Druckindizierung am Prüfstand kann mithilfe folgender Komponenten durchgeführt werden:

- **Druckaufnehmer:**

Die verwendeten Drucksensoren wurden bereits in Abschnitt 4.5.3 besprochen. Die Hochdruckindizierung im Brennraum der Zylinder 1 bis 4 und der Abgasgegendruck nahe dem Auslass von Zylinder 4 wurden mit wassergekühlten Drucksensoren 6041A der Fa. Kistler realisiert. Für die Saugrohrdruckindizierung am Zylinder 4 wurde der Drucksensor 4045A, ebenfalls der Fa. Kistler, eingesetzt, [16].

- **Winkelaufnehmer:**

Der Winkelaufnehmer 365C der Fa. AVL dient für die Zuordnung der Messsignale zum Kurbelwinkel. Die korrekte Sensorposition wurde mithilfe einer eigens angefertigten Adapterhülse am Riementrieb ermöglicht, [13].

- **Signalkonditionierung:**

Damit die piezoelektrischen Signale aus den Druckaufnehmern weiterverarbeitet werden können, müssen sie zuerst mittels Messverstärker und Signalverarbeitung aufbereitet werden. Der verwendete 4-Kanal Messverstärker Micro IFEM Piezo

von der Fa. AVL ist eigens für die Druckindizierung von Verbrennungsmotoren konzipiert worden, [13].

- **Datenerfassung:**

Aus der Signalkonditionierung gelangen die aufbereiteten Signale zum Datenerfassungssystem Indiset Advanced 642 Gigabit der Fa. AVL. Dort wird jeder einzelne Kanal mit einer Auflösung von 14 bit und einer Abtastrate von 800 kHz digitalisiert. Die Kurbelwinkelauflösung wurde mit 0.1°KW aus den vorherigen Projekten übernommen. Diese Einstellung ermöglicht eine maximale Motordrehzahl von 13333 min^{-1} , [13].

- **Datenverarbeitung und -auswertung:**

Das für die Datenaufbereitung und -auswertung eingesetzte Programm IndiCom der Fa. AVL wurde bereits im Abschnitt 4.5.1 besprochen. Zudem diente diese Software für die grafische Echtzeitauswertung sowie Überwachung des Prüfstandbetriebes, [13].

Neben den vorher erwähnten Komponenten ist eine korrekte Einpassung des Drucksignals zum oberen Totpunkt und die exakte Einstellung des Druckniveaus essentiell für präzise Ergebnisse.

Zuordnung zum oberen Totpunkt

Prinzipiell kann zwischen einer statischen und dynamischen Ermittlung des oberen Totpunktes unterschieden werden. Zwecks Nichtvorhandensein von Wärme- und Leckageverlusten führt die statische Bestimmung des oberen Totpunktes zu Ungenauigkeiten. Deshalb wurden am Prüfstand zwei dynamische Methoden für die OT-Anpassung eingesetzt.

- **Totpunktbestimmung mit kapazitivem Sensor:**

Vor der eigentlichen OT-Bestimmung muss der Motor auf Betriebstemperatur gebracht werden, um anschließend eine korrekte OT-Bestimmung im Schleppbetrieb durchführen zu können. Nachdem der Motor auf dem richtigen Temperaturniveau angelangt ist, wird ein kapazitiver Sensor anstelle der Zündkerze im Zylinder 1 montiert. Anschließend wird der Abstand zwischen Sensorspitze und Kolben manuell auf ein Minimum angepasst. Nach den abgeschlossenen Vorarbeiten wird das Messsignal des kapazitiven Sensors während dem Schleppbetrieb indiziert aufgezeichnet. Die OT-Bestimmung erfolgt auf einem Drehzahlniveau, welches ungefähr der Hälfte der Maximaldrehzahl entspricht. Je nach Abstand zwischen Kolben und Sensor verändert sich die Kapazität des Sensors. Dabei stellt die angesaugte Luft im Brennraum das Dielektrikum dar. Ausgehend vom Zünd-OT wird anhand der Messwerte der obere Totpunkt zugeordnet. Die Genauigkeit dieses Verfahrens kann ungefähr auf $\pm 0.1^\circ\text{KW}$ beziffert werden.

- **Totpunktbestimmung über thermodynamischen Verlustwinkel:**

Eine wesentlich schnellere Methode für die OT-Anpassung ist die Verwendung des thermodynamischen Verlustwinkels. Dabei bewirken Wandwärmeverluste und Leckage, dass sich das Maximum des Zylinderdrucks immer vor dem eigentlichen oberen Totpunkt einstellt. Diese Differenz wird als thermodynamischer Verlustwinkel bezeichnet. Nachdem der obere Totpunkt mithilfe des vorherigen Verfahrens bereits bestimmt wurde, konnte der thermodynamische Verlustwinkel für diesen Motor bestimmt werden. Bei einer Drehzahl von 2000 min^{-1} beträgt dieser 0.4°KW .

Druckniveaueinpassung

Prinzipbedingt können piezoelektrische Druckaufnehmer nur relative Druckänderungen aufzeichnen. Der gemessene Relativdruck muss zusätzlich im Druckniveau an die Umgebung angepasst werden. Die Anpassung des Nullniveaus kann mithilfe der folgenden Verfahren durchgeführt werden:

- **Referenzverfahren:**

Das Referenzverfahren gleicht das Druckniveau innerhalb eines bestimmten Kurbelwinkelbereichs mit einem gemessenen Zylinderdruck ab. Als Referenz wird der Saugrohrdruck des vierten Zylinders gewählt, welcher während der Einlassventilöffnung abgeglichen wird. Die exakte Sensorposition ist in Abbildung 4.8 ersichtlich.

- **Thermodynamische Nulllinienfindung:**

Die thermodynamische Nulllinienfindung arbeitet mit einer Gegenüberstellung von gemessenem und berechnetem Druckverlauf. Zu diesem Zweck wird in einem bestimmten Kurbelwinkelbereich mittels konstantem Polytropenexponent das Nullniveau angepasst. Es muss darauf geachtet werden, dass während dieser Anpassung keine Ventile geöffnet und die Einspritzung nicht aktiv ist. Dieses Verfahren ist einfach durchzuführen und besitzt eine akzeptable Genauigkeit.

4.5.8 Kraftstoffmessung

Für die Kraftstoffmessung wurde ein gravimetrisches Messverfahren ausgewählt, welches nach dem Coriolisprinzip arbeitet. Dabei kann der Massenstrom direkt, sowohl für gasförmige als auch für flüssige Medien, bestimmt werden.

4.5.9 Luftverhältnismessung

Das für die Regelung von Ottomotoren benötigte Luftverhältnis λ wurde mit folgenden Methoden bestimmt:

- **Lambdasonde:**

Die Breitband-Lambdasonde LSU 4.23 der Fa. Bosch ermöglicht in Kombination mit einem λ -Meter LA4 der Fa. ETAS die Bestimmung des Luftverhältnisses während des transienten Betriebes, [19].

- **AVL AMA i60:**

Durch Trägheiten im Abgasstrang zwischen Motor und Abgasmessanlage (AMA) liefert diese Methode zeitversetzte Messdaten. Daraus resultiert, dass die Messdaten aus der AMA nicht mit dem aktuellen Betriebspunkt übereinstimmen. Deshalb empfiehlt sich diese Methode für die Messung von stationären Betriebspunkten, [13].

4.5.10 Abgasmessung

Für die Abgasmessung wurde eine ganze Reihe an diversen Messinstrumenten eingesetzt. Das Portfolio reichte von einer Abgasmessanlage AVL AMA i60 über eine Partikelzähleinheit AVL APC 485 bis hin zu einer Rauchwertmessanlage AVL 415S Smoke Meter. Anschließend werden die einzelnen Analyseeinheiten, ohne dabei zu tief auf das Messprinzip einzugehen, vorgestellt.

Abgasmessanlage

Die Analyse diverser Abgaskomponenten wurde mit einer AMA i60 der Fa. AVL durchgeführt. Von der Entnahmestelle wird das Abgas über beheizte Leitungen von integrierten Pumpen zur AMA gesaugt. Dort sind verschiedenste Analysatoren verbaut:

- Chemilumineszenzdetektor (CLD) für NO und NO_x
- Flammenionisationsdetektor (FID) für THC und CH₄
- Infrarotdetektor (IRD) für CO, CO₂ und N₂O

Wie vorhin bereits kurz angesprochen, wird das Luftverhältnis λ aus der Abgaszusammensetzung berechnet, [13].

Partikelanzahlmessgerät

Immer strenger werdende Abgasgesetzgebungen limitieren zukünftig neben der Partikelmasse auch die maximale Partikelanzahl für Ottomotoren. Um diese Messgröße erfassen zu können, wird ein Partikelanzahlzähler APC 485 der Fa. AVL eingesetzt. Dieses Messinstrument erfasst Partikel in einem Größenbereich von 23 nm bis 2.5 μm , [13].

Rauchwertmessung

Die Rauchwertmessung erfolgte per Filterpapiermethode mit einem 415S Smoke Meter der Fa. AVL. Das Abgas wird zuerst über eine Filterpapierprobe geleitet und anschließend mithilfe einer optischen Messeinheit ausgewertet. Daraus resultiert ein bestimmter Schwärzungsgrad, der primär von der Rußkonzentration sowie der angesaugten Abgasmenge, bezogen auf die Filterfläche, abhängt. Angegeben werden die Ergebnisse entweder als Filter Smoke Numer (FSN) oder nach ISO 10054 als mg/m^3 , [13].

4.5.11 Blow-By-Messung

Die Kurbelgehäuseentlüftung ist beim Versuchsträger EA211 als Blockentlüftung ausgeführt und wird, bis auf zwei außenliegende Schlauchverbindungen, weitestgehend motorintern geführt. Über weite Kennfeldbereiche wurden die Blow-by-Gase direkt vom Verdichter angesaugt. Am Prüfstand konnte lediglich der Hochdruckanteil per Blow-By-Meter KS637 der Fa. Kristl, Seibt & Co gemessen. Dabei wird der Volumenstrom anhand der Druckdifferenz über einer vordefinierten Blende bestimmt. Innerhalb des Messgerätes wird die Kondensation des Abgases durch eine Heizeinrichtung verhindert, [12].

4.5.12 Strommessung

Die Strommessungen wurden mit Strommesszangen E3N der Fa. Chauvin Arnoux durchgeführt. Zu den Messgrößen zählten unter anderem Einspritzsignal, Zündsignal und Bordnetzstrom. Letzterer definiert sich aus jenem elektrischen Strom, der nicht für den Betrieb eines Verbrennungsmotors benötigt wird. Der Generatorstrom wird per Spannungsabfall über einen vordefinierten Widerstand (Shunt) gemessen. Aus diesen beiden Größen kann der für den Betrieb des Motors benötigte Strom berechnet werden, [20].

4.5.13 Messstellenübersicht

Die folgende Abbildung 4.14 symbolisiert die wichtigsten Messstellen am Versuchsträger.

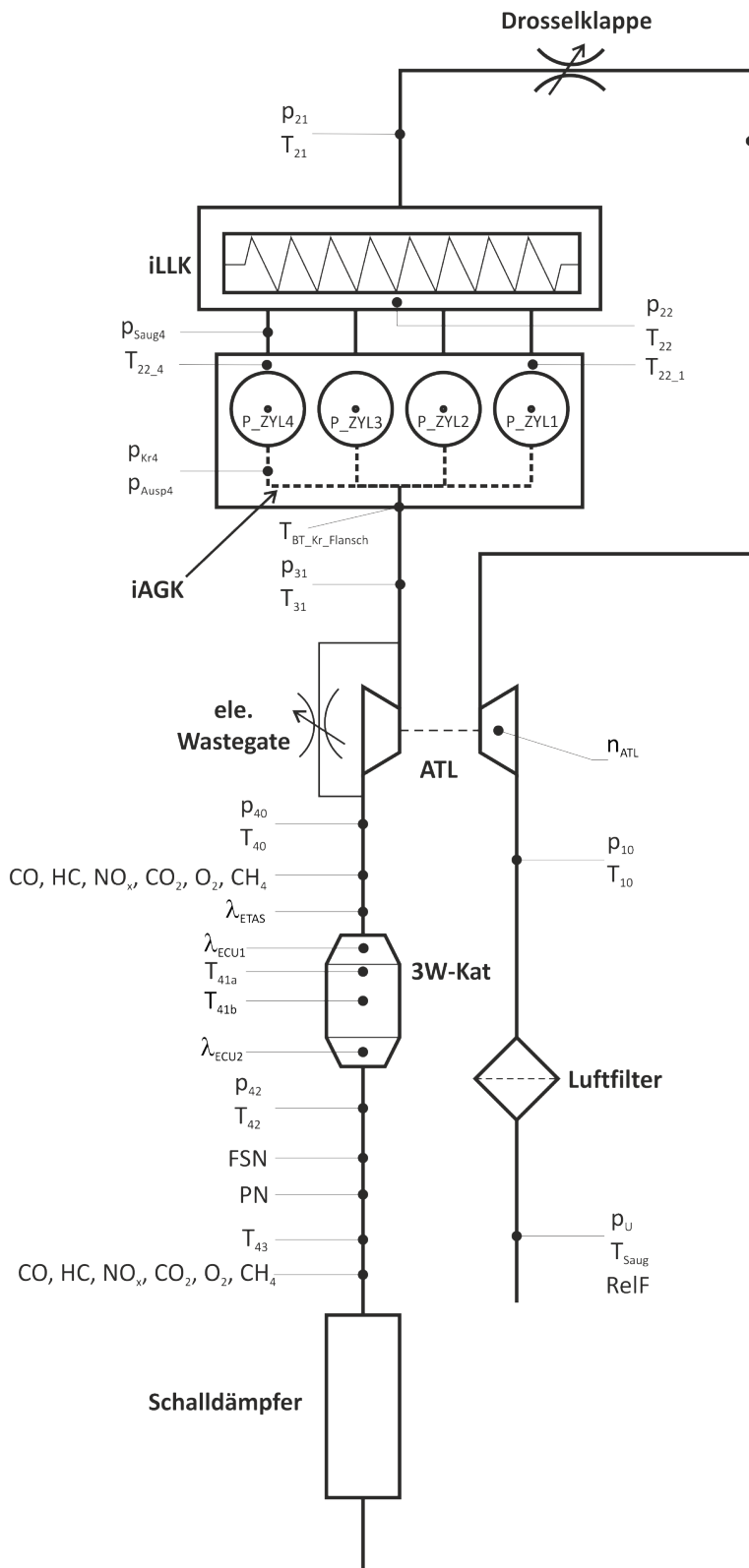


Abbildung 4.14: Messstellen VW EA211

5 Experimentelle Untersuchungen

Dieses Kapitel beschreibt den Ablauf der ausgeführten Messungen am Prüfstand.

5.1 Randbedingungen

Es wird an dieser Stelle nochmals betont, dass das gesamte Projekt ohne Herstellerunterstützung durchgeführt wurde. Um dennoch einen einwandfreien Betrieb garantieren zu können, musste ein beträchtlicher Mehraufwand in Kauf genommen werden. Nachfolgend werden essentielle Randbedingungen für den Betrieb am Prüfstand angesprochen.

5.1.1 Motorsteuerung

Für den Betrieb des Motors am Prüfstand wurde das Seriensteuergerät aus dem Fahrzeug entnommen und in der Prü fzelle aufgebaut. Die Verbindung vom Fahrzeug, welches sich außerhalb des Prüfstandgebäudes befindet, zum Motor im Prüfstand wurde mittels Kabelbaumverlängerung hergestellt. Damit die Motorsteuerung in seiner normalen Art und Weise arbeiten kann, mussten einige Maßnahmen gesetzt werden.

Raddrehzahlsimulation

An jedem Rad ist ein nach dem Hallprinzip arbeitender Drehzahlfühler verbaut. Die vier Drehzahlsignale dienen zum einen als Eingangsvariablen für das ABS/ESP-Steuergerät und zum anderen als Basis für die Ermittlung der Fahrgeschwindigkeit. Die Sensoren wurden aus dem Fahrzeug ausgebaut und auf einer speziellen Vorrichtung, welche aus Vorprojekten übernommen werden konnte, wieder aufgebaut. Hierbei handelt es sich um ein modifiziertes Radlager, welches zusätzlich mit einem Adapterring für die Aufnahme der vier Sensoren versehen ist. Während der Inbetriebnahme wurde festgestellt, dass die Umschaltung zwischen 2- und 4-Zylinderbetrieb nur stattfindet, wenn die Motorsteuerung intern über die aktuelle Fahrgeschwindigkeit einen passenden Gang ermitteln kann. Um diese Anforderung am Prüfstand nachbilden zu können wurde die Ansteuerung des Elektromotors mithilfe eines Frequenzumrichters bewerkstelligt. Dabei wurde die Kennlinie so abgestimmt, dass die Motorsteuerung das gesamte Kennfeld im vierten Gang durchfahren konnte. Die Steuerung wurde in der Prüfstandssoftware Tornado implementiert.

Gaspedalwertgebersimulation

Aus sicherheitstechnischen Aspekten ist der Gaspedalwertgeber intern mit einem doppelten Schleifringpotentiometer ausgeführt. Um den Motor direkt vom Prüfstand aus bedienen zu können, wurden die Spannungswerte aus dem Gaspedalwertgeber für die Motorsteuerung mit einem Spannungsausgang am Prüfstand nachgebildet und eingespeißt. Die Gaspedalstellung von 0 % bis 100 % entspricht einer Ausgangsspannung für das erste Potentiometer von 0.74 V bis 4.0 V. Der Arbeitsbereich des zweiten Gebers erstreckt sich von 0.37 V bis 2.0 V. Dies entspricht der halben Ausgangsspannung aus dem ersten Potentiometer. Die Steuerung wurde ebenfalls im Tornado integriert und ermöglichte die prozentuale Einstellung des Gaspedalwertgebers.

5.1.2 Motorlagerung und Ersatzgetriebe

Die Motorlagerung für den im Fahrzeug quer eingebauten Motor musste für den Betrieb am Prüfstand komplett überarbeitet werden. Die originalen Lagerpunkte wurden angesichts unpassender Positionen nicht verwendet, anstatt dessen wurde der Motor in Längsrichtung auf beiden Seiten mit neuen Aufnahmen abgestützt. Zudem wurde eine weitere Lagerstelle am Ersatzgetriebe installiert. Dieses konnte, bis auf die Adapterplatte zum Motor, von Vorprojekten übernommen werden, [21].

5.1.3 Klimakompressor

Der originale Klimakompressor wurde im Fahrzeug belassen und durch einen aus Vorprojekten stammenden baugleichen ersetzt. Am Prüfstand wurde die Klauenkupplung zum Kompressor entfernt. Deshalb verhält sich dieser reibungstechnisch wie eine weitere Umlenkrolle.

5.1.4 Batterie

Die Batterie wurde aus dem Fahrzeug entnommen und am Prüfstand neben dem Versuchsträger wieder aufgebaut. Um Einstreuungen des Ladereglers zu vermeiden wurde die Batterie über Nacht immer voll aufgeladen. Dies ermöglichte stets gleichbleibende Bedingungen und förderte so die Reproduzierbarkeit der Messergebnisse. Die Berechnung des Motorperipheriestroms erfolgt über die Differenz aus dem gesamten Generatorstrom I_{Gen} und dem zum Fahrzeug fließenden Bordnetzstrom I_{BN} .

5.1.5 Kraftstoff

Die extern durchgeführte Analyse des am Prüfstand eingesetzten Kraftstoffs Super Plus ergab folgendes Ergebnis:

Tabelle 5.1: Kraftstoffanalyse – Super Plus

Prüfparameter	Einheit	Prüfergebnis
ROZ	-	98.9
unterer Heizwert	MJ/kg	42.09
Kohlenstoffgehalt	% (m _C /m _{Br})	84.69
Wasserstoffgehalt	% (m _H /m _{Br})	12.9
Sauerstoffgehalt	% (m _O /m _{Br})	2.41
Dichte (15 °C)	kg/m ³	754.7

Aus diesen Daten können weitere Kenngrößen für die stöchiometrische Verbrennung ($\lambda = 1$) abgeleitet werden:

$$L_{St} = 14.07 \quad (5.1)$$

$$\frac{H}{C} = 1.815 \quad (5.2)$$

$$\frac{O}{C} = 0.021 \quad (5.3)$$

$$M_{exh} = 29.06 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}} \quad (5.4)$$

$$R_{exh} = 286.07 \frac{\text{J}}{\text{kgK}} \quad (5.5)$$

Der Kraftstoffvorförderdruck von 2.5 bar wurde am Prüfstand entsprechend den originalen Gegebenheiten eingestellt. Im Fahrzeug wird der Kraftstoff über eine sogenannte Intankpumpe zum Motor gefördert.

5.1.6 Motoröl

Als Motoröl wurde das vom Hersteller empfohlene Castrol EDGE Professional Longlife III 5W-30 verwendet. Die Ölfüllmenge wurde entsprechend den Werksangaben mit ca. 4 Liter stets eingehalten.

5.1.7 Ansaugluft

Um auch bei hohen Außentemperaturen reproduzierbare Messergebnisse erzielen zu können, wurde die Ansaugluft des Motors über eine direkte Verbindung von der Prüfstandsluftkonditionieranlage versorgt. Dank dieser Maßnahme konnte die Ansauglufttemperatur ausreichend gleichbleibend gehalten werden.

5.2 Stationäre Messungen

Nach erfolgreich beendeter Inbetriebnahme konnte mit dem eigentlichen Messprogramm begonnen werden. Während der stationären Messungen wird das Hauptaugenmerk auf die Ermittlung relevanter Kenngrößen im Kennfeld gelegt. Die Aussage bzw. Reproduzierbarkeit von stationären Messungen ist sehr stark von der Einschwingdauer abhängig. Je nach Betriebspunkt wurde anhand diverser Temperaturen (Öltemperatur, Kühlmitteltemperatur etc.) die Einschwingdauer so gewählt, dass sich diese im Laufe der Zeit nicht mehr änderten.

5.2.1 Quasistationäre Kennfeldmessung

In einer der ersten Messungen wurde zwecks Plausibilisierung ein gesamtes Kennfeld mit aktivem Zylindermanagement im Schnelldrucklaufverfahren ermittelt. Dabei wurde mithilfe der Software Tornado ein Prüfprogramm erstellt, welches kontinuierlich Last und Drehzahl über das gesamte Kennfeld variiert. Während der quasistationären Kennfeldmessung konnte keine Rücksicht auf die Einschwingdauer genommen werden. Deshalb dienen die Messwerte lediglich als Anhaltswerte für weitere Messungen.

