

Sebastian Schrank, BSc

# **Untersuchung der Reibung und der thermodynamischen Eigenschaften eines aufgeladenen Pkw-Ottomotors**

**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 07.03.2013

Sebastian Schrank



# Kurzfassung

Die Zielsetzung dieser Masterarbeit ist die Analyse der Reibung und der thermodynamischen Eigenschaften eines 1.8-Liter-Vierzylinder-Pkw-Ottomotors. Besondere Merkmale dieses Verbrennungsmotors sind das Wärmemanagementmodul, das duale Einspritzsystem sowie die in den Zylinderkopf integrierte Abgasführung. Als erster Schritt wird der Verbrennungsmotor aus dem Fahrzeug ausgebaut, um anschließend Sensoren applizieren zu können. Danach wird der Verbrennungsmotor auf einem dynamischen Motorprüfstand aufgebaut und in Betrieb genommen. Da mit dem Fahrzeughersteller keine Kooperation besteht, müssen einige Randbedingungen für einen einwandfreien Betrieb der Motorsteuerung, wie beispielsweise die Simulation der Raddrehzahlen, geschaffen werden. Das Messprogramm besteht aus Messungen im gefeuerten und geschleppten Betrieb. Im gefeuerten Betrieb bei den stationären Messungen werden Kennfelder, Lastschnitte, indizierte Normlastpunkte, Volllastkurven und der Kraftstoffeintrag ins Motoröl ermittelt. Die transienten Messungen werden in Form von Warmläufen, Rampen sowie WLTP-Zyklen realisiert. Die Reibungsanalyse wird mit Hilfe des Schleppverfahrens mit der Stripdownmethode und Indizierung bei vier verschiedenen Öl- und Kühlmitteltemperaturen durchgeführt und ermöglicht eine Zuordnung der Reibungsanteile auf die einzelnen Komponenten. Abschließend wird ein Vergleich mit einem zweiten Versuchsträger gezogen um die jeweiligen Vor- und Nachteile zu ermitteln.



# Abstract

The objective of this thesis is to analyze the friction and the thermodynamic characteristics of a 1.8 liter four cylinder gasoline engine. The special features of this engine include the thermal management module, the integrated exhaust system and the dual fuel injection system. As a first step, the engine is removed from the vehicle. Then, various sensors are fitted – these are used for tasks such as indexing the four cylinders. Next, the internal combustion engine is mounted onto a dynamic engine test bench. As this project is independent of the vehicle manufacturer, some basic conditions or calibrations for proper operation of the engine control unit, such as the simulation of the wheel speeds, need to be performed. The measuring program consists of fired and dragged measurements. Friction analysis is performed with the drag method in combination with the strip down of the components and indexing, at four different oil and coolant temperatures. This method allows the assignment of friction values to the various components. Finally, a comparison is made with a second engine to determine the advantages and disadvantages.



# Inhaltsverzeichnis

<b>Abkürzungen, Indizes und Formelzeichen</b>	<b>xi</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1 Wirtschaftliche Entwicklung . . . . .	1
1.2 Motor- und Fahrzeugentwicklung im Wandel . . . . .	1
1.2.1 Erhöhung des Wirkungsgrades . . . . .	3
1.2.2 Verringerung der Emissionen . . . . .	7
1.2.3 Optimierung der Vollastkurve . . . . .	8
1.2.4 Reduzierung der benötigten Antriebsleistung . . . . .	8
1.3 Aufgabenstellung und Methodik . . . . .	10
<b>2 Allgemeiner Teil</b>	<b>11</b>
2.1 Grundlagen . . . . .	11
2.1.1 Wirkungsgrad . . . . .	11
2.1.2 Spezifischer Kraftstoffverbrauch . . . . .	11
2.1.3 Luftbedarf und Luftverhältnis . . . . .	12
2.1.4 Gemischheizwert . . . . .	13
2.1.5 Mitteldruck und spezifische Arbeit . . . . .	13
2.1.6 Leistung . . . . .	15
2.2 Verluste . . . . .	15
2.2.1 Einfluss durch reale Ladung . . . . .	17
2.2.2 Verlust durch unvollkommene Verbrennung . . . . .	17
2.2.3 Verlust durch realen Verbrennungsablauf . . . . .	17
2.2.4 Verlust durch Wärmeübergang . . . . .	17
2.2.5 Verlust durch Leckage . . . . .	17
2.2.6 Verlust durch Überströmen . . . . .	17
2.2.7 Verlust durch realen Ladungswechsel . . . . .	17
2.3 Reibung . . . . .	18
2.3.1 Reibungszustände . . . . .	19
2.3.2 Reibungsanalyse . . . . .	22
2.3.3 Einflussparameter auf die Reibung . . . . .	25
2.4 Fehlerrechnung . . . . .	26
<b>3 Versuchsträger</b>	<b>29</b>
3.1 Audi 1.8-Liter-TFSI-EA888 Generation 3 . . . . .	29
3.1.1 Historie der Motorbaureihe EA888 . . . . .	29
3.1.2 Grundmotor . . . . .	32

3.1.3	Ölkreislauf . . . . .	36
3.1.4	Aufladung . . . . .	37
3.1.5	Ladungsbewegungsklappe . . . . .	37
3.1.6	Audi-Valvelift-System (AVS) . . . . .	38
3.1.7	Nockenwellenversteller . . . . .	40
3.1.8	Gemischbildung und Brennverfahren . . . . .	41
3.1.9	Wärmemanagementmaßnahmen . . . . .	42
3.2	BMW 2.0-Liter-TVDI-N20 . . . . .	46
<b>4</b>	<b>Aufbau am Motorprüfstand</b>	<b>49</b>
4.1	Motorausbau aus dem Fahrzeug . . . . .	49
4.2	Sensorapplikation . . . . .	49
4.2.1	Sensoren im Zylinderkopf . . . . .	49
4.2.2	Katalysatornahe Sensoren . . . . .	50
4.3	Motorprüfstandskomponenten . . . . .	51
4.3.1	Belastungsmaschinen . . . . .	51
4.4	Konditionieranlagen . . . . .	51
4.4.1	Kühlmittelkonditionieranlage . . . . .	52
4.4.2	Ölkonditionieranlage . . . . .	52
4.4.3	Ladeluftkonditionieranlage . . . . .	53
4.4.4	Kraftstoffkonditionieranlage . . . . .	53
4.5	Messtechnik . . . . .	53
4.5.1	Prüfstandssoftware . . . . .	53
4.5.2	Strommessungen . . . . .	55
4.5.3	Temperaturmessung . . . . .	55
4.5.4	Druckmessung . . . . .	57
4.5.5	Motordrehzahlmessung . . . . .	58
4.5.6	Drehmomentmessung . . . . .	58
4.5.7	Indiziermessung . . . . .	58
4.5.8	Kraftstoffmessung . . . . .	61
4.5.9	Luftverhältnismessung . . . . .	62
4.5.10	Abgasmessung . . . . .	62
4.5.11	Blow-By-Messung . . . . .	64
4.5.12	Turboladerdrehzahlmessung . . . . .	64
4.5.13	Messstellenübersicht . . . . .	64
<b>5</b>	<b>Messungen</b>	<b>67</b>
5.1	Randbedingungen . . . . .	67
5.1.1	Einflussnahme auf die Motorsteuerung . . . . .	67
5.1.2	Ersatzgetriebe . . . . .	68
5.1.3	Batterie . . . . .	69
5.1.4	Klimakompressor . . . . .	69
5.1.5	Kraftstoff . . . . .	69
5.1.6	Motoröl . . . . .	70