5.2.2 Kennfeldmessung

Die Ermittlung diverser Kenngrößen im gesamten Kennfeldbereich war essentieller Bestandteil für eine detaillierte Analyse des Versuchsträgers. Dabei wurde das Kennfeld in Schritten von 1 bar effektivem Mitteldruck und 500 min^{-1} Drehzahl aufgenommen. Um eine exakte Aussage über die Zylinderabschaltung treffen zu können, wurde das Kennfeld mit und ohne aktiviertem Zylindermanagement durchgeführt. Außerdem wurde während der Kennfeldvermessung das Kühlmittelhauptthermostat aus dem Motor entfernt. Insgesamt wurde das Kennfeld mit drei unterschiedlichen Konfigurationen vermessen:

- **Halbmotorbetrieb – ACT aktiv**

Arbeitet der Motor mit 2 anstatt 4 Zylinder, wird dies umgangssprachlich oft auch als „Halbmotorbetrieb“ bezeichnet. Dieses Kennfeld entspricht weitgehendst dem realen Betrieb im Fahrzeug. Das aktive Zylindermanagement (ACT) steuert dabei selbständig zwischen den beiden Betriebsmodi hin und her.

- **Vollmotorbetrieb – ACT aktiv**

Nach ca. 10 min im 2-Zylinder-Modus greift die Motorsteuerung ein und deaktiviert das ACT. Anschließend läuft der Motor wieder auf allen Zylindern und nach ungefähr 2 min schalten sich wieder zwei Zylinder automatisch ab. Diese Maßnahme unterbindet hauptsächlich ein zu starkes Abkühlen der Zylinder 2 und 3. Während diesen Abschaltphasen wurde das Kennfeld im 4-Zylinder-Betrieb aufgezeichnet. Die Einschwingdauer für jeden Betriebspunkt konnte deshalb nur

relativ kurz gewählt werden. An dieser Stelle sei nochmals darauf hingewiesen, dass während dieser Messungen im Vollmotorbetrieb das aktive Zylindermanagement immer tätig war.

- **Vollmotorbetrieb – ACT deaktiviert**

Für dieses 4-Zylinder-Kennfeld wurde das aktive Zylindermanagement vom Prüfstand aus deaktiviert. Zu diesem Zweck wurde der Elektromotor für die Erzeugung eines realistischen Fahrgeschwindigkeitssignals abgeschaltet, somit wird der 2-Zylinder-Betrieb nie aktiviert.

5.2.3 Schleppmessungen

Neben der Reibungsuntersuchung am befeuerten Motoren wurden diverse Schleppmessungen durchgeführt. Dabei wurde der Motor im ungefeuerten Betrieb von einer Belastungsmaschine angetrieben und dabei Drehmoment und Drehzahl aufgezeichnet. Daraus ließ sich anschließend die Schlepp- bzw. Reibleistung berechnen. Besonderes Augenmerk wurde auf den Bereich aktiver Zylinderabschaltung gelegt, um diese auch hinsichtlich Reibverhalten beurteilen zu können. Die Messungen wurden sowohl mit offener als auch geschlossener Drosselklappe durchgeführt. Die Umsetzung einer offenen Drosselklappe wurde durch das Entfernen des integrierten Ladeluftkühlers erreicht. Dadurch konnte der Motor direkt über den Sammler Luft ansaugen.

5.2.4 Lastschnitte

Lastschnitte zeichnen das Verhalten des Motors über der Last bei konstanter Drehzahl auf. Während der Messreihe wird stufenweise die Last erhöht. Folgende Lastschnitte wurden im Laufe des Projektes gemessen:

- Leerlauflastschnitt
- Lastschnitt bei 2000 min^{-1} mit und ohne Zylinderabschaltung (2/4-Zylinderbetrieb)
- Lastschnitt bei 1250 min^{-1} von $p_e = 8 \text{ bar}$ bis Volllast in $\Delta p_e = 1 \text{ bar}$ bei einer Sammlertemperatur $T_{22} = 30 \text{ °C}$
- Lastschnitt bei 5000 min^{-1} und 6000 min^{-1} mit 10 Messpunkten bis Volllast mit $\Delta P_e = 5 \text{ kW}$ und einer Sammlertemperatur $T_{22} = 30 \text{ °C}$

5.2.5 Indizierte Normlastpunkte

Die Messung der indizierten Normlastpunkte wurde mit unterschiedlicher Wastgate-Regelung durchgeführt. Zum einen wurde die Position des Wastegates von der Motorsteuerung geregelt und zum anderen wurde der elektrische Steller abgehängt und das

Wastegate in offener Position fixiert. Die indizierten Normlastpunkte sind in Tabelle 5.2 ersichtlich.

Tabelle 5.2: Indizierte Normlastpunkte

n / min^{-1}	p_i / bar
1000	1
1500	2
2000	2
2000	2.7
2000	4
3000	4

5.2.6 Volllastkurven

Die Volllastkurven wurden mit unterschiedlichen Sammlertemperaturen (30 °C, 40 °C, 50 °C, 60 °C, 70 °C) von 1000 min⁻¹ bis 6300 min⁻¹ mit einer Drehzahlschrittweite von 250 min⁻¹ aufgezeichnet.

5.2.7 Einfluss auf die Ölverdünnung

Die Bestimmung des Kraftstoffeintrags ins Motoröl erfolgte in zwei vordefinierten Betriebspunkten bei stöchiometrischem Luftverhältnis. Dabei musste vor jedem Betriebspunkt das Motoröl getauscht werden. Von dem abgelassenen Motoröl wurde jeweils eine Probe entnommen und zur detaillierten Analyse extern weitergeleitet. Folgende Tabelle 5.3 zeigt die für die Ölverdünnung relevanten Betriebspunkte.

Tabelle 5.3: Betriebspunkte Ölverdünnung

n / min^{-1}	p_e / bar	Betriebsdauer / h
2500	10	1
1500	Volllast (~ 22.6)	2

5.3 Transiente Messungen

Dank transienten Messungen ist es möglich, den Versuchsträger hinsichtlich seiner dynamischen Eigenschaften zu analysieren. Neben dem transienten Verhalten spielte auch das Wärmemanagement, speziell der Warmlauf bezüglich Aufheizstrategie (Katalysator, Kühlwasser, Motoröl), eine große Rolle während den Untersuchungen. Außerdem

wurde die Umschaltstrategie des aktiven Zylindermanagements detailliert untersucht, um eine Aussage über die einzelnen Maßnahmen während des Abschalt- bzw. Zuschaltvorganges treffen zu können. Zuletzt wurden zwei vordefinierte Testzyklen (NEFZ, WLTP) am Prüfstand nachgefahren.

5.3.1 Quasistationärer Warmlauf

Durch diese Messungen sollen Informationen bezüglich des Kaltstartverhaltens und des Wärmemanagements über den Versuchsträger EA211 gewonnen werden. Entscheidend für niedrige Emissionen in Testzyklen ist das schnelle Erreichen der Katalysator-Anspringtemperatur (light-off) in der Warmlaufphase. Für den Kaltstartversuch müssen sowohl alle Bauteile als auch Betriebsmedien ungefähr Umgebungstemperatur aufweisen. Der Warmlauf wurde zum einen im Leerlaufregler mit unterschiedlichen Leerlaufdrehzahlen und zum anderen bei einer Drehzahl von 2000 min^{-1} und einem effektivem Mitteldruck von 2 bar gemessen.

5.3.2 Rampen bzw. Lastsprünge

Durch das Aufzeichnen diverser Rampen bzw. Lastsprünge sollen Erkenntnisse hinsichtlich dem dynamischen Verhalten des Motors gewonnen werden. Die verschiedenen Lastsprünge geben Auskunft über das Ansprechverhalten und zeigen damit auch die transienten Eigenschaften des Motors auf. Die Versuche wurden einerseits mit einer Variation der Öffnungszeiten der Drosselklappe (Rampenzeit) und andererseits bei verschiedenen Betriebspunkten ausgeführt. Außerdem wurden einige Rampen aus dem 2-Zylinder-Betrieb gestartet, um eine Aussage über die Veränderung der Ansprechzeit mit und ohne Zylinderabschaltung treffen zu können. In Tabelle 5.4 sind die durchgeführten Lastsprünge ersichtlich.

Tabelle 5.4: Rampen bzw. Lastsprünge

von $n/\text{min}^{-1} - p_e/\text{bar}$	auf $n/\text{min}^{-1} - p_e/\text{bar}$	Rampenzeit/s	Startmodus
1500 – 2	1500 – 23 (VL)	0, 1, 2, 3	2-Zylinder
2000 – 2	2000 – 23 (VL)	0	2-Zylinder
3000 – 3	3000 – 23 (VL)	0	2-Zylinder
3000 – 3	3000 – 23 (VL)	0	4-Zylinder

5.3.3 Umschaltvorgang Zylinderabschaltung

Damit ein momentenneutraler Umschaltvorgang zwischen den verschiedenen Betriebsmodi stattfinden kann, benötigt es eine Reihe von Maßnahmen. Außerdem ist auch die

Reihenfolge der angewendeten Maßnahmen für einen einwandfreien Betrieb entscheidend. Der Zu- und Abschaltvorgang wurde bereits im Kapitel 3.3.4 beschrieben und wird anhand diverser Messungen auch quantitativ belegt. Aufgezeichnet wurden jeweils Zu- und Abschaltvorgang bei verschiedenen Betriebspunkten.

5.3.4 Zyklen

Die verschiedenen Fahrzyklen dienen primär für die reproduzierbare Vergleichbarkeit von Fahrzeugen hinsichtlich Verbrauch und Emission. Dabei sollte der Fahrverlauf und die Randbedingungen des Zyklus möglichst der Realität entsprechen. Aus den verschiedenen Testzyklen am Prüfstand wurden Aufschlüsse über das Emissionsverhalten sowie über das Wärmemanagement gewonnen. Dank der am Beginn des Projektes durchgeführten Rollenprüfstandmessungen konnten die Ergebnisse mit denen am Motorprüfstand validiert werden.

Neuer Europäischer Fahrzyklus – NEFZ

Für die Ermittlung des Kraftstoffverbrauchs und des Emissionsverhaltens wird in Europa nach wie vor der NEFZ (Neuer Europäischer Fahrzyklus) eingesetzt. Der genormte Testzyklus besteht aus dem vierfach wiederholten Stadtzyklus (ECE-15 Urban Driving Cycle) und einem Überlandzyklus (Extra-Urban Driving Cycle). Der Fahrverlauf ist in Abbildung 5.1 zu sehen. Während der Durchführung des Testzyklus ist strikt nach Norm vorzugehen. Unter anderem muss der NEFZ aus dem Kaltstart begonnen werden und zu diesem Zweck muss das Fahrzeug zwischen 20 °C und 30 °C mehrere Stunden vorkonditioniert werden. Die wichtigsten Informationen wurden in Tabelle 5.5 nochmals zusammengefasst.

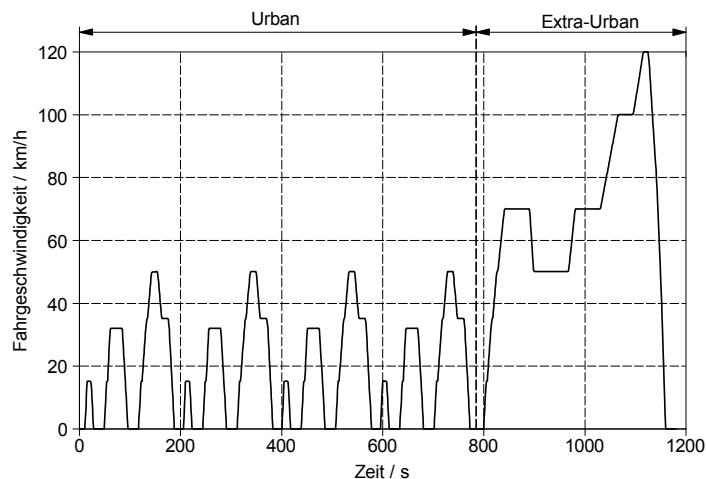


Abbildung 5.1: Neuer Europäischer Fahrzyklus – NEFZ

Tabelle 5.5: Neuer Europäischer Fahrzyklus – NEFZ [22]

Parameter	Einheit	Urban	Extra-Urban	Gesamt
Dauer	s	780	400	1180
Stillstandsdauer	s	200	40	240
Stillstandsdauer	%	25.6	10	20.3
Distanz	m	4067	6956	11023
Maximalgeschwindigkeit	km/h	50	120	120
Durchschnittsgeschwindigkeit	km/h	18.8	62.6	33.6

Worldwide Harmonized Light Duty Test Procedure – WLTP

WLTP (**W**orldwide **H**armonized **L**ight **D**uty **T**est **P**rocedure) dient als weltweites, gesamtheitliches Testverfahren für die Ermittlung von Emissionen und Verbrauch von leichten Kraftfahrzeugen. Dieser Zyklus befindet sich aktuell in der Definitionsphase und soll den aktuell geltenden NEFZ zwischen 2017 und 2025 als Zulassungsverfahren ablösen. Der WLTP-Zyklus wird in mehrere Kategorien hinsichtlich dem Leistungsgewicht des Fahrzeugs eingeteilt. Für den zu untersuchenden 1.4-Liter-TSI-Motor gilt dabei der WLTP-Class-3-Zyklus, da das Fahrzeug ein Leistungsgewicht von über 34 kW/t besitzt. Der für das Fahrzeug geltende WLTP-Class-3-Zyklus Version 5 ist in Abbildung 5.2 ersichtlich. Informative Daten zu den einzelnen Bereichen Low, middle, high und extra-high können aus Tabelle 5.6 entnommen werden.

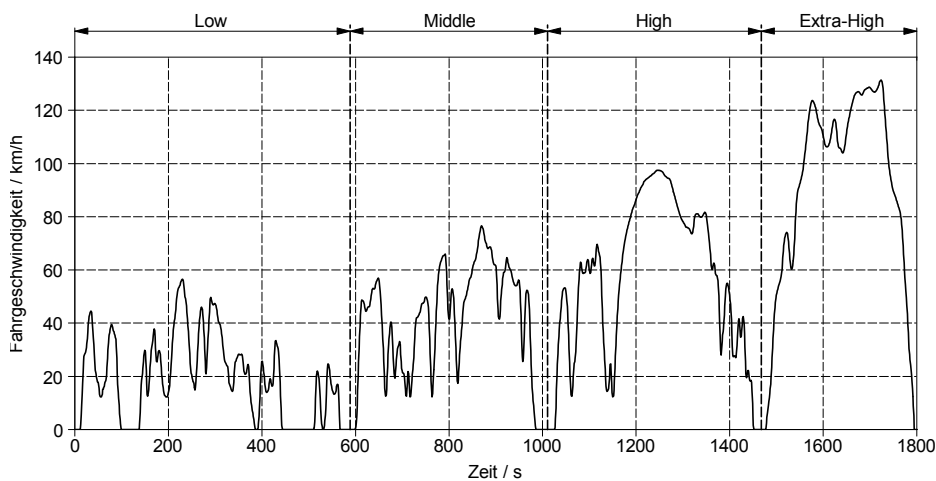
**Abbildung 5.2:** Worldwide Harmonized Light Duty Test Procedure – WLTP

Tabelle 5.6: WLTP-Class-3-Zyklus Version 5 [22]

Parameter	Einheit	Low	Middle	High	Extra-High	Gesamt
Dauer	s	589	433	455	323	1800
Stillstandsdauer	s	156	48	31	7	242
Stillstandsdauer	%	26.5	11.1	6.8	2.2	13.4
Distanz	m	3095	4756	7158	8254	23263
Maximalgeschwindigkeit	km/h	56.5	76.6	97.4	131.3	131.3
Durchschnittsgeschwindigkeit ohne Stillstand	km/h	25.7	44.5	60.8	94	53.8
Durchschnittsgeschwindigkeit mit Stillstand	km/h	18.9	39.5	56.6	92	46.5

6 Analyse und Interpretation

Die entsprechende Aufbereitung der gemessenen Daten war für die anschließenden detaillierten Analysen äußerst wichtig. Im ersten Schritt wurden die Daten aus Tornado und VCDS auf ein entsprechendes, einheitliches Format gebracht. Zu diesem Zweck wurden mit dem Texteditor Notepad++, 6.1.8 und dem Plugin Python Script 0.9.2.0 aus dem Vorprojekt vorhandene Scripts auf die neuen Anforderungen adaptiert [23]. Daraus resultierten Daten mit einem einheitlichen Format, welche anschließend mit der Software Matlab 7.14.0.739 (R2012a) zusammengeführt wurden. Des Weiteren wurden essentielle Berechnungen und eine grafische Aufbereitung für schnelle Analysezwecke mithilfe eigens programmierten Scripts in Matlab durchgeführt. Die Messdaten aus der Indizierung wurden mit Concerto 4.0b bearbeitet. Die grafische Aufbereitung und Darstellung der Ergebnisse erfolgte mit der Software Uniplot 5.50.2.

6.1 Randbedingungen

Durch die fehlende Unterstützung des Herstellers musste die Verbindung zwischen Fahrzeug, welches vor dem Prüfstand abgestellt war, und Motor am Prüfstand mit einer Kabelbaumverlängerung hergestellt werden. Dabei konnten die elektrischen Verbraucher im Fahrzeug nur zum Teil deaktiviert werden, wie beispielsweise Klimaanlage, Innenraumbelüftung und Radio. Dennoch war für den einwandfreien Betrieb des Motors am Prüfstand die Versorgung diverser Steuergeräte, Fahrzeuglüfter, Kombiinstrument, etc. notwendig. Insofern musste die Bordnetzleistung einerseits zur effektiven Leistung dazugezählt und andererseits von der Reibleistung abgezogen werden. Zudem wurde der Wirkungsgrad des Generators für alle Betriebspunkte mit 66% als konstant angenommen. Weiters wurde der Verbrauch auf einen Heizwert von 42.5 MJ/kg umgerechnet.

- elektrische Leistung Bordnetz

$$P_{r\text{BN}} = U_{\text{BN}} I_{\text{BN}} \frac{1}{\eta_{\text{el}}} \quad (6.1)$$

$$P_{e\text{korrBN}} = P_e + P_{r\text{BN}} \quad (6.2)$$

$$p_{r\text{korrBN}} = p_i - p_{e\text{korrBN}} \quad (6.3)$$

- Heizwertkorrektur

$$m_{\text{BkorrHu}} = m_{\text{B}} \frac{H_u}{42.5} = m_{\text{B}} \frac{42.09}{42.5} = m_{\text{B}} 0.99 \quad (6.4)$$

- Spezifischer Kraftstoffverbrauch und Wirkungsgrad

$$b_{e \text{ korr BN}} = \frac{m_{B \text{ korr Hu}}}{P_{e \text{ korr BN}}} \quad (6.5)$$

$$\eta_{e \text{ korr BN}} = \frac{P_{e \text{ korr BN}}}{m_{e \text{ korr BN}} H_u} \quad (6.6)$$

Um die Verständlichkeit der Diagramme zu verbessern, werden die Indizes der korrigierten Variablen nur in Kurzform dargestellt (z.B.: $P_{e \text{ korr BN}} \equiv P_e$).

6.2 Effektiver Mitteldruck und Leistung

Während der gesamten Messreihe wurde die Sammlertemperatur T_{22} mithilfe der Ladeluftkonditionierung auf 30°C konstant gehalten. Die Analyse der Volllastkurven ergab, dass der 1.4-Liter-TSI-Motor der EA211 Motorenfamilie gezielt auf ein hohes Drehmoment bei niedrigen Drehzahlen (Low-end-torque) ausgelegt wurde. Der Versuchsträger erreichte bei den Messungen sein maximales Drehmoment von zirka 255 Nm bei einer Drehzahl von 1500 min^{-1} . Die Verläufe des effektiven Mitteldrucks sowie der effektiven Leistung entsprechen weitgehend denen aus Veröffentlichungen. Laut Messungen liefert der Motor sein maximales Drehmoment von 1500 min^{-1} bis annähernd 3000 min^{-1} . Hingegen publiziert der Hersteller ein konstantes maximales Drehmomentniveau von 250 Nm zwischen 1500 min^{-1} und 3500 min^{-1} . Die effektive maximale Leistung von 103 kW konnte von 4500 min^{-1} bis 6000 min^{-1} ungefähr auf konstantem Niveau gehalten werden. Diese Daten korrespondieren auch mit den Angaben des Herstellers. Die angesprochenen Verläufe sind in Abbildung 6.1 zu sehen, [9].

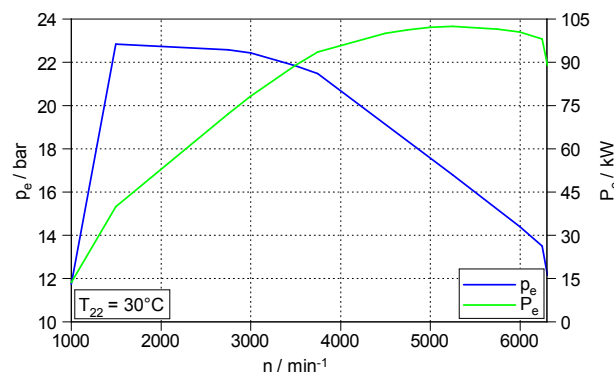


Abbildung 6.1: Volllastkurven des effektiven Mitteldrucks und der effektiven Leistung

6.3 Heizverlauf

Der Heizverlauf entspricht der Summe aus Brennverlauf $dQ_B/d\varphi$ und abgeführter Wärmemenge $dQ_W/d\varphi$. Eine Aussage über den Brennverlauf kann anhand der Messdaten am Prüfstand nicht direkt durchgeführt werden, da Annahmen bezüglich des Wärmeübergangs getroffen werden müssten. Deshalb wird die Umsetzung des Kraftstoffes im Brennraum mithilfe des Heizverlaufs analysiert. Die folgende Abbildung 6.2 zeigt das Einspritz- und Zündsignal sowie den Zylinderdruck und den Heizverlauf über einen Arbeitszyklus für diverse Betriebspunkte bei 2000 min^{-1} . Werden die einzelnen Messpunkte detaillierter betrachtet, erkennt man die unterschiedliche Anzahl der abgesetzten Direkteinspritzungen. Während es bei 2 bar effektivem Mitteldruck nur eine Einspritzung pro Zyklus benötigt, sind es bei 10 bar zwei und unter Vollast sogar drei. Durch die steigende thermische Belastung der angrenzenden Bauteile (Abgasturbolader, Katalysator) und um Klopfen im Motor zu vermeiden, wird mit zunehmender Last der Zündzeitpunkt immer weiter Richtung „spät“ verschoben. Diese Maßnahme ist hinsichtlich dem Wirkungsgrad nicht optimal, muss aber zwecks Bauteilschutz angewendet werden. Außerdem kann die Brennraumtemperatur durch anreichern („anfetten“) des Arbeitsgases mit Kraftstoff gesenkt werden. Dabei sinkt das Verbrennungsluftverhältnis λ unter 1. Das λ -Kennfeld wird unter Kapitel 6.5 näher besprochen und dargestellt. Die Zündzeitpunkteverstellung wirkt sich auch auf den Heizverlauf aus. Dieser verschiebt sich mit zunehmender Last immer weiter aus dem wirkungsgradoptimalen Bereich heraus. Bei Ottomotoren sollte der Schwerpunkt des Brennverlaufs durch auftretende Wandwärmeverluste in etwa bei 8°KW nach dem oberen Totpunkt liegen. Neben den drei Betriebspunkten bei 2000 min^{-1} ist noch ein weiterer bei 2500 min^{-1} und 17 bar effektivem Mitteldruck dargestellt. Dort erreichte der Motor seinen maximalen effektiven Wirkungsgrad von 37.5%. Die wichtigsten Kenngrößen dieser Betriebspunkte werden in Tabelle 6.1 zusammengefasst.