5.1.7	Ansaugluft . . . . .	70
5.2	Messungen im gefeuerten Betrieb . . . . .	70
5.2.1	Stationäre Messungen . . . . .	70
5.2.2	Transiente Messungen . . . . .	72
5.3	Stripdown-Messungen . . . . .	73
5.3.1	Schritt 0: Vollmotor . . . . .	75
5.3.2	Schritt 1: Generator mit Riemen . . . . .	76
5.3.3	Schritt 2: Wasserpumpe mit Riemen . . . . .	76
5.3.4	Schritt 3: Saug- und Abgasführung . . . . .	76
5.3.5	Schritt 4: Ausgleichswelle, Vakuum- und Kraftstoffhochdruckpumpe, Kolben und Pleuel . . . . .	77
5.3.6	Schritt 5: Ölpumpe mit Variation von AVS (aktiv/inaktiv) . . . . .	78
5.3.7	Schritt 6: Gesamter Ventiltrieb . . . . .	78
5.3.8	Schritt 7: Kolben und Pleuel . . . . .	79
5.3.9	Schritt 8: Vakuum- und Kraftstoffhochdruckpumpe . . . . .	79
5.3.10	Schritt 9: Kontrollschritt – Vollmotor . . . . .	79
<b>6</b>	<b>Analyse und Interpretation</b>	<b>81</b>
6.1	Randbedingungen . . . . .	81
6.2	Effektiver Mitteldruck und Leistung . . . . .	82
6.3	Heizverlauf . . . . .	82
6.4	Kennfelder . . . . .	84
6.5	Energiebilanz . . . . .	95
6.6	Lastschnitte . . . . .	95
6.7	Warmlauf . . . . .	96
6.8	Diverse Rampen . . . . .	100
6.9	WLTP-Class-3-Zyklus . . . . .	102
6.10	Vergleich mit Audi 2.0-Liter-TFSI-EA888 Gen. 2 . . . . .	105
6.11	Vergleich mit BMW 2.0-Liter-TVDI-N20 . . . . .	106
6.12	Reibung . . . . .	107
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>115</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>117</b>
	<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>123</b>
	<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>127</b>



# Abkürzungen, Indizes und Formelzeichen

## Abkürzungen

AÖ	Auslass öffnet
AS	Auslass schließt
AGW	Ausgleichswelle
ATL	Abgasturbolader
AVS	Audi-Valvelift-System
C	Kohlenstoff
CH <sub>4</sub>	Methan
CO	Kohlenmonoxid
CO <sub>2</sub>	Kohlendioxid
DoE	Design of Experiments
ECU	Engine Control Unit, Motorsteuerung
EÖ	Einlass öffnet
ES	Einlass schließt
FSN	Filter Smoke Number
GUI	Grafic User Interface / Grafische Benutzeroberfläche
H	Wasserstoff (Element)
H <sub>2</sub>	Wasserstoff (Molekül)
H <sub>2</sub> O	Wasser
HC	Kohlenwasserstoff
HD	Hochdruck
IAGK	integrierte Abgaskühlung/-führung
KM	Kühlmittel
K	Konvertierungsrate
KS	Kraftstoff
KW	Kurbelwinkel
LBK	Ladungsbewegungsklappe
LET	Low-end-torque
LLK	Ladeluftkühler
MFB	Mass Fraction Burned (Umsetzungspunkt)
N	Stickstoff (Element)
N <sub>2</sub>	Stickstoff (Molekül)
N <sub>2</sub> O	Distickstoffmonoxid (Lachgas)
ND	Niederdruck
NO	Stickstoffmonoxid
NO <sub>2</sub>	Stickstoffdioxid

NO <sub>x</sub>	Stickoxid
O	Sauerstoff (Element)
O <sub>2</sub>	Sauerstoff (Molekül)
OL	Obere Leistungsstufe
OT	Oberer Totpunkt
PM	Partikelmasse (Particulate matter)
PN	Partikelanzahl (Particulate number)
ROZ	Research-Oktanzahl
SULEV	Super Ultra Low Emission Vehicle
TFSI	Verbrennungsmotor mit Benzindirekteinspritzung und Abgasturboaufladung (VW AG)
THC	Total hydrocarbons
TVDI	Verbrennungsmotor mit Benzindirekteinspritzung, Abgasturboaufladung und vollvariabler Einlassventilsteuerung (BMW AG)
UL	Untere Leistungsstufe
USB	Universal Serial Bus
UT	Unterer Totpunkt
VCDS	Volkswagen AG COM Diagnose-System
VTS	Variable-Tumble-System
WG	Wastegate
Wapu	Wasserpumpe
WLTP	Worldwide Harmonized Light Duty Test Procedure
WMM	Wärmemanagementmodul

## Indizes

10	nach Luftfilter
20	nach Verdichter
21	nach Ladeluftkühler
22	im Sammler
31a	vor Turbine (Zusammenführung Zylinder 2 und 3)
31b	vor Turbine (Zusammenführung Zylinder 1 und 4)
40	nach Turbine
41	vor Katalysator
42	nach Katalysator
B	Brennstoff
e	effektiv
G	Gemisch
i	indiziert
korr BN	korrigiert um die Bordnetzspannung
L	Luft
r	Reibung
v	vollkommener Motor

U Umgebungszustand

### Formelzeichen

$A$	Referenzfläche	$m^2$
$b_e$	effektiver spezifischer Kraftstoffverbrauch	$g/kWh$
$C_0, C_1, C_2$	einheitenbehaftete Konstanten	
$c_w$	Luftwiderstandsbeiwert	-
$F$	Tangentialkraft	N
$F_B$	Beschleunigungswiderstand	N
$F_L$	Luftwiderstand	N
$F_N$	Normalkraft	N
$f_R$	Rollwiderstandsbeiwert	-
$F_R$	Rollwiderstand	N
$F_{St}$	Steigungswiderstand	N
$g$	Erdbeschleunigung	$m/s^2$
$H_G$	Gemischheizwert eines gemischansaugenden Motors	$MJ/m^3$
$\overline{H_G}$	Gemischheizwert eines luftansaugenden Motors	$MJ/m^3$
$H_u$	unterer Heizwert	$MJ/kg$
$L$	Luftbedarf	$kmol_L/kmol_B, kg_L/kg_B$
$L_{St}$	stöchiometrischer Luftbedarf	$kmol_L/kmol_B, kg_L/kg_B$
$m$	Masse, Fahrzeugmasse	kg
$M$	Drehmoment	Nm
$M$	Molare Masse	$kg/kmol$
$\dot{m}_B$	Brennstoffmassenstrom	$kg/s$
$m_L$	tatsächliche Luftmasse	kg
$m_{L,th}$	theoretische Luftmasse	kg
$n$	Drehzahl	$min^{-1}$
$n$	Anzahl der Messpunkte	-
$O_{2St}$	stöchiometrischer Sauerstoffbedarf	$kmol_{O_2}/kmol_B, kg_{O_2}/kg_B$
$p$	Druck	bar
$p$	Mitteldruck	bar
$P$	Leistung	kW
$Q$	Wärme	kJ
$R$	Gaskonstante	$J/kg\ K$
$R_{dyn}$	Dynamischer Reifenradius	m
$s$	korrigierte Stichprobenvarianz	-
$T$	Temperatur	$^{\circ}C, K$
$v$	Geschwindigkeit, Gleitgeschwindigkeit	$m/s$
$V_c$	Kompressionsvolumen	$m^3$
$V_h$	Hubvolumen	$m^3$