Tabelle 6.1: Kenngrößen unterschiedlicher Betriebspunkte

Kenngröße	Einheit	2000/2 bar	2000/10 bar	2000/VL	2500/17 bar
Einspritzung	–	HD1	HD2	HD3	HD3
SOI	$^\circ\text{KW n. OT}$	–269	–279/–103	–295/–203/–110	–294/–224/–100
EOI	$^\circ\text{KW n. OT}$	–253	–258/–94	–271/–182/–88	–262/–208/–90
ZZP	$^\circ\text{KW n. OT}$	–23	–14	4	–11
MFB50	$^\circ\text{KW n. OT}$	7	11	29	10.4
η_e	%	26.5	36.0	32.0	37.5
b_e	g/kWh	322.8	238.7	267.1	228.0
p_r	bar	0.63	0.58	0.69	0.65
λ_{etas}	–	1.00	1.00	0.98	1.00
p_{22}	bar rel.	–0.25	0.02	1.06	0.53
T_{31}	$^\circ\text{C}$	479	687	894	800

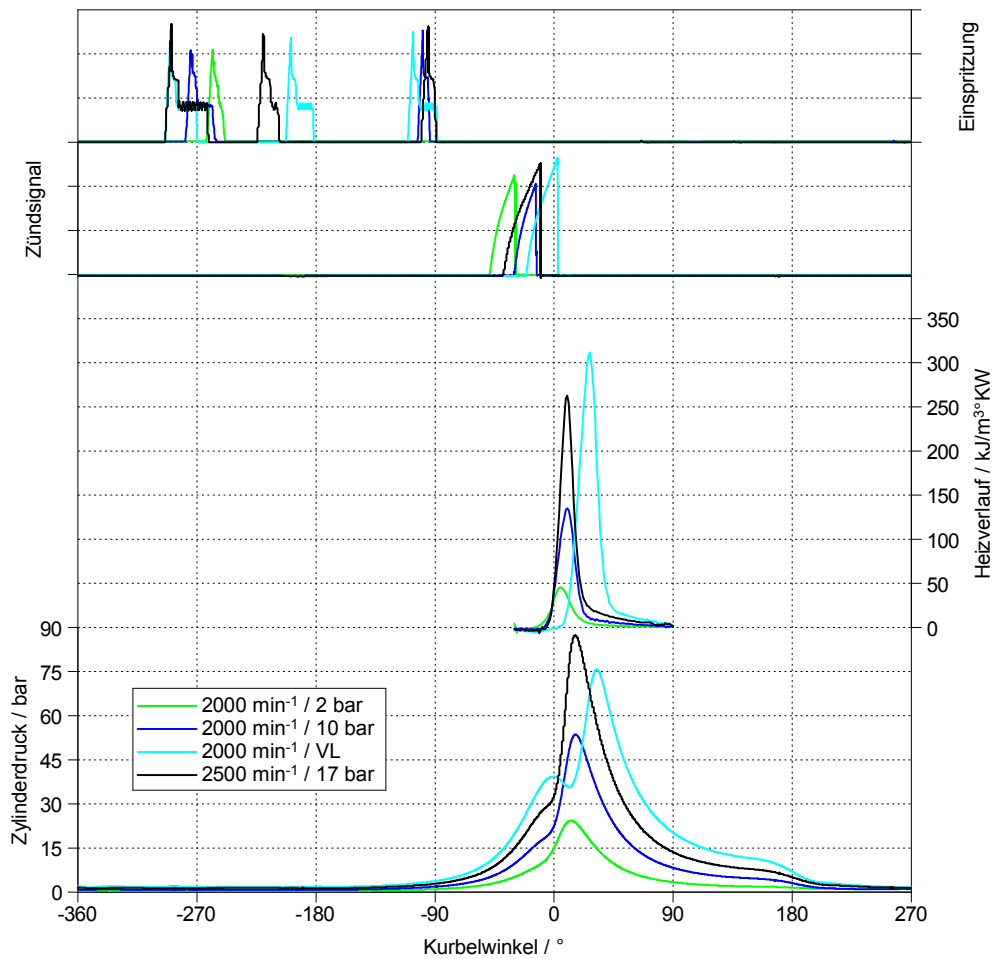


Abbildung 6.2: Verschiedene Betriebspunkte bei 2000 min^{-1} und der Wirkungsgradbestpunkt

6.4 Ladungswechsel

Der 1.4-Liter-TSI-Motor in der Leistungsklasse 103 kW verfügt über einen teilvariablen Ventiltrieb. Dadurch können die Steuerzeiten für Einlass und Auslass in gewissen Bereichen den Anforderungen entsprechend angepasst werden. Der Verstellbereich für den Einlass- und Auslassnockensteller beträgt zum einen von -30°KW bis $+20^\circ \text{KW}$ und zum anderen von -20°KW bis $+3^\circ \text{KW}$ (Abbildung 6.3). Die exakten Werte für die Verstellung von Einlass und Auslass wurden aus der Motorsteuerung mithilfe der Software VCDS während den Messungen ausgelesen. Eine genaue Bestimmung der Steuerzeiten bzw. Spreizung konnte aufgrund von fehlenden Informationen hinsichtlich Grundeinstellung des Ventiltriebes nicht durchgeführt werden.

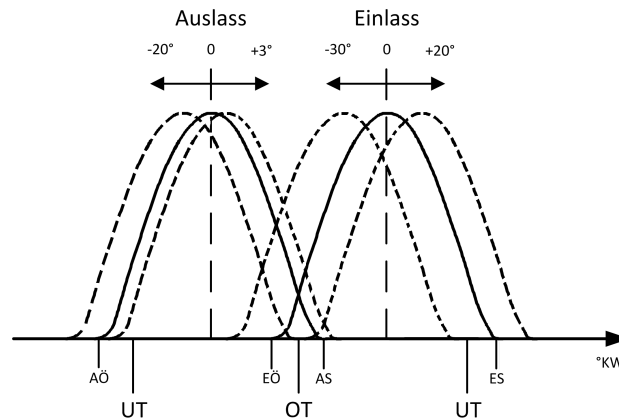
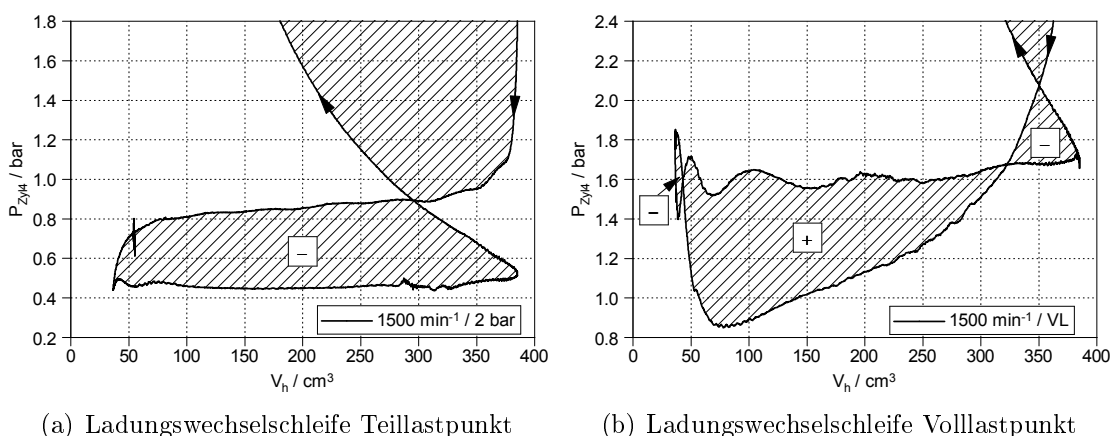


Abbildung 6.3: Variable Steuerzeiten

Die folgende Abbildung 6.4 zeigt einen direkten Vergleich des Ladungswechsels im p-V-Diagramm für einen Teillastpunkt und Volllastpunkt. In der Regel, außer vielleicht im optimalen Auslegungsbereich des Turboladers, können aufgeladene Viertaktmotoren keine positive Ladungswechselsarbeit erzeugen. Dies kann einerseits auf die Wirkungsgrade von Turbine und Verdichter und andererseits auf die auftretenden Strömungswiderstände zurückgeführt werden. Aufgrund der starken Drosselung im Teillastpunkt entstehen Niederdruckverluste beim Ansaugen und Ausschleiben. Daraus resultiert eine negative Ladungswechselschleife. Durch eine gezielte Auslegung des Abgasturboladers auf ein hohes Drehmoment bei niedrigen Drehzahlen (Low-end-torque) erreicht der Versuchsträger im Betriebspunkt 1500 min^{-1} und Volllast einen maximalen positiven indizierten Ladungswechselsmitteldruck von 0.24 bar. Diese Maßnahme führt zu einem guten Transientverhalten mit fülligem Drehmomentverlauf.



(a) Ladungswechselschleife Teillastpunkt

(b) Ladungswechselschleife Volllastpunkt

Abbildung 6.4: Vergleich Ladungswechsel

Dank der Turboaufladung in Kombination mit der Direkteinspritzung und der ein- und auslassseitigen teilvariablen Ventilsteuerung erreicht der Motor im Betriebspunkt 1500 min^{-1} und Volllast ein positives Spülgefälle. Dieser Sachverhalt wird in Abbildung 6.5 ersichtlich. Dabei liegt das Ladedruckniveau im Laufe des Ladungswechsels über dem im Auslasskanal. Dadurch kann der Zylinder während der Ventilüberschneidung mit Frischluft durchgespült werden. Dieses „Durchspülen“ wird in der Automobilbranche häufig als „Scavenging“ bezeichnet und bewirkt einerseits einen geringen Restgasgehalt und andererseits einen erhöhten Luftmassenstrom über die Turbine. Außerdem senkt diese Maßnahme die Temperaturen von Auslassventilen und Turbine. All diese Vorkehrungen führen schlussendlich zu einem angehobenen indizierten Mitteldruck.

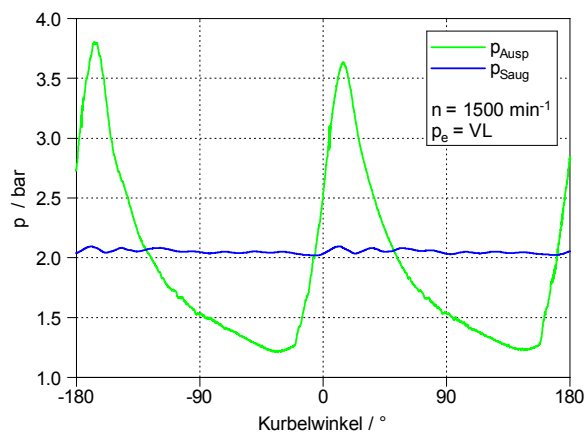


Abbildung 6.5: Positives Druckgefälle bei 1500 min^{-1} und Volllast

6.5 Kennfeld

Im Laufe des Projektes wurde das Motorkennfeld mehrmals mit abgeänderten Randbedingungen aufgezeichnet. Dabei wurde das Hauptaugenmerk auf die Analyse des Kennfeldbereichs mit aktivem Zylindermanagement gelegt. Vorab werden wesentliche Kennfelder mit Zylinderabschaltung dargestellt, zumal diese Konfiguration am besten den realen Betrieb auf der Straße widerspiegelt. Anschließend werden etliche Vergleiche zwischen Voll- und Halbmotorbetrieb angestellt.

Während den Messungen wurde die Sammlertemperatur T_{22} entsprechend Vorgaben eingestellt. In Abbildung 6.6 sind die Verläufe für den spezifischen Kraftstoffverbrauch und den dazu korrespondierenden effektiven Wirkungsgrad dargestellt. Dabei erreicht der Motor im Betriebspunkt von 2500 min^{-1} und 17 bar effektiven Mitteldruck einen minimalen spezifischen Kraftstoffverbrauch von 228 g/kWh . Dies entspricht einem maximalen effektiven Wirkungsgrad von 37.5%.

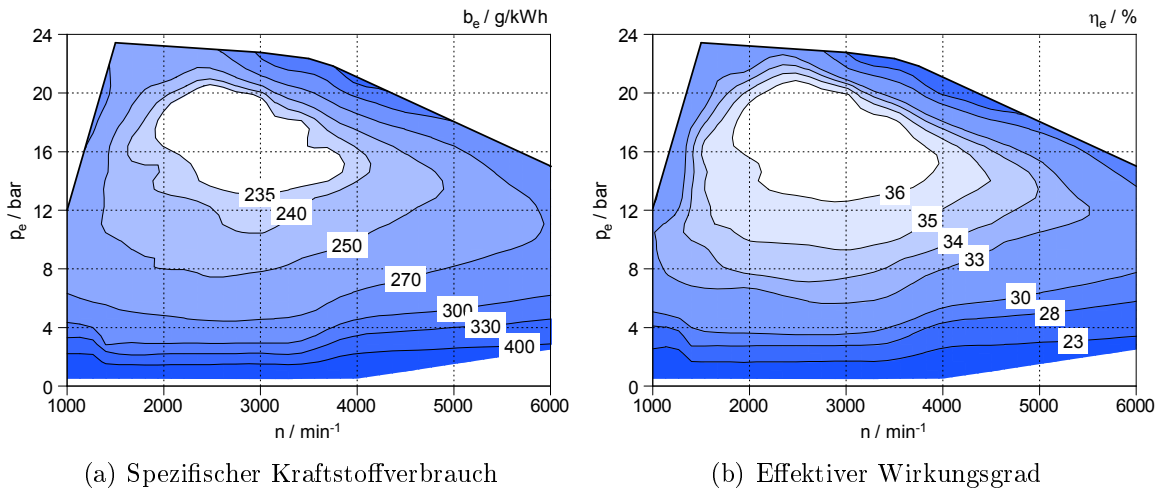


Abbildung 6.6: Spezifischer Kraftstoffverbrauch und effektiver Wirkungsgrad

Mannigfaltige Maßnahmen hinsichtlich Reibungsminimierung führen zu einem in Abbildung 6.7 ersichtlichen Kennfeld. Dabei verhält sich das Reibmitteldruckniveau im gesamten Kennfeld äußerst niedrig. Wie für einen Ottomotor typisch weisen die Verläufe eine starke Drehzahlabhängigkeit und nur eine schwache Lastabhängigkeit auf.

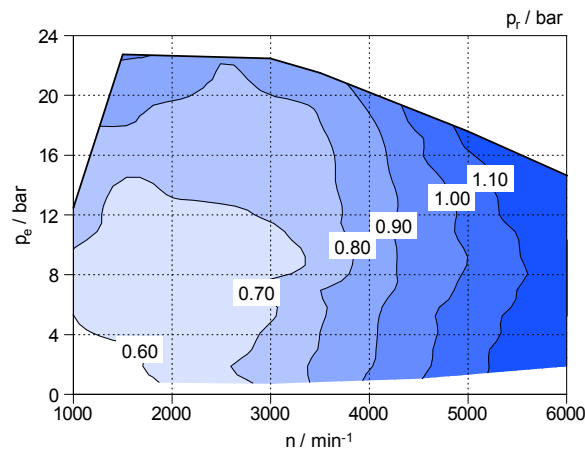


Abbildung 6.7: Reibmitteldruck

Das Luft-Kraftstoffverhältnis λ wurde am Prüfstand mit einer Lambda-Breitbandsonde und anhand der Abgasanalyse aufgezeichnet. Das aus den Messungen resultierende Kennfeld ist in Abbildung 6.8 dargestellt. Um die einwandfreie Funktion des Drei-Wege-Katalysators garantieren zu können, ist das Luft-Kraftstoffverhältnis λ über weite Bereiche des Kennfeldes eins. Trotz des integrierten Abgaskrümmers, welcher die

Abgastemperatur zum Turbolader begrenzen soll, muss das Arbeitsgas bei hohen Drehzahlen und Lasten mit Kraftstoff angereichert werden. Das umgangssprachlich oft als „Anfettung“ bezeichnete Anreichern des Luft-Brennstoffgemischs führt zu einer Verringerung der Abgastemperatur und wirkt daher als Bauteilschutz für beispielsweise den Abgasturbolader und den Katalysator. Während des 2-Zylinder-Betriebs und des Umschaltvorgangs bleibt die λ -Regelung aktiv.

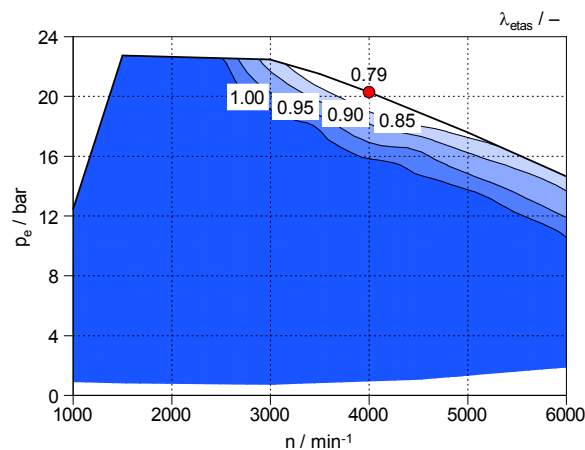


Abbildung 6.8: Verbrennungsluftverhältnis λ

Die verschiedenen Emissionskennfelder in Abbildung 6.9 spiegeln zum Teil schon genannte Sachverhalte wider. Beispielsweise korreliert das Kennfeld der CO-Emission mit dem Luft-Kraftstoffverhältnis λ . Durch die Anreicherung kann der eingebrachte Kraftstoff nicht mehr zur Gänze umgesetzt werden. Dadurch steigt in diesen Bereichen die CO-Emission an. Selbes Verhalten gilt auch für die THC-Emission. Dennoch sind die höchsten THC-Emissionen in Bereichen niedriger Drehzahlen und Lasten zu verzeichnen. Womöglich ist in diesem Kennfeldbereich die Gemischaufbereitung nicht entsprechend vorhanden, weshalb nicht der gesamte Kraftstoff umgesetzt wird. Hohe Verbrennungstemperaturen führen zwangsweise zu NO_x -Emission. Genau diesen Sachverhalt kann man aus den NO_x -Verläufen erkennen. Durch das „Anfetten“ reduziert sich die Verbrennungstemperatur an der Vollast erheblich. Die höchsten Temperaturen sowie NO_x -Emissionen werden im Übergangsbereich zwischen angereichertem und stöchiometrischem Betrieb ($\lambda = 1$) erreicht. Im geregelten Betrieb mit stöchiometrischer Verbrennung tritt im Idealfall kein Restsauerstoffgehalt O_2 im Abgas auf. Durch diverse reale Prozesse (unvollständige Verbrennung, $\lambda \neq 1$ -Betrieb, unzureichende Gemischaufbereitung, etc.) weicht der O_2 -Gehalt im Abgas vom Idealfall ab. Weiters zeigt die Abbildung die Verläufe von Rußkonzentration (FSN) und die zukünftig auch für Ottomotoren limitierte Partikelanzahl.

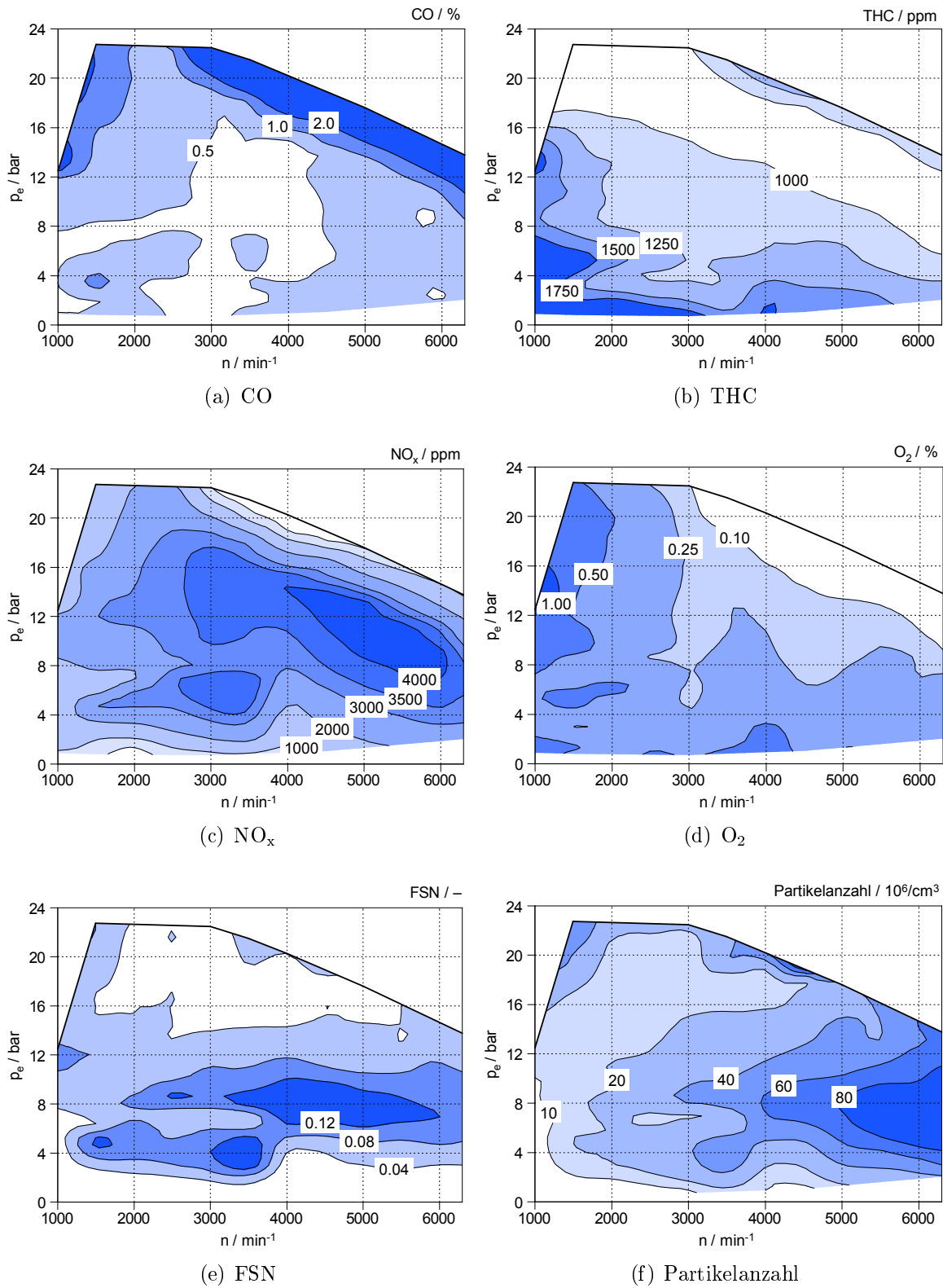


Abbildung 6.9: Emissionskennfelder

Vergleich diverser Kenngrößen zwischen 2- und 4-Zylindermodus

Der Kennfeldbereich in dem die Zylinderabschaltung eingesetzt wird erstreckt sich ungefähr von 1250 bis 3500 min^{-1} . Während den Messungen wurde festgestellt, dass der Umschaltvorgang zwischen 2- und 4-Zylindermodus nicht an einer definierten Drehzahl festzumachen war. Zudem verändert sich auch der Schaltpunkt mit der anliegenden Last. Die Motorsteuerung berechnet mithilfe diverser Algorithmen in Echtzeit, mit welchem Betrieb aktuell der geringste Verbrauch erzielt werden kann. Die Schaltgrenzen werden zum einen durch die zunehmende Drehungleichförmigkeit zu kleineren Drehzahlen und zum anderen durch steigende Schaltkräfte auf die Aktuatoren nach oben begrenzt. In Abbildung 6.10 ist der Bereich des aktiven Zylindermanagements dargestellt.