$w$	spezifische Arbeit	$\text{kJ/dm}^3$
$W$	Arbeit	$\text{kJ}$
$\bar{x}$	arithmetisches Mittel	-
$Z$	notwendige Zugkraft	$\text{N}$
$\alpha$	Fahrbahnsteigungswinkel	$^\circ, \text{rad}$
$\alpha$	Gaspedalstellung	$^\circ$
$\lambda$	Luftverhältnis	-
$\lambda_a$	Luftaufwand	-
$\varepsilon$	Verdichtungsverhältnis	-
$\eta$	Wirkungsgrad	-
$\eta_g$	Gütegrad	-
$\eta_m$	mechanischer Wirkungsgrad	-
$\eta_{\text{th,v}}$	theoretischer Wirkungsgrad des Gleichraumprozesses	-
$\theta_{\text{red}}$	reduziertes Massenträgheitsmoment	$\text{kg m}^2$
$\kappa$	Isentropenexponent	-
$\mu$	Reibungskoeffizient	-
$\nu$	kinematische Viskosität	$\text{m}^2/\text{s}$
$\rho$	Dichte	$\text{kg/m}^3$
$\tau$	Scherspannung	$\text{N/mm}^2$
$\phi$	Kurbelwinkel	$^\circ\text{KW}$

# 1 Einleitung

Im Rahmen dieses Projektes wurden bereits zwei Diplomarbeiten verfasst. Die erste befasste sich hauptsächlich mit der thermodynamischen Analyse des BMW N20 sowie des Audi EA888 der zweiten Generation. Die Reibleistungsuntersuchungen des BMW N20 waren der Schwerpunkt der zweiten Diplomarbeit. Die vor Ihnen liegende Masterarbeit untersucht die Reibung und die thermodynamischen Eigenschaften des Audi EA888 der dritten Generation. Des Weiteren werden die Ergebnisse mit jenen des BMW-Motors und Audi-Vorgängermotors verglichen.

## 1.1 Wirtschaftliche Entwicklung

Zu Beginn wird auf die wirtschaftliche Lage und Entwicklung eingegangen, um einen Überblick über den globalen Wettbewerb zu erhalten. Der Gesamtabsatz der drei großen deutschen börsennotierten Premiumhersteller in der Automobilbranche BMW, Audi und Daimler war noch nie so hoch wie im Jahr 2012. Für 2013 wird ein weiteres Wachstum aller drei Hersteller erwartet. In Abbildung 1.1 sind die Gesamtabsatzzahlen, die Absatzzahlen nach Regionen und die operativen Margen von Daimler, BMW und Audi der letzten vier Jahren dargestellt.

Der stagnierende Absatzmarkt in Europa ist absolut gesehen noch der größte Absatzmarkt aller drei Hersteller, der Abstand zu den stark wachsenden Absatzzahlen in den USA und China wird allerdings geringer werden. Dies liegt im Falle der USA unter anderem an den vergleichsweise günstigen Treibstoffkosten, die 2013 nach einer Prognose der US-Energiebehörde um weitere 5.5 % sinken sollen, dem hohen Durchschnittsalter der 250 Millionen zugelassenen Fahrzeuge von elf Jahren und der steigenden Nachfrage nach deutschen Premiumfahrzeugen. Die operative Marge betrug um die zehn Prozent für alle drei genannten Hersteller im Jahr 2012. Audi besaß dabei mit 11.2 % die größte Marge, was auf die Gleichteilstrategie mit den der Volkswagen AG zugehörigen Marken und damit entsprechend hohen Stückzahlen und der Reduzierung der Stückkosten zurückzuführen ist. Durch diesen kurzen Überblick soll die wirtschaftliche Relevanz des Automobilssektors aufgezeigt werden, [22, 23].

## 1.2 Motor- und Fahrzeugentwicklung im Wandel

Die Ziele der Weiterentwicklung von Verbrennungskraftmaschinen betreffen hauptsächlich Leistungssteigerung, Emissionsverringerung und Verbrauchsreduzierung bzw. CO<sub>2</sub>-Reduzierung oder Wirkungsgraderhöhung. Letzteres tritt in den letzten Jahren immer stärker in den Vordergrund, was mit steigendem Druck der Behörden und der damit