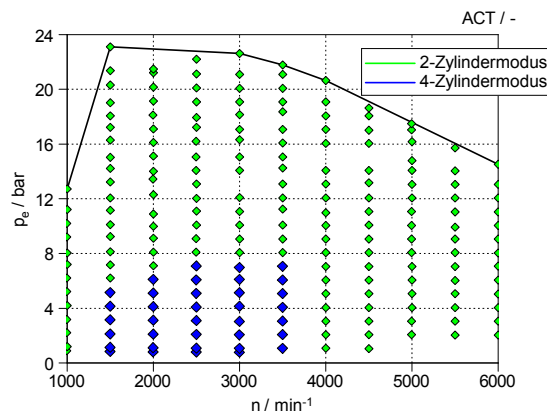
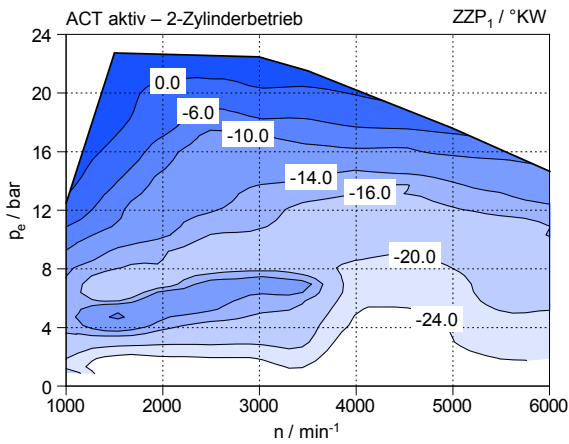
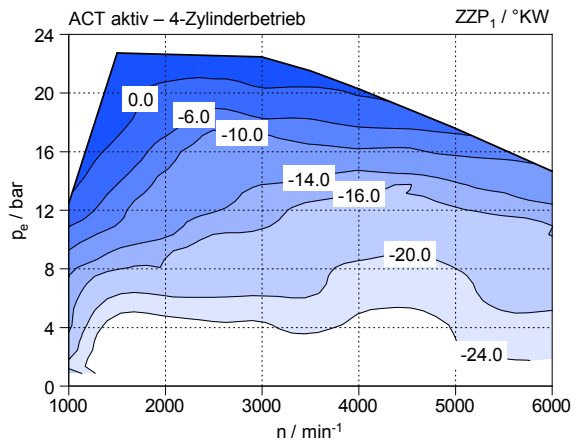


Abbildung 6.10: 2-Zylinder-Betrieb (2-ZB)

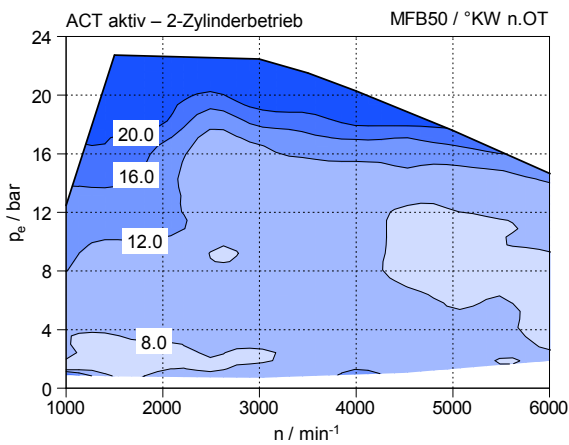
Die Verläufe von Zündzeitpunkt, 50%-Massenumsetzungspunkt (MFB – Mass Fraction Burned) und die zyklischen Schwankungen des indizierten Mitteldrucks zeigt Abbildung 6.11. Prinzipiell wird der Zündzeitpunkt bei steigender Drehzahl nach „früh“ verschoben, um bei gleichbleibender Zündverzugszeit den zunehmenden Zündverzugswinkel ausgleichen zu können. Durch geringe Zylinderdrücke und Flammenausbreitungsgeschwindigkeiten wird der Zündzeitpunkt in Bereichen niedriger Lasten nach „früh“ in ein wirkungsgradoptimaleres Gebiet verstellt. Aufgrund von zunehmenden Zylinderdrücken sowie Auftreten von Verbrennungsanomalien und starken Druckgradienten muss der Zündzeitpunkt mit zunehmender Last in Richtung „spät“ verschoben werden. Durch eine integrierte Klopfregelung kann die Motorsteuerung den Zündzeitpunkt an die entsprechenden Gegebenheiten anpassen. Dieses grundsätzliche Verhalten zeigt sich sowohl im Halbmotor- als auch im Vollmotorbetrieb (Abbildung 6.11 a,b). Der MFB50 ist eine Variable für den 50%-Massenumsetzungspunkt und bezeichnet jenen Punkt, an dem 50% der eingebrachten Brennstoffmasse umgesetzt worden ist. Für Ottomotoren ergeben sich wirkungsgradoptimale 50%-Umsatzpunkte zwischen 8 bis 10°KW n. OT .



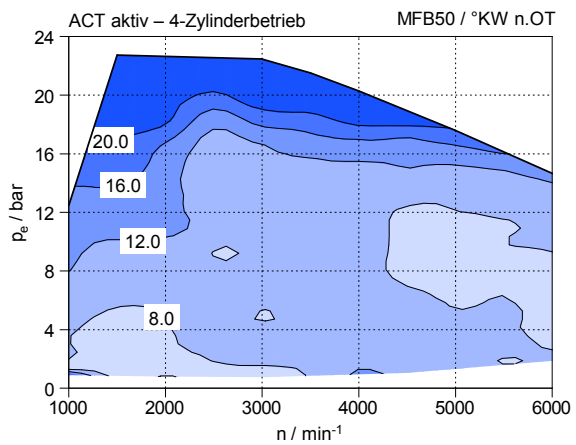
(a) Zündzeitpunkt 2-ZB



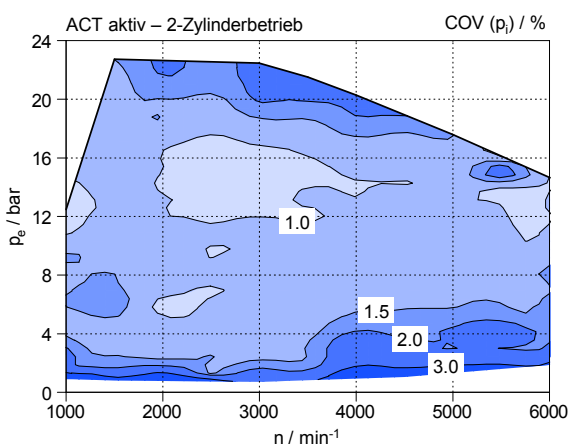
(b) Zündzeitpunkt 4-ZB



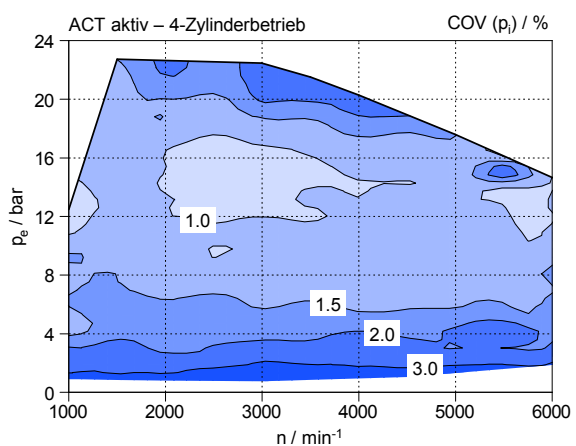
(c) 50%-Massenumsetzungspunkt 2-ZB



(d) 50%-Massenumsetzungspunkt 4-ZB



(e) Zykl. Schwankungen ind. Mitteldruck 2-ZB



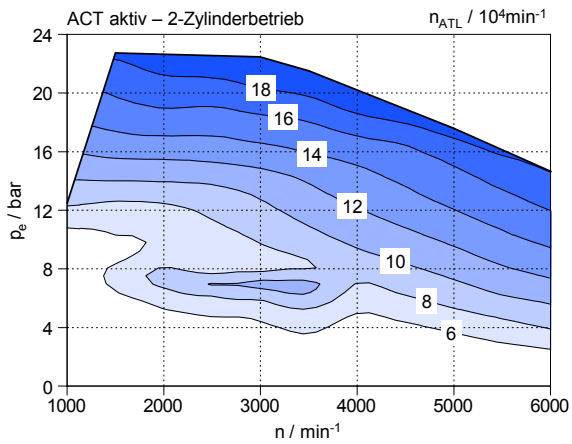
(f) Zykl. Schwankungen ind. Mitteldruck 4-ZB

Abbildung 6.11: Zündzeitpunkt, 50%-Massenumsetzungspunkt und zyklische Schwankungen im indizierten Mitteldruck

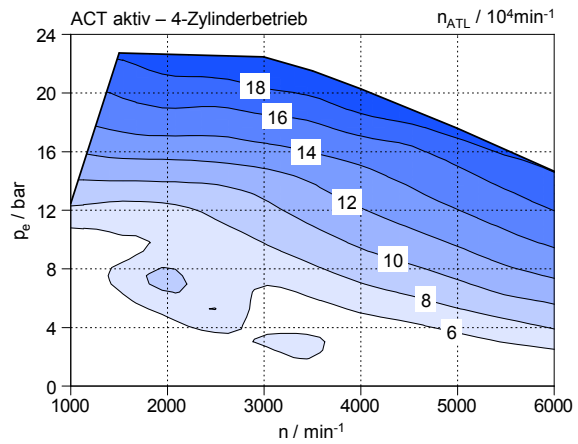
Ein 50%-Umsatzpunkt in diesem Bereich liefert zwar hohe Wirkungsgrade, führt aber bei hohen Lasten zu relativ hohen Drücken und Temperaturen im Brennraum. Zudem steigt in diesen Kennfeldbereichen die Gefahr von detonationsartigen Verbrennungen (Klopfen) an. Auf der anderen Seite steigen bei einem zu späten 50%-Energieumsatzpunkt die abgasseitigen Temperaturen an. Dies kann unter Umständen zu Schäden im Turbolader und im anschließenden Katalysator führen. Aufgrund dieser Sachverhalte ist die Lage des MFB50 stets ein Kompromiss, dennoch arbeitet der Versuchsträger über weite Kennfeldbereiche im optimalen Wirkungsgradfenster (Abbildung 6.11 c,d). Die zyklischen Schwankungen im indizierten Mitteldruck nehmen im unteren Kennfeldbereich während des 2-Zylinderbetriebs ab. Dies kann auf die spezifisch höher belasteten Zylinder 1 und 4 zurückgeführt werden (Abbildung 6.11 e,f).

In Abbildung 6.12 sind die Verläufe der Abgasturboladerdrehzahl, der Position des elektrischen Wastegatestellers sowie die Temperatur vor der Abgasturbine dargestellt. Um das gewünschte hohe Drehmoment im unteren Drehzahlbereich (Low-end-torque) zu erzielen, bleibt das elektrische Wastegate dort vollkommen geschlossen. Im unteren Teillastbereich verbleibt die Wastegateposition weitgehend im geschlossenen Zustand. In diesen Kennfeldbereichen würde ein offenes Bypassventil zu geringeren Abgasgedrücken und somit zu höheren Wirkungsgraden führen. Dennoch wird im Halbmotorbetrieb ein erhöhter Ladedruck gefordert, um die gewünschte Leistung mit 2-Zylindern erzielen zu können. Außerdem würde sich das transiente Verhalten durch die zusätzliche Verstellzeit des elektrischen Wastegates ebenfalls verschlechtern. Um die Stopfgrenze des Laders nicht zu erreichen, muss in Betriebspunkten hoher Lasten und Drehzahlen angesichts des kleinen Turboladers ein Großteil der Abgasenthalpie über das Wastegate abgeblasen werden. Während der diversen Messreihen wurden maximale Abgastemperaturen vor der Turbine von knapp 920 °C erreicht. Beeindruckend für turboaufgeladene Ottomotoren ist die maximale Turboladerdrehzahl von knapp 200000 min^{-1} .

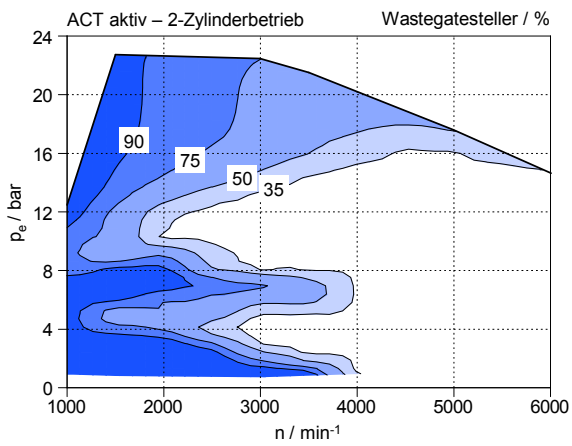
Die Motoren der EA211-Motorreihe besitzen einen teilvariablen Ventiltrieb, der es ermöglicht, die Phasenlage innerhalb gewisser Grenzen zu verschieben. Im Gegensatz dazu würde ein vollvariabler Ventiltrieb auf der Einlassseite theoretisch einen Betrieb ohne Drosselklappe ermöglichen. Diese aufwändige Technik wird in diesem Fahrzeugsegment aus Kostengründen meist nicht appliziert. Aus diesem Grund muss die Laststellung im unteren Drehzahlbereich mithilfe einer Drosselklappe bewerkstelligt werden. Diese verursacht im Teillastgebiet einen Druckverlust, welcher schlussendlich den Luftaufwand λ_a bzw. den Liefergrad λ_l reduziert. Diese klassische Regelung des Ottomotors wird als Quantitätsregelung bezeichnet. In Abbildung 6.13 sind zum einen der Druck im Sammler und zum anderen der Druckverlust über der Drosselklappe zu sehen. Auffällig sind die verringerten Druckverluste im 2-Zylinder-Modus durch die spezifisch höher belasteten Zylinder 1 und 4. Diese benötigen, um die geforderte Leistung auch mit 2-Zylindern zu erbringen, ein höheres Druckniveau im Sammler. Die Zylinderabschaltung führt zu einer Entdrosselung bzw. Verbesserung des Wirkungsgrades im Teillastgebiet. Der maximale Ladedruck von 1.2 bar bezogen auf Umgebungszustand wird bei Vollast bei einer Drehzahl von $3000\text{ bis }3500\text{ min}^{-1}$ erzeugt.



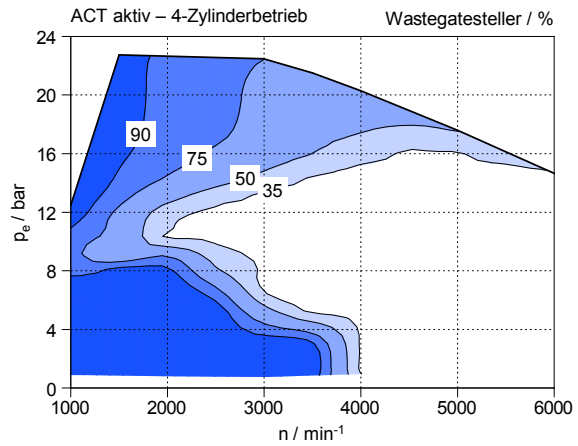
(a) Turboladerdrehzahl 2-ZB



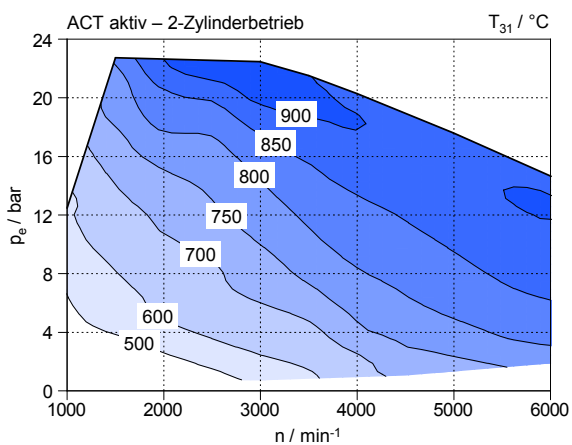
(b) Turboladerdrehzahl 4-ZB



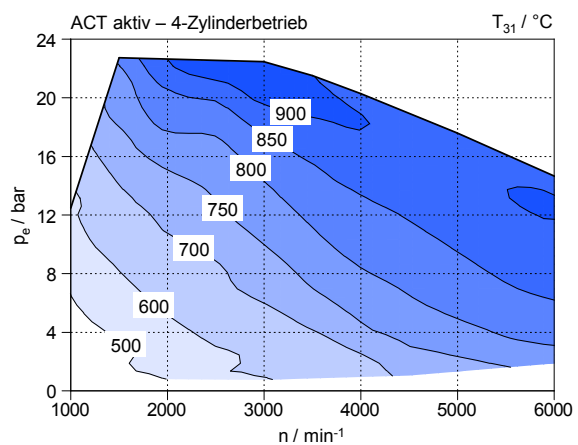
(c) Wastegatesteller 2-ZB



(d) Wastegatesteller 4-ZB



(e) Temperatur vor Turbine 2-ZB



(f) Temperatur vor Turbine 4-ZB

Abbildung 6.12: Turboladerdrehzahl, Position Wastegatesteller und Temperatur vor Turbine

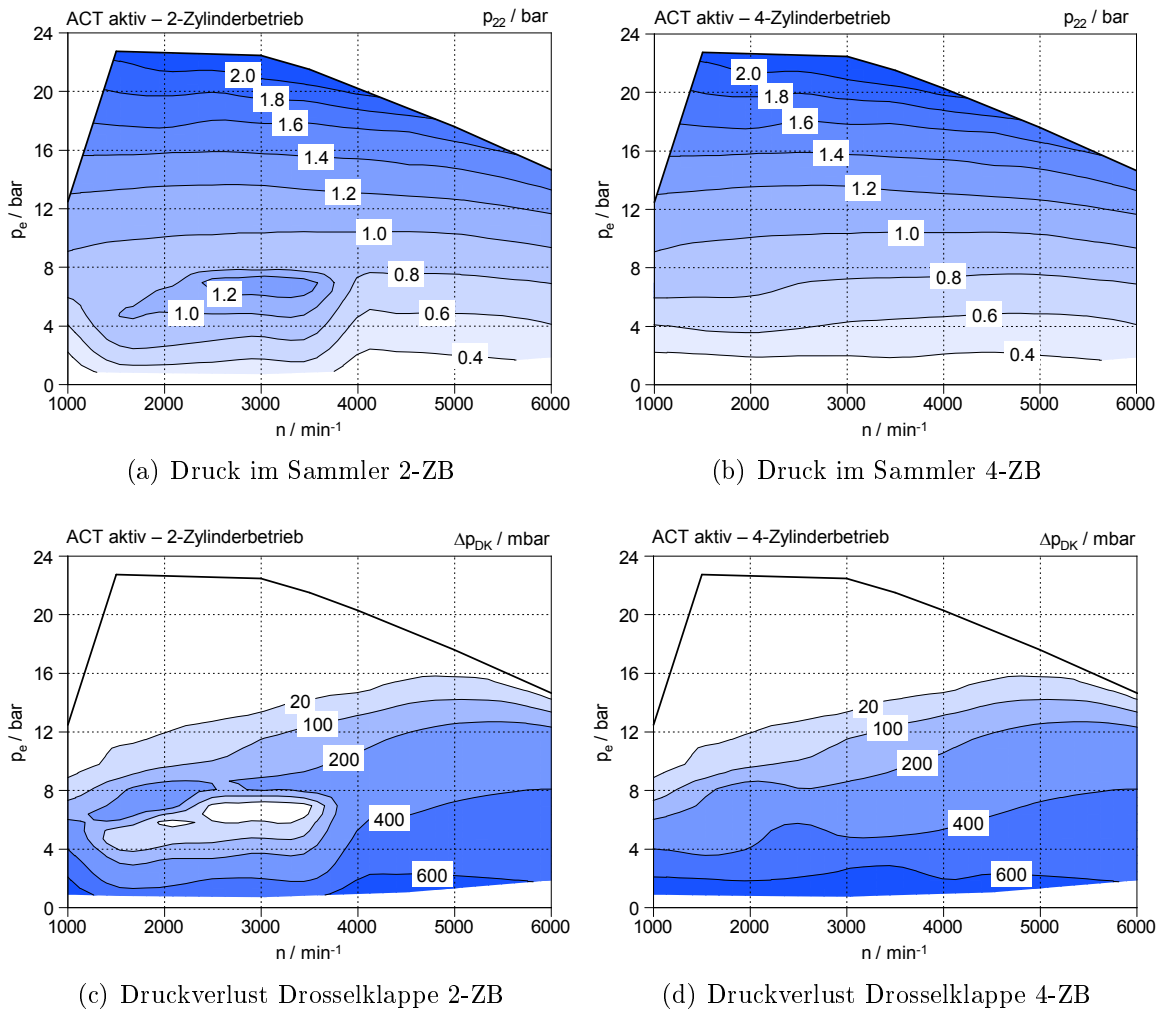


Abbildung 6.13: Sammlerdruck und Druckverlust Drosselklappe

Die folgende Abbildung 6.14 zeigt die Einspritzstrategie und den Kraftstoffraildruck. Das installierte Einspritzsystem kann maximal drei Hochdruckeinspritzungen pro Zyklus in den Brennraum absetzen. In Abbildung 6.14 ist ersichtlich, dass zwei (HD2) bzw. drei Hochdruckeinspritzungen (HD3) nur in einem beschränkten Kennfeldbereich bis zirka 2500 min^{-1} eingesetzt werden. Im restlichen Bereich wird nur eine Hochdruckeinspritzung (HD1) für das Einbringen des Kraftstoffs in den Brennraum verwendet. Der Kraftstoffdruck im Hauptrail beträgt über weite Kennfeldbereiche 200 bar und fällt nur im unteren Drehzahl- und Lastbereich ab.

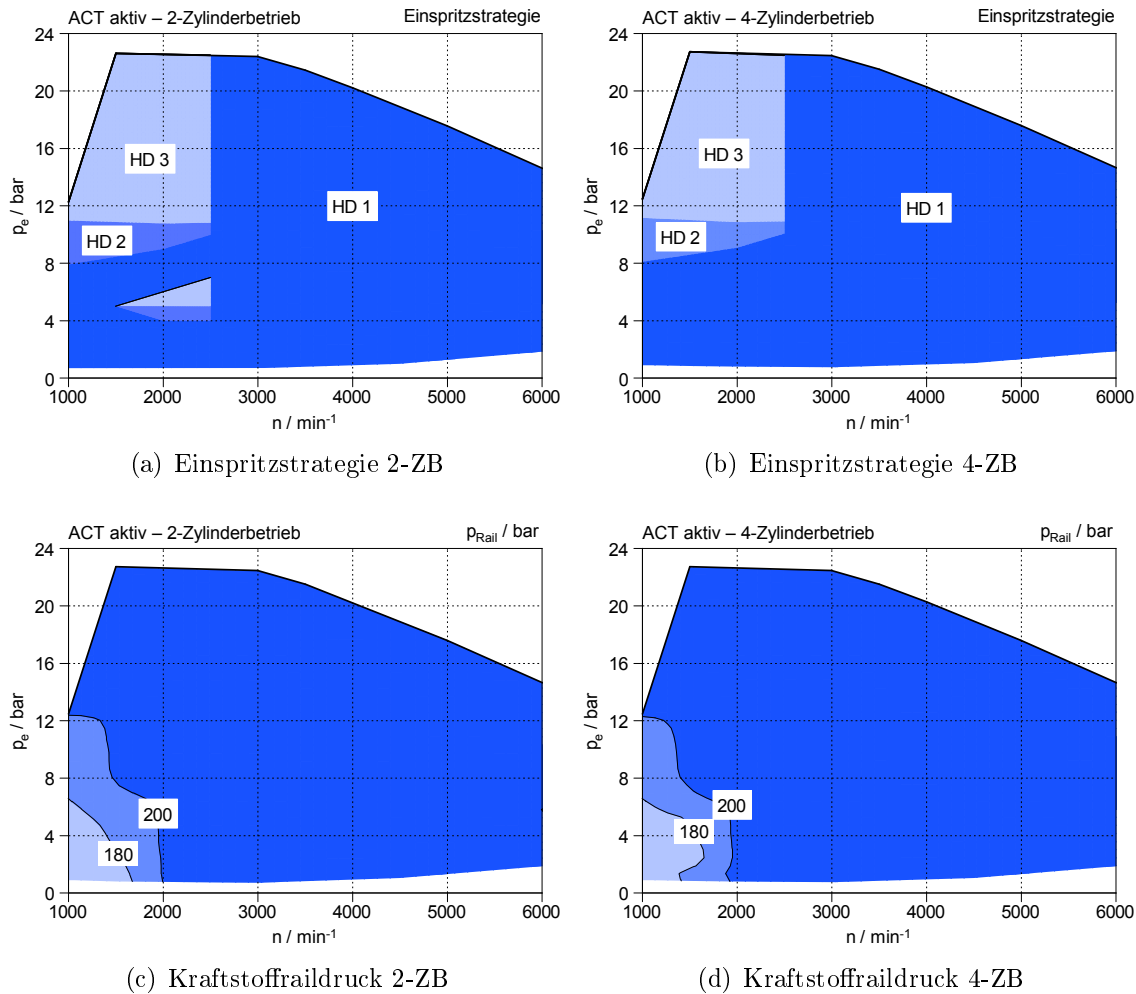


Abbildung 6.14: Einspritzstrategie und Kraftstoffraildruck

Die Ölversorgung des 1.4-Liter-TSI-Motors wird mit einer Außenzahnradpumpe, welche über eine Zahnkette direkt von der Kurbelwelle angetrieben wird, bewerkstelligt. Dabei kann der Ölvolumenstrom, abhängig vom Öldruck im Hauptkanal, stufenlos durch die Verschiebung eines der beiden Pumpenräder eingestellt werden. Zudem kann der Öldruck über ein elektrisches Umschaltventil zweistufig variiert werden. In Abbildung 6.15 sind die Verläufe von Öltemperatur sowie von Öldruck in einem Kennfeld dargestellt. Während des Halbmotorbetriebs schaltet die Motorsteuerung auf das hohe Druckniveau um. Dadurch erhöht sich die Antriebsleistung der Ölpumpe. Außerdem verringert sich die Öltemperatur durch das höhere Druckniveau und daraus resultiert wiederum eine höhere Viskosität des Motoröls. Schlussendlich führen diese Aspekte zu erhöhter Reibung und vermindern relativ gesehen den effektiven Wirkungsgrad. Auffallend sind die überaus hohen Öltemperaturen von über 140°C an der Vollast.

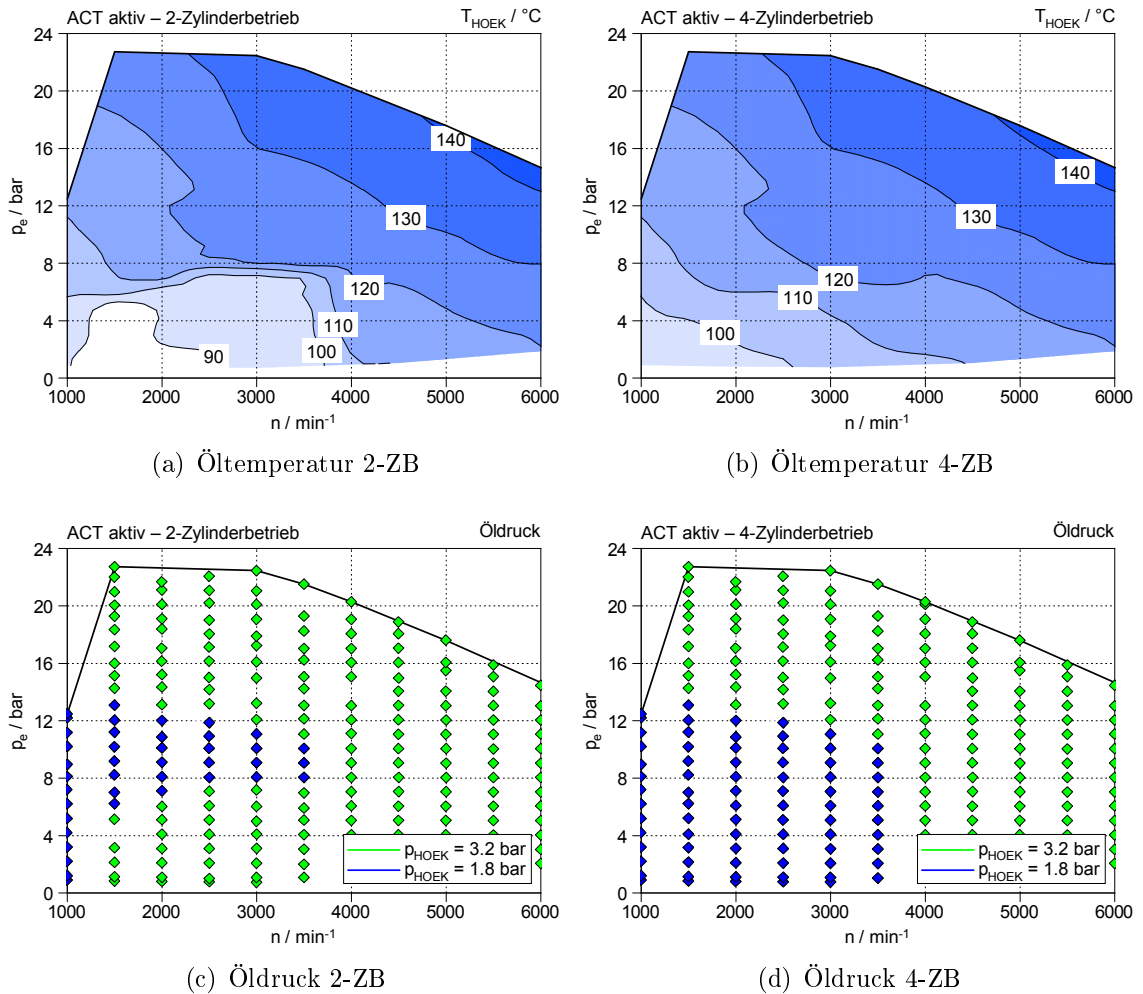


Abbildung 6.15: Öltemperatur und Öldruck

Abbildung 6.16 zeigt den Vergleich der Reibung im gefeuerten Betrieb zwischen 2- und 4-Zylindermodus. An dieser Stelle sei darauf hingewiesen, dass eine exakte Bestimmung der Reibung im gefeuerten Betrieb höchste Ansprüche an die Messtechnik stellt. Neben der Indizieretechnik spielt die Durchführung der Messungen eine essentielle Rolle für den Erhalt brauchbarer Ergebnisse. Besonders schwierig war die Konditionierung aller Betriebsmedien während des 4-Zylinderbetriebs mit aktivem Zylindermanagement. Das Motorsteuergerät schaltet autark alle 8 bis 10 Minuten je nach Lastsituation für 2 Minuten vom 2- in den 4-Zylindermodus. In diesen Pausen wurde das untere Kennfeld als Vollmotorbetrieb abgerastert. Diverse Versuche, die Motorsteuerung mit fehlenden Raddrehzahlen in den Vollmotorbetrieb zu zwingen, führten zu einem Kennfeld, welches in einer Art „Notlaufprogramm“ ablief. Die Ergebnisse aus der Kennfeldvermessung zeigen eine eindeutige Tendenz zu erhöhten Reibungswerten im Halbmotorbetrieb. Dies

kann einerseits auf den höheren Öldruck und das geringere Öltemperaturniveau und andererseits auf die möglicherweise erhöhte Anzahl der Anlagenwechsel im ZAS-Betrieb zurück geführt werden. Die Betätigung der halben Ventile im Halbmotorbetrieb würde die Reibung positiv beeinflussen. Dennoch überwiegen die negativen Anteile, sodass schlussendlich das Reibverhalten im 2-Zylinderbetrieb verschlechtert wird. Generell befindet sich der Reibmitteldruck im gesamten Kennfeld auf einem niedrigen Niveau. Zu erkennen ist, dass die Reibung prinzipbedingt mit der Drehzahl ansteigt. Dagegen ist eine Lastabhängigkeit im oberen Kennfeld kaum bis gar nicht sichtbar. Zwecks Bauteilschutz und um Klopfen im Brennraum zu vermeiden, wird an der Vollast der Zündzeitpunkt nach „spät“ verschoben. Durch diese Maßnahme verschiebt sich das Druckmaximum ebenfalls nach hinten und damit erhöht sich die Reibung der Kolbengruppe aufgrund steigender Querkkräfte auf den Kolben. Daher ist eine Lastabhängigkeit im unteren Drehzahlbereich deutlich zu erkennen.

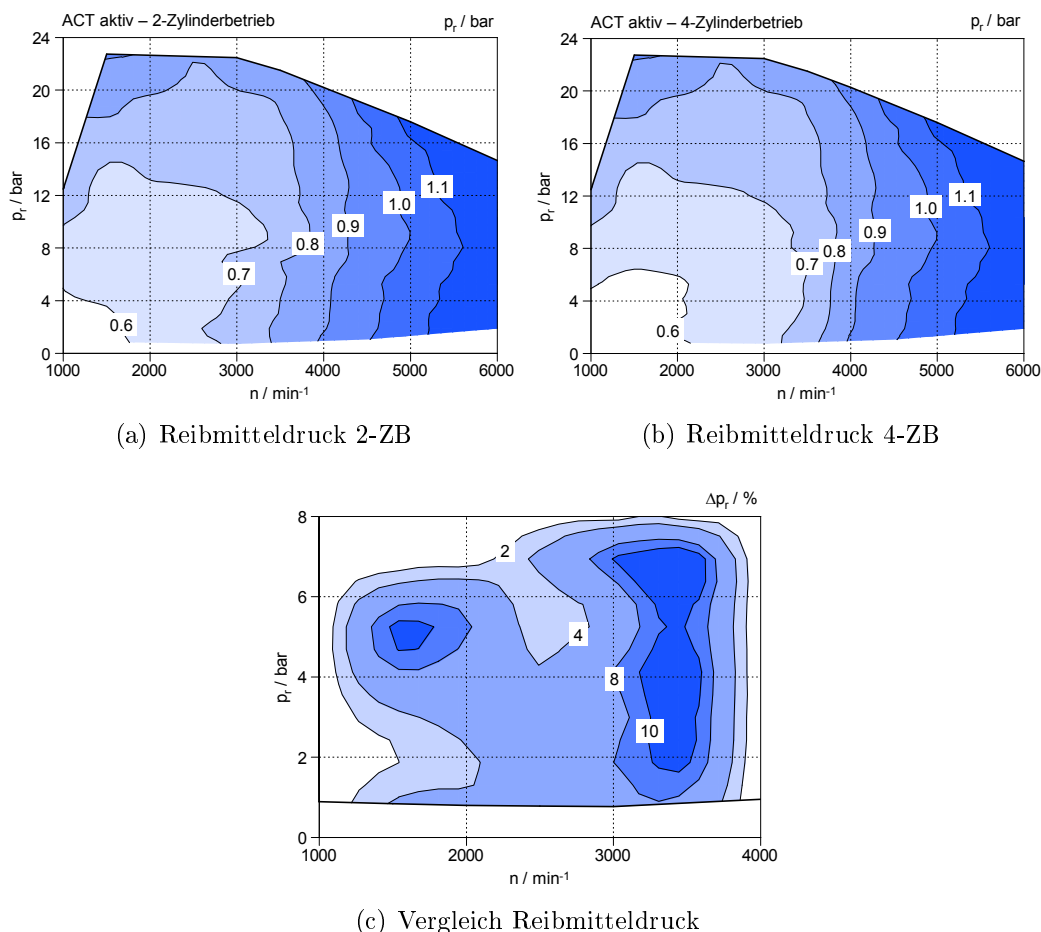


Abbildung 6.16: Reibmitteldruck

Schlussendlich führt der technische Aufwand für die Integration einer Zylinderabschaltung am Versuchsträger zu einem bemerkenswerten Ergebnis im Teillastbereich. Durch die spezifisch höher belasteten Zylinder im Abschaltbetrieb können die Drosselverluste erheblich reduziert werden. Durch die geschlossenen Ventile der Zylinder 2 und 3 kann zusätzlich noch die Ladungswechselarbeit eingespart werden. Vereinfacht gesagt führt die Zylinderabschaltung zu einer Lastpunktverschiebung in Bereiche höherer Wirkungsgrade. Abbildung 6.17 verdeutlicht das Ergebnis, welches mit einer maximalen Wirkungsgradsteigerung von bis zu 20% einen bedeutenden Erfolg einer Einzelmaßnahme darstellt. Dennoch gibt es weitere Aspekte zu analysieren, um eine geschlossene Aussage über das gesamte Paket „Zylinderabschaltung“ treffen zu können.

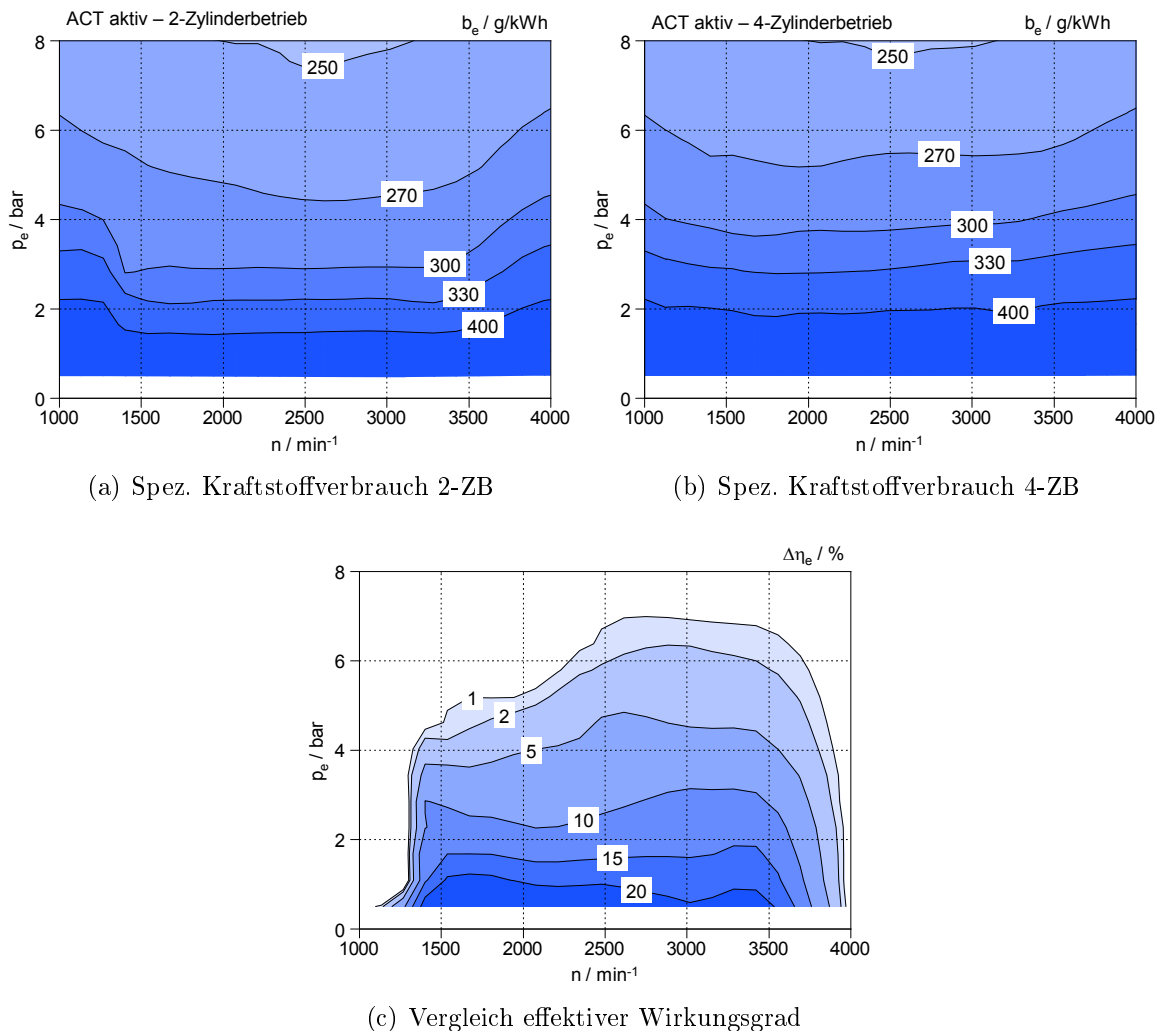


Abbildung 6.17: Spez. Kraftstoffverbrauch und Vergleich des effektiven Wirkungsgrades

6.6 Warmlauf

Prinzipiell emittieren Motoren den größten Anteil an Schadstoffen bereits während der Kaltstart- und Warmlaufphase, zumal die niedrigen Temperaturen im Katalysator die Konvertierung beeinträchtigen. Ziel jedes Fahrzeugherstellers ist es, den Motor nach dem Start schnell auf Temperatur zu bringen, um diese Kaltstartphase möglichst kurz ausfallen zu lassen. Der Versuchsträger EA211 verfügt über zwei getrennte Thermostate, wobei das Hauptkühlmittelthermostat bei ca. 87°C und das Linerthermostat bei ca. 105°C zu öffnen beginnen. Durch diese Anordnung kann das Temperaturniveau um den Liner im Zylinderkurbelgehäuse zwecks Reibungsreduzierung erhöht werden. Aufgezeichnet wurden diverse Warmlaufversuche, von denen zwei nachfolgend in Abbildung 6.18 und 6.19 dargestellt sind. In den Diagrammen sind jeweils die Verläufe von Drehzahl, 50%-Energieumsetzungspunkt (MFB50) und die Temperaturen vom Katalysator (T_{41a} , T_{41b}), Abgas vor Turbine (T_{31}) und den Betriebsmedien Öl und Kühlmittel zu sehen. Die erste Darstellung 6.18 zeigt einen Warmlauf, welcher im Leerlauf durchge-

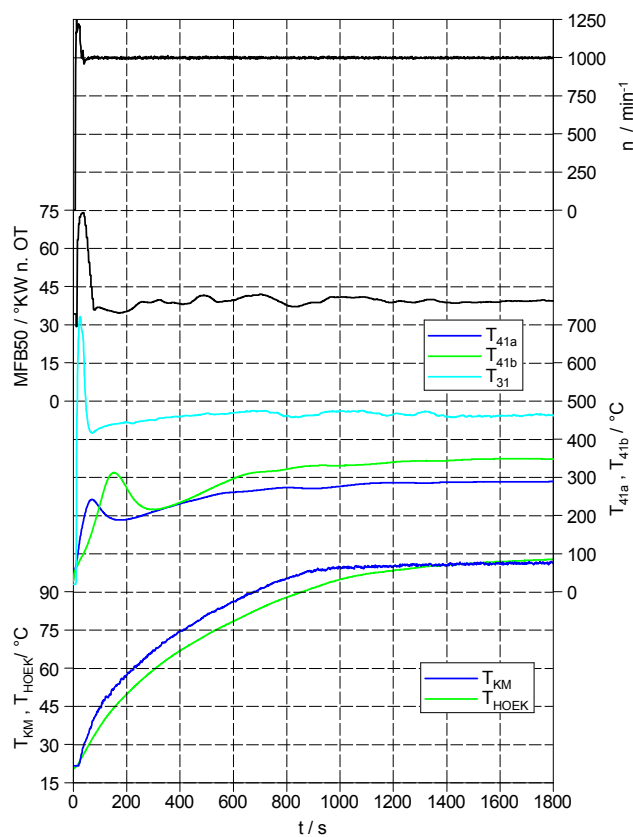


Abbildung 6.18: Warmlauf im Leerlauf

führt wurde. In diesem Versuch stellt sich der betriebswarme Zustand nach zirka 20 min

ein. Der Versuchsträger läuft nach dem Start kurzzeitig auf erhöhter Leerlaufdrehzahl und regelt sich nach zirka 50 s auf seine normale Leerlaufdrehzahl von 750 min^{-1} ein. Während dieser Drehzalanhebung am Beginn des Starts wird auch die Zündung nach „spät“ verstellt. Durch diese Maßnahme verschiebt sich der MFB50 auf ca. 70°KW n. OT und erhöht dadurch signifikant die Abgastemperatur T_{31} . All diese Maßnahmen sorgen schlussendlich dafür, dass die Anspringtemperatur des Katalysators (light-off) schneller erreicht wird.

Außerdem wurde ein Warmlauf im Betriebspunkt $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_e = 2 \text{ bar}$ mit aktivierter Zylinderabschaltung durchgeführt. Die entsprechenden Verläufe sind in 6.19 dargestellt. Während dieser Messung wurde der betriebswarme Zustand nach etwa 400 s erreicht. Am Beginn des Warmlaufs steigt durch die sehr späte Verbrennungslage die Abgastemperatur T_{31} kurzzeitig auf über 900°C . Dies ermöglicht ein schnelles Aufheizen des Katalysators auf ein Temperaturniveau von über 400°C binnen den ersten 30 s.

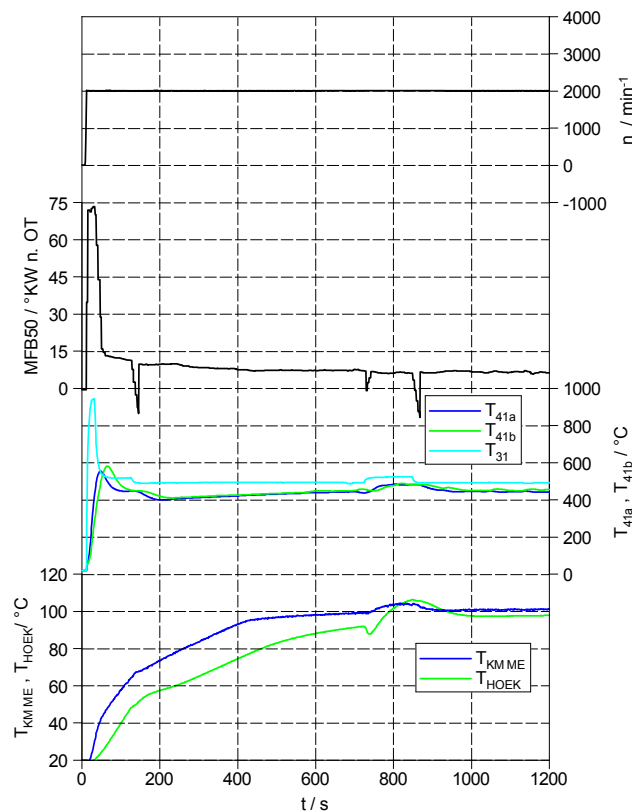


Abbildung 6.19: Warmlauf bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_e = 2 \text{ bar}$

6.7 Lastsprünge

Um das dynamische Verhalten des 1.4-Liter-TSI-Motors beschreiben zu können, werden verschiedenste Lastsprünge am Prüfstand aufgezeichnet. Dabei wird das transiente Verhalten sowohl aus dem Halbmotor- wie auch aus dem Vollmotorbetrieb beurteilt und analysiert. Außerdem wird das Ansprechverhalten des Motors mit unterschiedlicher Rampenzeit t_{Ramp} , welche die Öffnungsdauer der Drosselklappe beschreibt, untersucht. Zu Beginn wurde der Lastsprung ausgehend von $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $p_e = 2 \text{ bar}$ auf Volllast untersucht (Abbildung 6.20). Gestartet wurde der Versuch aus dem 2-Zylinder-Modus und die Anforderung für die Öffnungsdauer der Drosselklappe betrug 0 s . Die Messergebnisse dienen zudem auch als Vergleich zu vorhandenen Publikationen. Im Gegensatz zu den in den Veröffentlichungen angegebenen 2.5 s benötigte der Versuchsträger 4 s , um sein Zielmoment von 250 Nm zu erreichen. Dabei könnte der beträchtliche Unterschied von 1.5 s womöglich auf die zahlreichen Modifikationen am Versuchsträger und auf die veränderten Randbedingungen des Versuchs zurückgeführt werden. Der Drehmomentenverlauf spiegelt ein typisches Verhalten für aufgeladene Ottomotoren wider. In der ersten Phase baut sich das „Saugerdrehmoment“ äußerst schnell auf und im zweiten Abschnitt muss der Ladedruck vom Turbolader zuerst für die weitere Drehmomentsteigerung generiert werden, [8].

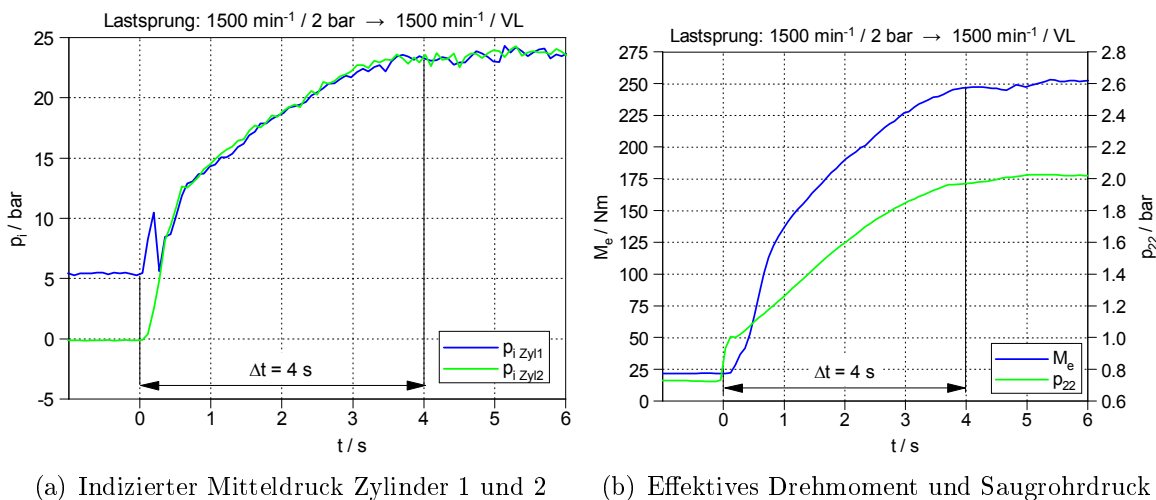


Abbildung 6.20: Lastsprung: $n = 1500 \text{ min}^{-1}$, $p_e = 2 \text{ bar}$ auf Volllast

Ein weiterer wesentlicher Punkt auf der Agenda war die Beurteilung des transienten Verhaltens zwischen 2- und 4-Zylinderbetrieb. Folgende Abbildung 6.21 zeigt die Gegenüberstellung der beiden Betriebsmodi. Ausgehend vom selben Betriebspunkt bei $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ und $p_e = 3 \text{ bar}$ wurde in einer vorgegebenen Zeit von annähernd 0 s die Drosselklappe voll geöffnet. Der Vergleich zwischen 2- und 4-Zylindermodus verdeutlicht, dass das maximale Drehmoment im Vollmotorbetrieb nur um Bruchteile früher

an der Kurbelwelle anliegt als im Halbmotorbetrieb. Dennoch ergibt sich aus dem 4-Zylinderbetrieb die fülligere Drehmomentcharakteristik, wogegen im 2-Zylinderbetrieb sogar ein kurzzeitiges Einbrechen des Drehmoments nach dem Öffnen der Drosselklappe feststellbar ist.

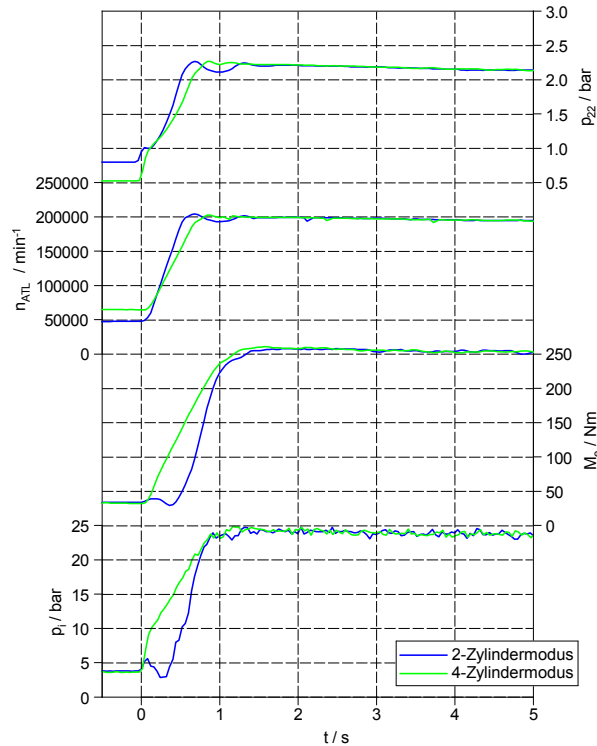


Abbildung 6.21: Lastsprünge aus 2/4-Zylindermodus: $n = 3000 \text{ min}^{-1}$, $p_e = 3 \text{ bar}$ auf Volllast

Zusätzlich wurden die einzelnen Lastsprünge aus dem 2-Zylinder-Modus untereinander verglichen und in Abbildung 6.22 dargestellt. Eine Variation aus dem Vollmotorbetrieb wurde nicht durchgeführt, da die Ausgangsbetriebspunkte im eigentlichen 2-Zylinderbereich liegen. Die Ansprechzeit für die Lastsprünge aus 2000 min^{-1} und 3000 min^{-1} betragen jeweils unter 2 s , wobei letzterer wiederum das vorher schon erwähnte Einbruchverhalten des Drehmoments zeigt. Außerdem ist ein Lastsprung aus einer Drehzahl von 1500 min^{-1} und einem effektiven Mitteldruck von 2 bar in die Analyse miteinbezogen worden. Die Ansprechzeit für diesen Lastsprung beträgt rund 4 s und ist damit deutlich länger als die vorherigen. Diese Erkenntnis lässt die Spekulation offen, dass das Motorsteuergerät durch die diversen Modifikationen am Versuchsträger während den Messungen „irritiert“ wurde und damit nicht dem realen Fahrbetrieb entsprach. Zudem unterstützen Informationen aus Veröffentlichungen, welche am Beginn dieses Unterkapitels beschrieben wurden, diese These.

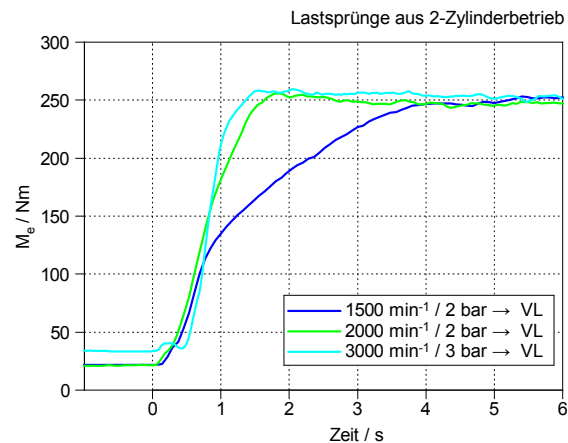


Abbildung 6.22: Ansprechverhalten aus dem 2-Zylindermodus

Abschließend werden Lastsprünge ausgehend von einer Drehzahl von 1500 min^{-1} und einem effektiven Mitteldruck von 2 bar mit unterschiedlicher Rampenzeit durchgeführt. Die Variation für die Verstellung des Pedalwertgebers von 0 auf 100% wurde von 0 s bis 3 s aufgezeichnet. Die Ergebnisse zeigt Abbildung 6.23. Interessant ist die Tatsache, dass mit einer Rampenzeit von 3 s das Zielmoment von 250 Nm schneller erreicht wird als mit kürzerer Verstellzeit des Gaspedals. Dieser Sachverhalt unterstützt wiederum die vorher angesprochene Hypothese.

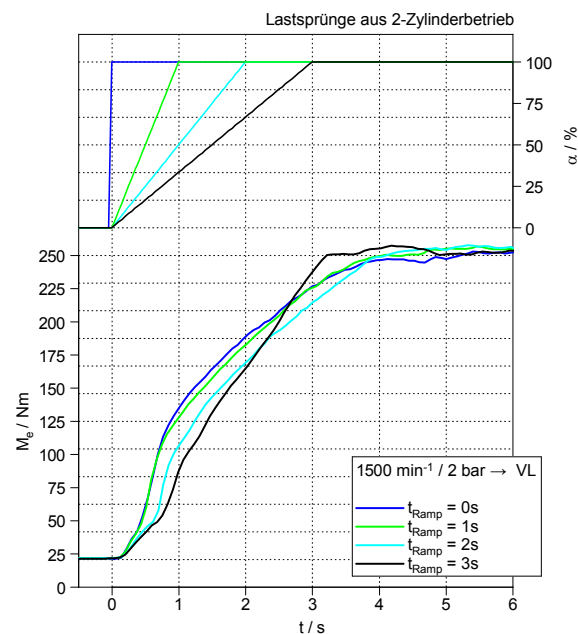


Abbildung 6.23: Lastsprünge aus 2-Zylindermodus mit unterschiedlichen Rampenzeiten

6.8 Umschaltvorgang Zylinderabschaltung

Das Umschalten zwischen Vollmotorbetrieb und Zylinderabschaltung muss für den Fahrer unmerklich und ohne Komfortverlust durch Drehmomentsprünge vonstattengehen. Zentrales Element des Systems Zylinderabschaltung ist die Motorsteuerung. Einerseits entscheidet diese autark welche Betriebsart (2- oder 4-Zylinderbetrieb) im Moment am wirtschaftlichsten ist und andererseits vernetzt sie alle erforderlichen Aktuatoren und Sensoren, welche für den Umschaltvorgang benötigt werden. Die Strategie des Umschaltvorgangs wurde bereits in Abschnitt 3.3.4 besprochen. Das folgende Unterkapitel beschreibt anhand von Messergebnissen die einzelnen Maßnahmen während des Ab- bzw. Zuschaltvorgangs.

6.8.1 Abschaltvorgang – 4 auf 2 Zylinder

Bevor der eigentliche Abschaltvorgang durchgeführt werden kann, muss sich der Motor an die neuen Gegebenheiten anpassen, um Drehmomentschwankungen während der Schaltphase weitgehend vermeiden zu können. Aus diesem Grund wird vorab der Druck im Saugrohr auf das Niveau im Abschaltbetrieb angepasst. Prinzipiell muss die Luftfüllung in den aktiven Zylindern 1 und 4 nicht ganz verdoppelt werden, da der Luftfüllungsanteil zur Überwindung der Differenz-Ladungswechselverluste nicht mehr vorhanden ist. Simultan zum Füllungsaufbau wird der Zündwinkel entsprechend der Füllung in Richtung „spät“ verstellt. Dadurch wird, trotz erhöhtem Saugrohrdruck, ein konstantes Drehmoment erreicht. Während dieser Phase nimmt der Wirkungsgrad durch die späte Verbrennungslage erheblich ab. Durch den schnellen Regelpfad der Zündung kann nach dem Umschaltvorgang von 4 auf 2 Zylinder der Zündwinkel zyklussynchron wieder in Richtung „früh“ verstellt werden, um so das Differenzmoment zwischen den beiden Betriebsmodi rasch generieren zu können. Nachdem die Sollfüllung erreicht ist werden zuerst die Auslassventile und dann die Einlassventile der Zylinder 2 und 3 geschlossen. Anschließend wird nach dem letzten Ladungswechsel die Einspritzung und die Zündung eingestellt. Durch diese Vorgehensweise verbleibt die angesaugte Frischluft im Brennraum. Die folgenden Abbildungen 6.24 und 6.25 verdeutlichen den Abschaltvorgang kurbelwinkel und zeitlich aufgelöst. Am Beginn steigt das Moment durch den erhöhten Ladedruck kurz an und nimmt in weiterer Folge durch den späteren Zündwinkel wieder ab. Aus dem Umschaltvorgang resultieren geringe Drehmomentschwankungen. Diese werden weitgehend im Antriebsstrang gedämpft, sodass der Fahrer keine nennenswerten Drehmomentschwankungen im realen Fahrbetrieb wahrnimmt.

6.8.2 Zuschaltvorgang – 2 auf 4 Zylinder

Das Motormanagement überwacht fortlaufend alle notwendigen Bedingungen für die Zylinderabschaltung. Wird eine Anforderung nicht mehr erfüllt, so leitet das Motorsteu-

6.8 Umschaltvorgang Zylinderabschaltung

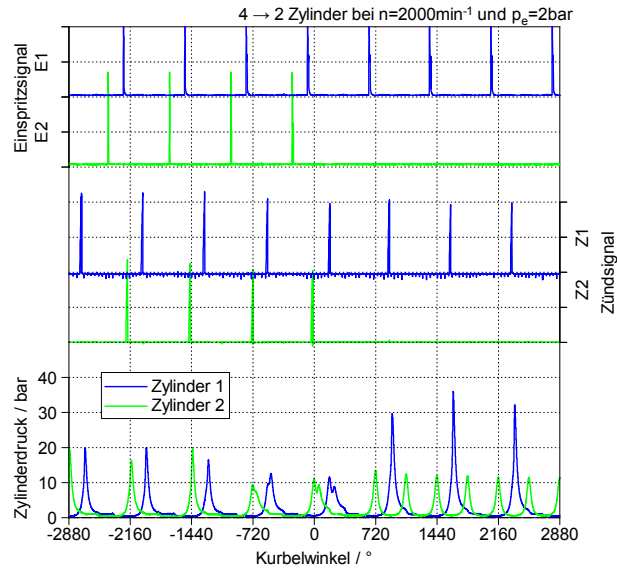


Abbildung 6.24: Abschaltvorgang aufgelöst in Grad-Kurbelwinkel

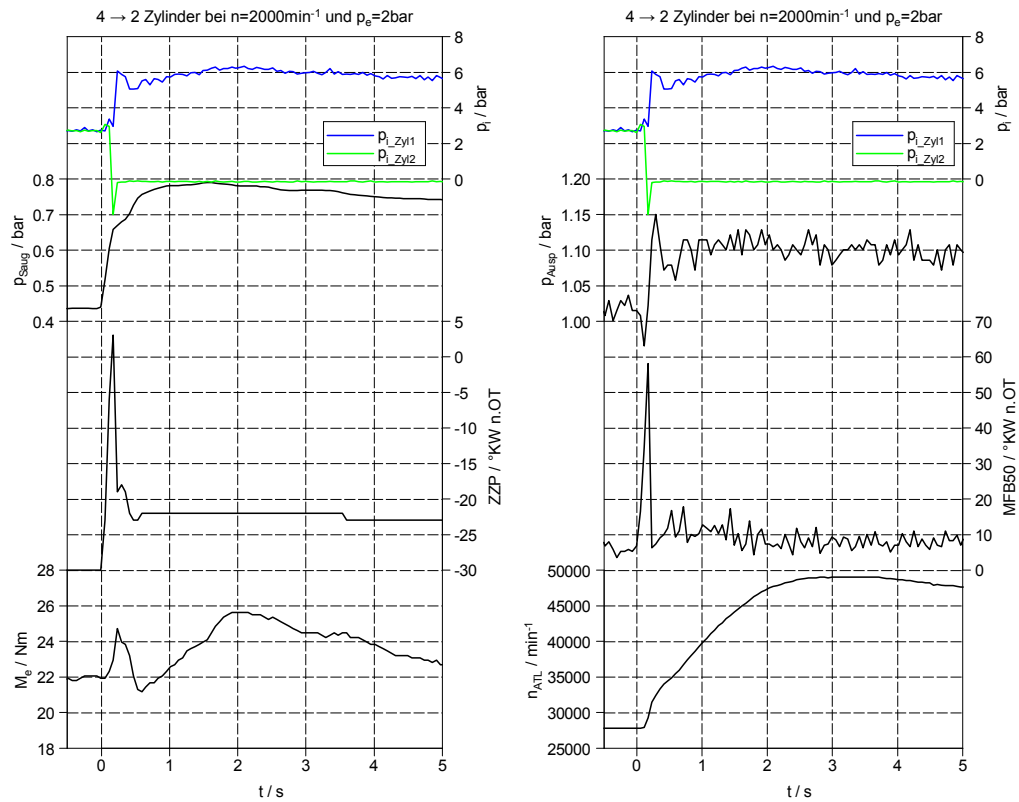


Abbildung 6.25: Abschaltvorgang zeitlich aufgelöst

ergerät sofort den Umschaltvorgang in den Vollmotorbetrieb ein. Der Zuschaltvorgang der Zylinder 2 und 3 vollzieht sich in derselben Reihenfolge wie beim Abschalten. Der Zuschaltvorgang ist in den Abbildungen 6.26 und 6.27 dargestellt. Zuerst werden die Auslassventile und dann die Einlassventile aktiviert. Dadurch gelangt die eingeschlossene Frischladung der abgeschalteten Zylinder in den Abgasstrang. Um der Abmagerung des Abgases entgegenzuwirken, wird das Luft-Kraftstoff-Gemisch der Zylinder 1 und 4 entsprechend angereichert ($\lambda < 1$). Durch diese Maßnahme bleibt über den gesamten Umschaltvorgang die normale Lambda-Regelung aktiv und garantiert somit einen einwandfreien Betrieb des Drei-Wege-Katalysators. Diverse Messungen haben gezeigt, dass sowohl der Abschalt- als auch der Zuschaltvorgang stets mit Zylinder 2 begonnen worden ist. Sobald wieder alle Zylinder einen Drehmomentbeitrag leisten, muss das Motormanagement den erhöhten Saugrohrdruck, welcher aus der Zylinderabschaltung resultiert, durch einen späteren Zündzeitpunkt ausgleichen. Damit wird ein drehmomentneutraler Schaltvorgang von 2 auf 4 Zylinder bewerkstelligt. Anschließend wird der Saugrohrdruck und der Zündzeitpunkt auf das Solldrehmoment eingestellt. Wiederum sind leichte Drehmomentschwankungen im Laufe der Umschaltung zu erkennen, welche aber für den Fahrer weitgehend unbemerkt bleiben.

6.9 Schleppmessungen

Neben den thermodynamischen Eigenschaften wurde die Zylinderabschaltung hinsichtlich ihres mechanischen Verhaltens analysiert. Genauer gesagt wurde das Reibverhalten in diversen Messungen detailliert betrachtet. Der direkte Vergleich in Abbildung 6.28 zwischen 2- und 4-Zylindermodus mit offener und geschlossener Drosselklappe zeigt einen klaren Trend zu erhöhter Reibung im Zylinderabschaltbereich im Halbmotorbetrieb. Schleppmessungen dieser Art stellen höchste Anforderungen an die Messtechnik, um die oft kleinen Abweichungen reproduzierbar aufzeichnen zu können. Während diesen Versuchen wurde die Kühlmiteleintrittstemperatur in den Motor stets auf dasselbe Niveau konditioniert. Um die Versuche auch mit offener Drosselklappe durchführen zu können, wurde vorab der im Saugrohr integrierte Ladeluftkühler entnommen. Damit die Motorsteuerung die Zylinderabschaltung frei gibt, muss sich der Druck im Saugrohr auf einem plausiblen Wert befinden. Mithilfe einer Vakuumpumpe wurde der Drucksensor im Saugrohr mit einem passenden Unterdruck beaufschlagt. Dennoch konnten die Messungen erst ab einer Drehzahl von 1500 min^{-1} aufgezeichnet werden, zumal der Leerlaufregler bei 1000 min^{-1} in den Betrieb eingriff. Die Unterschiede zwischen den beiden Betriebsmodi können wieder auf die schon im Kapitel 6.5 erwähnten Aspekte zurückgeführt werden. Zusammenfassend kann aus der detaillierten Analyse über das Reibverhalten festgehalten werden, dass das Niveau des Reibmitteldrucks im Halbmotor tendenziell höher als im Vollmotorbetrieb ist. Dieser Sachverhalt bestätigt die Ergebnisse aus dem befeuerten Betrieb.

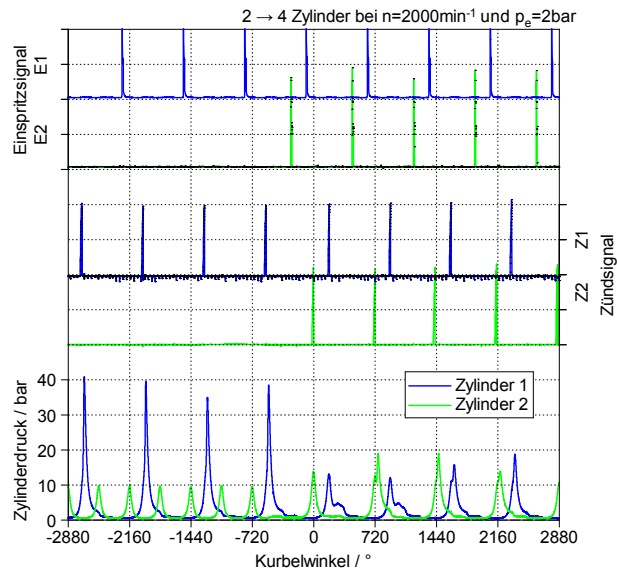


Abbildung 6.26: Zuschtvorgang aufgelöst in Grad-Kurbelwinkel

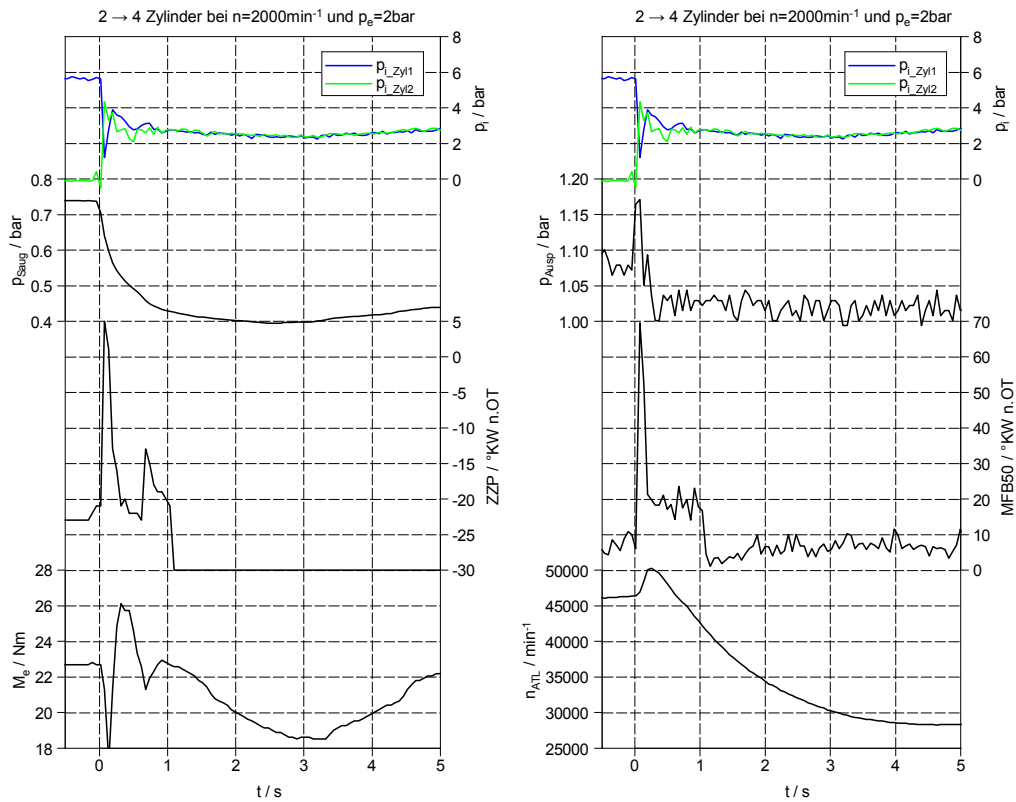


Abbildung 6.27: Zuschtvorgang zeitlich aufgelöst

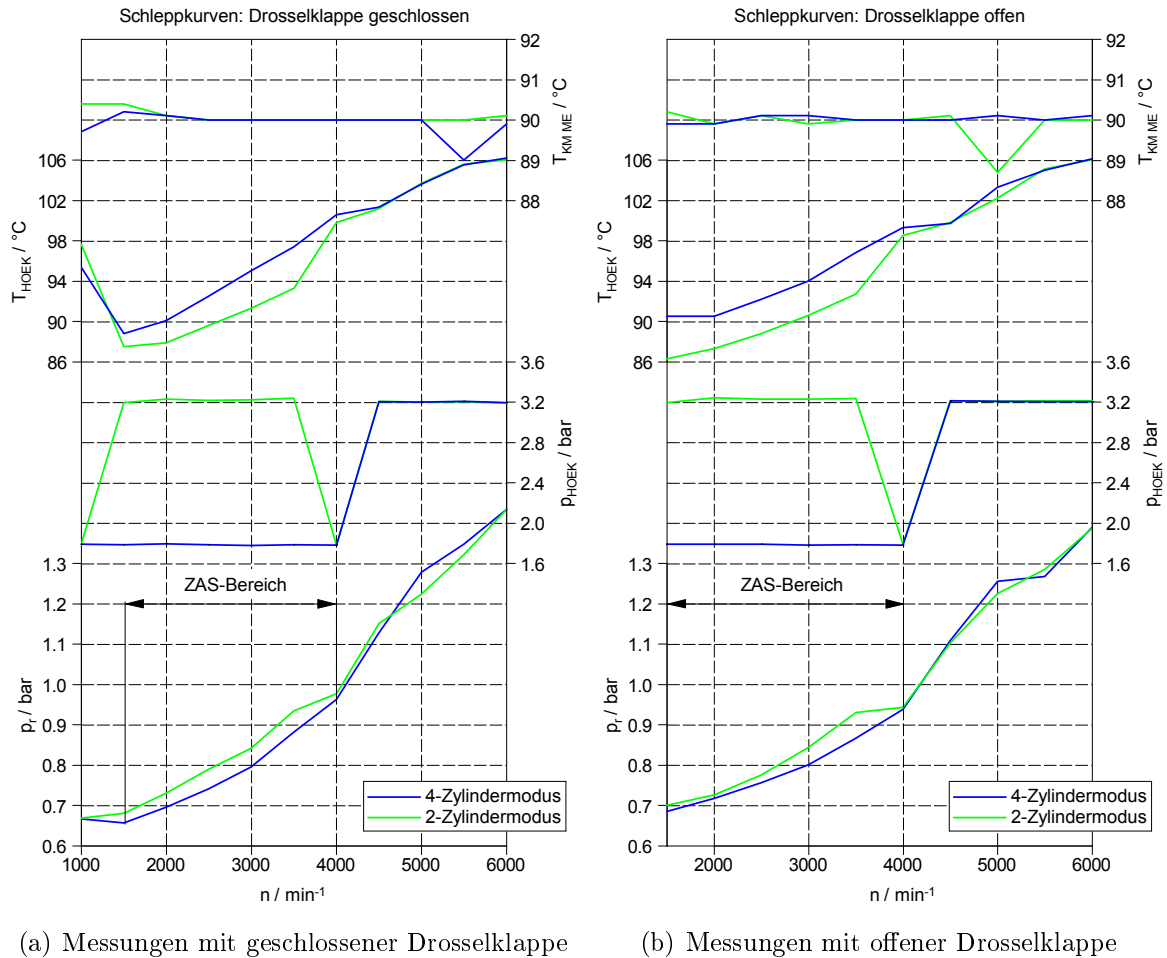


Abbildung 6.28: Schlepplmessungen

6.10 Drehungleichförmigkeit

Das grundsätzliche Problem der Drehungleichförmigkeit im 2-Zylinderbetrieb ist nicht der Massenausgleich, vielmehr die Verdoppelung des Zündabstands von 180°KW auf 360°KW . Ohne besondere Maßnahmen würden im Halbmotorbetrieb erhöhte Schwingungen und ein rauher Motorklang den Fahrkomfort stark beeinflussen. Die Abbildung 6.29 zeigt Drehmomentverläufe für den 2- bzw. 4-Zylinderbetrieb im unteren ($p_e=0.7 \text{ bar}$) und oberen ($p_e=7 \text{ bar}$) Zylinderabschaltungsbereich. Deutlich zu erkennen ist zum einen der erhöhte Zündabstand von 360°KW und zum anderen die stärkeren Drehmomentschwankungen im 2-Zylindermodus durch die spezifisch höher belasteten Zylinder 1 und 4. Dank des Versuchsaufbaus inklusive Zweimassenschwungrad werden die größten Drehungleichförmigkeiten weitgehend gedämpft.

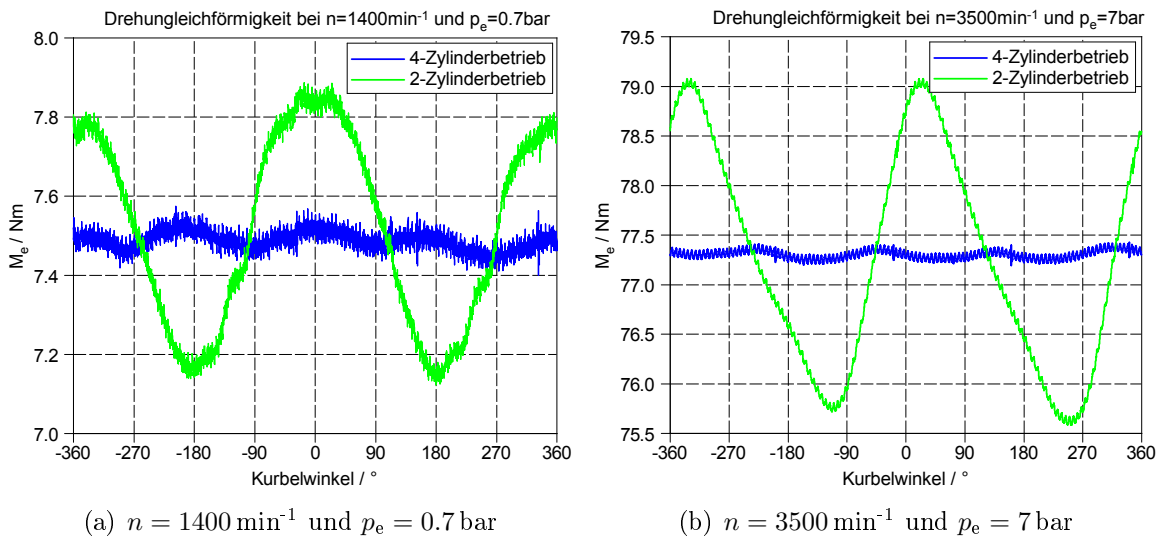


Abbildung 6.29: Drehmomentverläufe im 2- und 4-Zylinderbetrieb

6.11 Zyklen

Die Ermittlung von Emissionen und Verbräuchen innerhalb des Testzyklus erfordern diverse Berechnungen ausgehend von der Abgasanalyse. An dieser Stelle sei auf eine essentielle Schwierigkeit bei der Kalkulation diverser Spezies hingewiesen. Durch die relativ lange Verbindung zu der Entnahmestelle im Abgasrohr über die beheizte Leitung zur Abgasmessanlage (AMA) bzw. zum Analysator im Messgerät entsteht eine Verzugszeit zwischen aktuellem Betriebspunkt des Motors und dem Messergebnis aus der Abgasanalyse. Zudem benötigen die verschiedenen Analysatoren unterschiedlich lange für die Bestimmung der jeweiligen Abgaskonzentration. Dadurch wird für die Berechnung des Abgasmassenstroms nicht das Luftverhältnis aus der Lambdasonde, sondern aus der Abgasmessanlage verwendet. Dies ermöglicht eine exakte Zuordnung der Emissionsmessergebnisse aus der Analyse und des Abgasmassenstroms. Dennoch wird die molare Abgasmasse über die stöchiometrische Verbrennung und der durchgeführten Kraftstoffanalyse angenähert. Um die gegebenen Einflüsse weitgehend vermeiden zu können, werden die verschiedenen Emissionen im Laufe des Zyklus aufsummiert. Im Folgenden werden die ausgeführten Berechnungen für die Ermittlung diverser Emissionsanteile dargestellt.

Die wichtigsten molaren Massen für die Berechnung sind:

$$M_C = 12.0107 \frac{\text{g}}{\text{mol}} \quad (6.7)$$

$$M_H = 1.00794 \frac{\text{g}}{\text{mol}} \quad (6.8)$$

$$M_O = 15.9994 \frac{\text{g}}{\text{mol}} \quad (6.9)$$

$$M_{\text{N}} = 14.0067 \frac{\text{g}}{\text{mol}} \quad (6.10)$$

$$M_{\text{Ar}} = 39.948 \frac{\text{g}}{\text{mol}} \quad (6.11)$$

Für die exakte Bestimmung der molaren Anteile wird folgende Zusammensetzung für Luft verwendet [5]:

$$\nu_{\text{O}_2} = 0.20948 \quad (6.12)$$

$$\nu_{\text{N}_2} = 0.78084 \quad (6.13)$$

$$\nu_{\text{Ar}} = 0.00934 \quad (6.14)$$

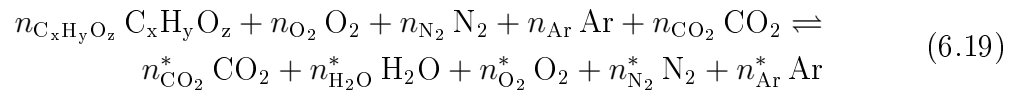
$$\nu_{\text{CO}_2} = 0.00031 \quad (6.15)$$

Aus der stöchiometrischen Verbrennung können mithilfe der Ergebnisse aus der Kraftstoffanalyse (Kapitel 5.1.5) die einzelnen Molanteile der Produkte berechnet werden:

$$x = \frac{\mu_{\text{C}}}{M_{\text{C}}} \quad (6.16)$$

$$y = \frac{\mu_{\text{H}}}{M_{\text{H}}} \quad (6.17)$$

$$z = \frac{\mu_{\text{O}}}{M_{\text{O}}} \quad (6.18)$$



$$n_{\text{C}_x\text{H}_y\text{O}_z} = 1 \quad (6.20)$$

$$n_{\text{CO}_2}^* = x + n_{\text{CO}_2} \quad (6.21)$$

$$n_{\text{H}_2\text{O}}^* = \frac{y}{2} \quad (6.22)$$

$$n_{\text{O}_2}^* = (\lambda - 1) \left(x + \frac{y}{4} - \frac{z}{2} \right) \quad (6.23)$$

$$n_{\text{N}_2}^* = n_{\text{N}_2} \quad (6.24)$$

$$n_{\text{Ar}}^* = n_{\text{Ar}} \quad (6.25)$$

Mithilfe der einzelnen Produkte können die volumetrischen Anteile bestimmt werden:

$$n_{\text{exh}}^* = n_{\text{CO}_2}^* + n_{\text{H}_2\text{O}}^* + n_{\text{O}_2}^* + n_{\text{N}_2}^* + n_{\text{Ar}}^* \quad (6.26)$$

$$\nu_i = \frac{n_i^*}{n_{\text{exh}}^*} \quad (6.27)$$

Daraus resultiert schlussendlich die molare Masse des Abgases:

$$M_{\text{exh}} = \nu_{\text{CO}_2} M_{\text{CO}_2} + \nu_{\text{H}_2\text{O}} M_{\text{H}_2\text{O}} + \nu_{\text{O}_2} M_{\text{O}_2} + \nu_{\text{N}_2} M_{\text{N}_2} + \nu_{\text{Ar}} M_{\text{Ar}} \quad (6.28)$$

Der Abgasmassenstrom berechnet sich aus der gemessenen Kraftstoffmasse und dem Luftverhältnis zu:

$$\dot{m}_{\text{exh}} = \dot{m}_{\text{B}} + \dot{m}_{\text{L}} = \dot{m}_{\text{B}} + \lambda \cdot \dot{m}_{\text{B}} = \dot{m}_{\text{B}} \cdot (1 + \lambda) \quad (6.29)$$

Ausgehend von der berechneten molaren Abgasmasse können dank der Analyse des Verbrennungsgases die verschiedenen Emissionsanteile bestimmt werden. Diese werden auf die zurückgelegte Distanz im Zyklus umgerechnet. Somit ergeben sich die Emissionen zu g/km bzw. mg/km je nach Komponente. Als mittlere molare Masse der HC-Emissionen wurden jene von C_3H_8 in die Berechnung übernommen. Exemplarisch wird die weitere Berechnung mit dem Zählindex i weiter fortgeführt. Dieser steht stellvertretend für die einzelnen Emissionskomponenten Kohlendioxid (CO_2), Kohlenmonoxid (CO), Kohlenwasserstoff (HC) und Stickoxid (NO_x bzw. NO).

$$E_i = \frac{1}{s} \cdot \sum_0^{t_{\text{ges}}} \nu_i \cdot \frac{M_i}{M_{\text{exh}}} \cdot \dot{m}_{\text{exh}} \cdot \Delta t \quad (6.30)$$

Dank der Abgasanalyse vor und nach dem Katalysator kann die Konvertierungsrate des Drei-Wege-Kats während der Zyklen berechnet werden.

$$K_i = 1 - \frac{1}{t_{\text{ges}}} \cdot \sum_{j=1}^{t_{\text{ges}}} \frac{\nu_{i \text{ n.KAT } j}}{\nu_{i \text{ v.KAT } j}} \quad (6.31)$$

6.11.1 Neuer Europäischer Fahrzyklus – NEFZ

Die Ergebnisse aus dem NEFZ sind in Tabelle 6.2 zusammengefasst. Dabei unterscheidet sich einerseits der gemessene Kraftstoffverbrauch von jenem aus der Motorsteuerung und andererseits weichen die beiden Verbrauchswerte von den offiziellen Herstellerangaben von 4.7l/100km deutlich ab. Es können zahlreiche Gründe für die Abweichung von 21.6% angeführt werden. Der größte Anteil resultiert sicherlich aus den nicht bekannten Fahrwiderständen während der offiziellen Zertifizierung. Dabei werden alle nur erdenklichen Maßnahmen angewendet, um möglichst geringe Widerstände zu erhalten. Ein weiterer essentieller Punkt ist, dass der eingesetzte PID-Regler mit einem Proportionalanteil von 0.05, einem Integralanteil von 0.80 und einem Differentialanteil von 0 mehr oder weniger stark von dem vorgegebenen Fahrprofil abweicht und diesen dadurch nicht optimal durchfährt. Zudem entsprach das Startprozedere nicht den realen Gegebenheiten, zumal sich die Leerlaufdrehzahl im Laufe des Zyklus des Öfteren zwischen 750 min^{-1} und 1000 min^{-1} verändert hat. Um die Start/Stop-Automatik im NEFZ hinsichtlich Verbrauchseinsparung beurteilen zu können, wurden Messungen mit und ohne dieser Einzelmaßnahme durchgeführt. Das Ergebnis zeigt ein beträchtliches Verbrauchseinsparpotential zwischen 0.2 bis 0.3l/100km im Zyklus. Der direkte Vergleich der Ergebnisse aus Rollen- und Motorprüfstand zeigt eine gute Übereinstimmung, zumal die Start/Stop-Automatik am Rollenprüfstand nicht angewendet werden

konnte und dadurch die Verbräuche tendenziell eine Spur höher gemessen wurden. Das Verbrauchsniveau zwischen den beiden Versuchen gleicht sich aber durch eine spritsparendere Fahrweise auf der Rolle weitgehend aus. Die Zylinderabschaltung konnte nicht separat bewertet werden, da ein Betrieb mit deaktiviertem Zylindermanagement zu einem Notlaufprogramm in der Motorsteuerung führte.

Tabelle 6.2: Ergebnisse aus dem NEFZ

Komponente	Einheit	Urban	Extra-Urban	Gesamt
CO ₂	g/km	187.4	117.9	143.5
Verbrauch	l/100km	7.47	5.00	6.07
Verbrauch ECU	l/100km	7.49	4.80	5.79
CO	g/km	1.028	0.039	0.403
HC	g/km	0.637	0.007	0.239
NO _x	g/km	0.055	0.001	0.021
PN	10 ¹² /km	2.844	2.634	2.711
K _{CO}	%	90.1	98.9	93.5
K _{HC}	%	91.0	99.7	93.5
K _{NO_x}	%	93.8	99.7	97.7

Ein schnelles Aufheizen bzw. Erwärmen des Motors und seiner Peripherie sorgt für reduzierte Emissionen während des Prüfzyklus. Daher werden verschiedene Maßnahmen nach dem Start angewendet, um den Katalysator so rasch als möglich über seine Aktivierungstemperatur (Light-off) aufzuheizen. Die Temperaturverläufe von Kühlmittel, Öl und Katalysator sind in Abbildung 6.30 über den Fahrverlauf dargestellt.

6.11.2 Worldwide Harmonized Light Duty Test Procedure – WLTP

Der WLTP-Zyklus befindet sich aktuell in der Definitionsphase und soll den NEFZ in Europa zwischen 2017 und 2025 als Zulassungsverfahren ablösen. Die wichtigsten Ergebnisse sind in Tabelle 6.3 zu sehen. Auffallend ist der Umstand, dass trotz transienterem Fahrverlauf im WLTP der Kraftstoffverbrauch auf dem selben Niveau liegt wie im NEFZ. Der Vergleich mit einem Wettbewerbsfahrzeug zeigt einen eindeutigen Trend zu erhöhten Verbrauchswerten im WLTP. Die Messungen am Rollenprüfstand wurden nicht aus dem Kaltstart durchgeführt und somit können die Ergebnisse nicht unmittelbar miteinander verglichen werden.

Die anschließende Abbildung 6.31 zeigt wiederum diverse Temperaturverläufe über den Zyklus. Durch die höhere Dynamik im Laufe des Tests erwärmt sich der Motor und speziell der Katalysator deutlich schneller als im NEFZ. Dieses Faktum fördert in erster Linie geringe Emissionen während der Startphase.

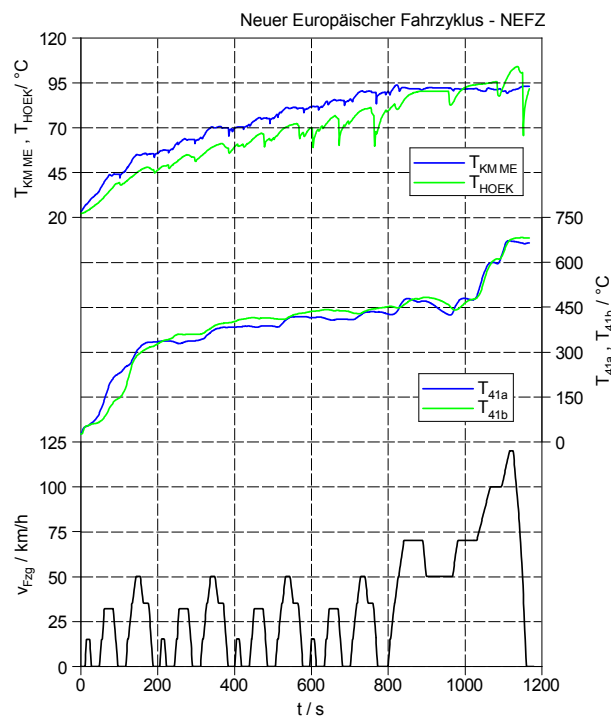


Abbildung 6.30: Diverse Temperaturen im NEFZ

Tabelle 6.3: Ergebnisse aus dem WLTP

Komponente	Einheit	Low	Middle	High	Extra-High	Gesamt
CO ₂	g/km	195.8	131.1	126.1	151.1	145.3
Verbrauch	l/100km	8.22	5.57	5.34	6.43	6.16
Verbrauch ECU	l/100km	7.46	5.35	5.20	6.16	5.87
CO	g/km	1.165	0.121	0.124	0.117	0.259
HC	g/km	0.807	0.022	0.002	0.008	0.115
NO _x	g/km	0.112	0.007	0.003	0.005	0.019
PN	10 ¹² /km	6.735	1.279	1.381	2.501	2.470
K _{CO}	%	90.7	98.0	98.4	99.0	95.9
K _{HC}	%	93.5	99.4	99.9	99.9	97.3
K _{NO_x}	%	89.4	99.3	98.9	99.1	98.2

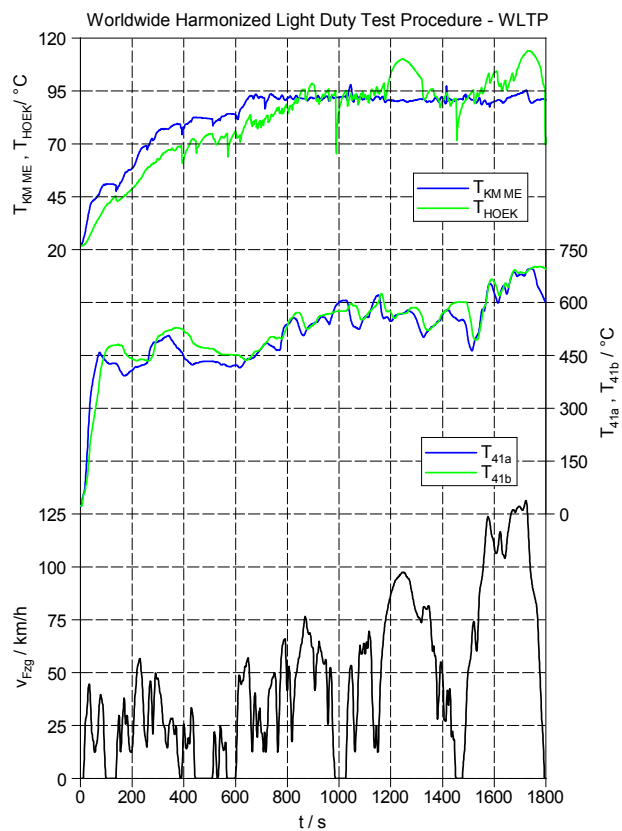


Abbildung 6.31: Diverse Temperaturen im WLTP

7 Zusammenfassung und Ausblick

Die Erkenntnisse aus der Untersuchung des 1.4-Liter-TSI-Motors der EA211-Baureihe von Volkswagen spiegeln den aktuellen Trend in der Automobilbranche wider. Neben den essentiellen Merkmalen eines modernen Ottomotors wie Direkteinspritzung, Ventilvertechnik, teilvariable Ventilsteuerung und Turboaufladung verfügt der Versuchsträger über einen im Saugmodul integrierten Ladeluftkühler und einen im Zylinderkopf untergebrachten Auspuffkrümmer. Zusätzliche konstruktive Besonderheit des Motors und Hauptbestandteil der Analyse ist die Zylinderabschaltung in der Teillast. Dabei werden in Kennfeldbereichen, welche im durchschnittlichen Kundenfahrverhalten häufig auftreten, die Zylinder 2 und 3 deaktiviert. Im Zuge des aktiven Zylindermanagements wird für die abgeschalteten Zylinder die Betätigung der Ein- und Auslassventile unterbrochen und die Einspritzung und Zündung eingestellt. Dadurch müssen die restlichen Zylinder 1 und 4 bei gleichbleibender Drehmomentanforderung eine höhere Leistung erzielen. Grundsätzlich verschiebt sich durch die Zylinderabschaltung der Betriebspunkt der aktiven Zylinder in Bereiche höherer Wirkungsgrade. Die Steigerung des Wirkungsgrades resultiert einerseits aus den verminderten Drosselverlusten und andererseits aus den geringeren Ladungswechselverlusten. Letztere können lediglich genützt werden, wenn die Ventile der abgeschalteten Zylinder geschlossen werden. Eine detaillierte Analyse der Zylinderabschaltung hinsichtlich Reibung zeigt einen eindeutigen Trend zu erhöhten Werten während des 2-Zylinderbetriebs. Dies resultiert zum einen aus dem erhöhten Öldruck und zum anderen aus einem häufigeren Anlagenwechsel der unbefeuerten Zylinder 2 und 3. Schlussendlich führt der technische Aufwand für die Integration der Zylinderabschaltung am EA211-Motor zu einer bemerkenswerten Wirkungsgradsteigerung von bis zu 20% in der Teillast. Dies allein ist jedoch kein Garant für zufriedene Kunden. Deshalb wurden weitere Aspekte wie Ansprechverhalten, Drehungleichförmigkeit und Umschaltvorgang, um nur einige zu nennen, detailliert betrachtet.

Das Ansprechverhalten des EA211 weist im Vergleich zu anderen Motoren ein gutes Verhalten auf. Es konnte kein nennenswerter Unterschied in der Ansprechzeit aus dem 2- und 4-Zylinderbetrieb festgestellt werden. Lediglich der Drehmomentengradient steigt durch die Zylinderabschaltung an. Nennenswerte Unterschiede ergaben sich zwischen Veröffentlichung und Messung bei einem Lastsprung von $n = 1500 \text{ min}^{-1}$.

Das grundsätzliche Problem der Drehungleichförmigkeit im 2-Zylinderbetrieb ist nicht der Massenausgleich, sondern vielmehr die Verdoppelung des Zündabstands von 180°KW auf 360°KW . Ohne besondere Maßnahmen würden im Halbmotorbetrieb erhöhte Schwingungen und ein rauer Motorklang den Fahrkomfort stark beeinflussen. Ne-

ben einem konstanten Zündabstand verbessert die Verwendung von hydraulischen Aggregatelagern, welche über weite Frequenzbereiche eine geringe dynamische Steifigkeit aufweisen, das Schwingungsverhalten. Die aus dem 1.6-Liter-TDI-Motor stammenden Motorlager minimieren für den Insassen spürbare Vibrationen und Resonanzschwingungen im Halbmotorbetrieb. Zudem wurde das Zweimassenschwungrad speziell auf die Gegebenheiten des aktiven Zylindermanagement angepasst. Außerdem wurden die Resonatoren der Abgasanlage zwecks Verringerung der stark unterschiedlichen Abgaspulsationen zwischen 2- und 4-Zylinderbetrieb mit unterschiedlich großen Volumina versehen.

Der Umschaltvorgang zwischen Vollmotorbetrieb und Zylinderabschaltung muss für den Fahrer unmerklich und ohne Komfortverlust durch Drehmomentsprünge von staten gehen. Die Analyse hat gezeigt, dass sich nur geringe Drehmomentspitzen aus dem Umschaltvorgang ergeben und diese nur von sehr sensiblen Fahrer spürbar sind. Ich persönlich konnte im realen Fahrbetrieb lediglich durch visuelle Anzeige im Kombiinstrument den Umschaltvorgang auch physiologisch wahrnehmen.

Generell erzeugt der Motor über einen Drehzahlbereich von 1500 min^{-1} bis annähernd 3000 min^{-1} sein maximales Drehmoment von 250 Nm. Die maximale Leistung von 103 kW erzielt der 1.4-Liter-Motor zwischen 4500 min^{-1} und 6000 min^{-1} . Der maximale Wirkungsgrad von 37.5% und der spezifischen Kraftstoffverbrauch von 228 g/kWh sind für einen Ottomotor respektabel.

Fazit: Die stetige Verschärfung von Emissionsgrenzwerten führt zu einer konsequenten Weiterentwicklung von Otto- und Dieselmotoren. Die Zylinderabschaltung kann als Einzelmaßnahme dazu beitragen, den Kraftstoffverbrauch und folglich die CO_2 -Emissionen von Verbrennungsmotoren zu reduzieren, ohne dabei das Leistungsverhalten und den Fahrkomfort für den Kunden zu beeinträchtigen. Der beträchtliche Aufwand für die Integration der Zylinderabschaltung am EA211-Motor resultiert in 550 € Mehrkosten für den Kunden, [28]. Dabei beeinflusst kein anderer Faktor die Amortisationszeit so stark wie der Kunde selbst mit seinem Fahrverhalten. Ich persönlich sehe die Zylinderabschaltung als ideale Brückentechnologie, um Leistung und Fahrspaß mit niedrigem Verbrauch und Emissionen miteinander zu verknüpfen. Zudem kann die Zylinderabschaltung zur weiteren Effizienzsteigerung von Hybridfahrzeugen beitragen. Die Vorteile der Zylinderabschaltung im stationären Teillastgebiet gepaart mit den Vorzügen des Hybridsystems im instationären Betrieb stellen ein attraktives Antriebssystem für die Zukunft dar.

Literaturverzeichnis

- [1] Volkmar, D.: *Zukunft gestalten - Innovationen für effiziente Mobilität*, 34. Internationales Wiener Motorensymposium, 2013
- [2] Delphi: <http://delphi.com/pdf/emissions/Delphi-Passenger-Car-Light-Duty-Truck-Emissions-Brochure-2013-2014.pdf>, abgerufen am 01.08.2013
- [3] Hirschberg, W.; Waser, H.M.: *Kraftfahrzeugtechnik*, FTG, Technische Universität Graz, 2011
- [4] Zillmer, M.; Neußer, H.-J.; Jelden, H.; Lück, P.; Kruse, G.: *Der Elektroantrieb des Volkswagen e-up! - ein Schritt zur modularen Elektrifizierung des Antriebsstrangs*, 34. Internationales Wiener Motorensymposium, 2013
- [5] Pischinger, R.; Klell, M.; Sams, T.: *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*, Springer-Verlag Wien New York, 3. Auflage, 2009
- [6] Eichlseder, W.: *Verbrennungskraftmaschinen VA, IVT*, Technische Universität Graz, 2011
- [7] VW AG: *Selbststudienprogramm 510 - Das Aktive Zylindermanagement ACT beim 1.4 l - 103 kW - TSI - Motor Konstruktion und Funktion*, 2013
- [8] Hadler, J.; Neußer, H.-J.; Szengel, R.; Middendorf, H.; Theobald, J.; Möller, N.: *Der neue TSI*, 33. Internationales Wiener Motorensymposium, 2012
- [9] Middendorf, H.; Theobald, J.; Lang, L.; Hartel, K.: *Der 1.4-L-TSI-Ottomotor mit Zylinderabschaltung*, MTZ 03/12, 2012
- [10] Volkswagen: *Reparaturleitfaden VW Golf 2013 - 4-Zyl. Einspritzmotor (1.4 l-Motor DirekteinspritzerTurbolader)*, 2013
- [11] Volkswagen: *Stromlaufplan VW Golf 2012*, 2013
- [12] Kristl, Seibt & Co GmbH: TORNADO System: <http://www.ksengineers.at>, abgerufen 01.08.2013
- [13] AVL: <http://www.avl.com>, abgerufen im August 2013

- [14] Ross-Tech - Diagnosetool VCDS: <http://www.diagnosetool.de>, abgerufen im August 2013
- [15] Rössel Messtechnik: <http://www.roessel-messtechnik.de>, abgerufen im August 2013
- [16] Kistler: <http://www.kistler.com>, abgerufen im August 2013
- [17] HBM: <http://www.hbm.com>, abgerufen im August 2013
- [18] acam messelectronic : <http://www.acam.de>, abgerufen im August 2013
- [19] Bosch : <http://www.bosch.de>, abgerufen im August 2013
- [20] Chauvin Arnoux : <http://www.chauvin-arnoux.at>, abgerufen im August 2013
- [21] Fasch, S.: *Reibungs- und Kennfelduntersuchungen an einem aufgeladenen PKW-Ottomotor*, Diplomarbeit, Technische Universität Graz, 2012
- [22] WLTP Class 3 Cycle: <http://www.dieselnet.com>, abgerufen im August 2013
- [23] Schrank, S.: *Untersuchung der Reibung und der thermodynamischen Eigenschaften eines aufgeladenen Pkw-Ottomotors*, Masterarbeit, Technische Universität Graz, 2013
- [24] Kortwittenborg, T.; Walter, F.: *Strategie zur Steuerung der Zylinderabschaltung*, MTZ 02/13, 2013
- [25] Neusser, H.-J.; Thielecke, R.: *Die neuen Motoren ökonomisch, sauber, dynamisch*, ATZ extra 11/12, 2012
- [26] Indra, F.: *Zylinderabschaltung für alle Hubkolbenmotoren?*, MTZ 10/11, 2011
- [27] Flierl, R.; Lauer, F.: *Mechanisch vollvariabler Ventiltrieb und Zylinderabschaltung*, MTZ 04/13, 2013
- [28] Volkswagen: <http://www.volkswagen.de>, abgerufen im September 2013

Abbildungsverzeichnis

1.1	Übersicht Gesetzgebung EU [1]	2
1.2	Vergleich NEDC und WLTC-Class-3-Zyklus Version 5 [2]	2
1.3	CO ₂ -Emissionen der in der EU angebotenen Fahrzeuge 2012 [1]	3
1.4	Fahrwiderstände	5
1.5	Vergleich diverser Kraftstoffe	7
1.6	Anforderung diverser Elektrifizierungskonzepte und deren CO ₂ – Minderungs- potenzial [4]	8
1.7	CO ₂ -Reduktionspotentiale Subkompakt-/Kompaktklasse [1]	11
2.1	<i>pv</i> - und <i>Ts</i> - Diagramm des Gleichraumprozesses [5]	19
2.2	Thermodynamischer Wirkungsgrad des Gleichraumprozesses für unter- schiedliches κ [5]	20
2.3	<i>pv</i> - und <i>Ts</i> - Diagramm des Gleichdruckprozesses [5]	20
2.4	Thermodynamischer Wirkungsgrad des Gleichdruckprozesses für $\kappa = 1.4$ [5]	21
2.5	<i>pv</i> - und <i>Ts</i> - Diagramm des kombinierten Prozesses [5]	22
2.6	Thermodynamischer Wirkungsgrad des kombinierten Prozesses für $\kappa =$ 1.4 und unterschiedlicher dimensionsloser Wärmezufuhr q^* [5]	23
2.7	Wirkungsgrade des vollkommenen Motors: a Gleichraumverbrennung ge- mischansaugend, b Gleichraumverbrennung luftansaugend [5]	24
2.8	Schema der Abgasturboaufladung inklusive Ladeluftkühlung [5]	25
2.9	<i>pv</i> - und <i>Ts</i> - Diagramm der Abgasturboaufladung mit Rückkühlung [5]	26
2.10	Einfluss des Aufladegrads auf den Wirkungsgrad des vollkommenen Mo- tors mit $\varepsilon = 16$ und $\lambda = 1.6$ [5]	26
2.11	Energieflussdiagramm für einen aufgeladenen Motor [5]	27
2.12	System Brennraum [5]	28
2.13	Kompressionslinien des vollkommenen Motors und des realen Motors [5]	31
2.14	Verbrennungsverluste [5]	33
2.15	Wandwärmeverlust [5]	33
2.16	Ladungswechselperluste eines Viertakt-Ottomotors [5]	35
2.17	Ideale und reale Niederdruckerbeit für einen Viertaktmotor mit Abgas- turboaufladung [5]	35
2.18	Wirkungsgrade und Verluste für einen PKW-Ottomotor $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ und $p_e = 5 \text{ bar}$, [5]	36

2.19	Abgeschalteter und arbeitender Zylinder [7]	37
3.1	VW 1.4-Liter-TSI-Motor EA211 [8]	39
3.2	Vergleich Motorbaureihe EA111 und EA211 [8]	41
3.3	Historie der Motorbaureihe EA211 [8]	42
3.4	Modulstruktur [8]	42
3.5	Zylinderkurbelgehäuse [8]	43
3.6	Zylinderkopf, [8]	44
3.7	Kurbelwelle, [8]	45
3.8	Pleuel, [8]	46
3.9	Ventiltriebsmodul mit ACT, [9]	46
3.10	Systemübersicht, [7]	47
3.11	Übersicht Ventiltriebsmodul mit ACT [7]	48
3.12	Nockenwelle mit ACT [7]	49
3.13	Nockenstück ACT [7]	49
3.14	Verschiebung Nockenstücke [7]	50
3.15	Arretierung Nockenstücke [7]	51
3.16	Motorlager [7]	54
3.17	Zweimassenschwungrad [7]	54
3.18	Abgasanlage [7]	54
3.19	Betriebsbereich der Zylinderabschaltung im Kennfeld [9]	55
3.20	Steuertrieb und Nebenantriebsanordnung [8]	56
3.21	Kühlkreislauf mit getrennter Kopf-/Block-Kühlung [8]	57
3.22	Kühlmittelpumpen-Modul mit integriertem Zweikreisregler [8]	58
3.23	Ölkreislauf [8]	58
3.24	Abgasturbolader mit elektrischem Wastegatesteller [8]	59
3.25	Ansaugsystem mit integriertem Ladeluftkühler [8]	60
4.1	Übersicht Prüfstand mit Versuchsträger EA211	62
4.2	Kabelbaumverlängerung	63
4.3	Kühlmittelkonditionierung	65
4.4	Ladeluftkonditionierung	65
4.5	Kraftstoffkonditionierung	66
4.6	Quarzkühlung	66
4.7	Saugmodul – Ansicht von vorne	67
4.8	Saugmodul – Ansicht von oben	67
4.9	Zylinderkopf – Bohrungen für Zylinderdruckindizierung	68
4.10	Zylinderkopf - Abgasseitige Messstellen	69
4.11	Messstellen Abgasturbolader	69
4.12	Messstellen Abgasseite vor dem Katalysator	70
4.13	Messstellen Katalysator	70
4.14	Messstellen VW EA211	81

5.1	Neuer Europäischer Fahrzyklus – NEFZ	90
5.2	Worldwide Harmonized Light Duty Test Procedure – WLTP	91
6.1	Volllastkurven des effektiven Mitteldrucks und der effektiven Leistung	94
6.2	Verschiedene Betriebspunkte bei 2000 min^{-1} und der Wirkungsgradbestpunkt	96
6.3	Variable Steuerzeiten	97
6.4	Vergleich Ladungswechsel	97
6.5	Positives Druckgefälle bei 1500 min^{-1} und Volllast	98
6.6	Spezifischer Kraftstoffverbrauch und effektiver Wirkungsgrad	99
6.7	Reibmitteldruck	99
6.8	Verbrennungsluftverhältnis λ	100
6.9	Emissionskennfelder	101
6.10	2-Zylinder-Betrieb (2-ZB)	102
6.11	Zündzeitpunkt, 50%-Massenumsetzungspunkt und zyklische Schwankungen im indizierten Mitteldruck	103
6.12	Turboladerdrehzahl, Position Wastegatesteller und Temperatur vor Turbine	105
6.13	Sammlerdruck und Druckverlust Drosselklappe	106
6.14	Einspritzstrategie und Kraftstoffraildruck	107
6.15	Öltemperatur und Öldruck	108
6.16	Reibmitteldruck	109
6.17	Spez. Kraftstoffverbrauch und Vergleich des effektiven Wirkungsgrades	110
6.18	Warmlauf im Leerlauf	111
6.19	Warmlauf bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_e = 2 \text{ bar}$	112
6.20	Lastsprung: $n = 1500 \text{ min}^{-1}$, $p_e = 2 \text{ bar}$ auf Volllast	113
6.21	Lastsprünge aus 2/4-Zylindermodus: $n = 3000 \text{ min}^{-1}$, $p_e = 3 \text{ bar}$ auf Volllast	114
6.22	Ansprechverhalten aus dem 2-Zylindermodus	115
6.23	Lastsprünge aus 2-Zylindermodus mit unterschiedlichen Rampenzeiten	115
6.24	Abschaltvorgang aufgelöst in Grad-Kurbelwinkel	117
6.25	Abschaltvorgang zeitlich aufgelöst	117
6.26	Zuschaltvorgang aufgelöst in Grad-Kurbelwinkel	119
6.27	Zuschaltvorgang zeitlich aufgelöst	119
6.28	Schleppmessungen	120
6.29	Drehmomentverläufe im 2- und 4-Zylinderbetrieb	121
6.30	Diverse Temperaturen im NEFZ	125
6.31	Diverse Temperaturen im WLTP	126

Tabellenverzeichnis

3.1	Motorkenndaten VW 1.4-Liter-TSI-Motor EA211 [8] [10]	40
4.1	Variablen VCDS	72
4.2	Übersicht Temperaturmessstellen	73
4.2	Übersicht Temperaturmessstellen (... <i>Fortsetzung</i>)	74
4.3	Übersicht Druckmessstellen	75
5.1	Kraftstoffanalyse – Super Plus	85
5.2	Indizierte Normlastpunkte	88
5.3	Betriebspunkte Ölverdünnung	88
5.4	Rampen bzw. Lastsprünge	89
5.5	Neuer Europäischer Fahrzyklus – NEFZ [22]	91
5.6	WLTP-Class-3-Zyklus Version 5 [22]	92
6.1	Kenngößen unterschiedlicher Betriebspunkte	95
6.2	Ergebnisse aus dem NEFZ	124
6.3	Ergebnisse aus dem WLTP	125