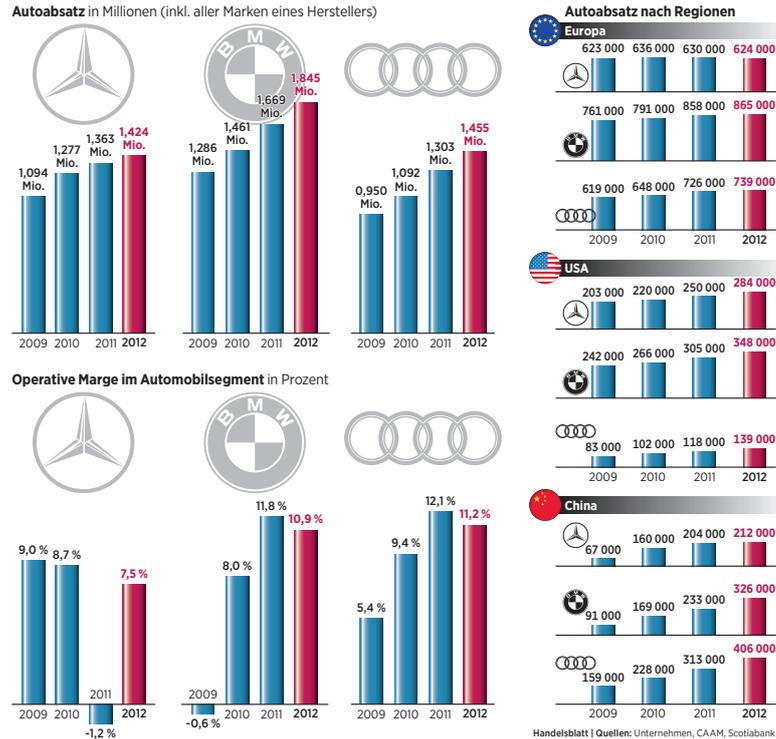


Abbildung 1.1: Automobilabsatzzahlen und operative Margen [23]

immer strenger werdenden Gesetzgebung, der öffentlichen Meinung sowie der Preiserhöhung der Kraftstoffe zu tun hat. Der Kunde will im Allgemeinen ein gutes Ansprechverhalten, jedoch ebenfalls einen geringen Kraftstoffverbrauch seines Fahrzeugs. Aus Sicht der Fahrzeug- und Verbrennungsmotorenhersteller nimmt ein größer werdender Gleichteilanteil und damit Verringerung der Stückkosten an Bedeutung zu, um im internationalen Wettbewerb bestehen zu können. Trotz all dieser Herausforderungen mit dem Fokus auf einem Fahrzeug mit geringem Energieverbrauch, geringen Energiekosten sowie geringen Emissionen ist allerdings in absehbarer Zeit eine Substitution von Fahrzeugen mit Verbrennungskraftmaschine durch Elektrofahrzeuge aus folgenden Gründen als eher unwahrscheinlich anzusehen:

- geringe Reichweite und geringe Energiedichte bzw. -leistung des Energiespeichers (Akkumulators)
- starker Temperatureinfluss auf den Energiegehalt des Akkumulators
- Nutzungsbereich des Akkumulators umfasst abhängig von der Akkumulatortechnologie nicht die vollständige Kapazität
- schlechte Elektrotankstellen-Infrastruktur

- Klimatisierung im Winter ist nicht durch Abwärme zu decken, sondern muss über elektrische Energie bereitgestellt werden, was zu einer Reichweiteneinbuße führt
- Komfort des Tankens innerhalb weniger Minuten geht verloren
- vertrautes Fahrerlebnis mit charakteristischem Verbrennungsmotorklang ist nicht mehr vorhanden
- Anschaffungskosten derzeit relativ hoch

Als Vorteile der Elektromobilität können genannt werden:

- keine lokalen Emissionen außer Reifenabrieb und Lärm
- derzeit günstiger Energiepreis

Elektrofahrzeuge werden höchstwahrscheinlich vom Design des klassischen Automobils abweichen müssen, was eine radikale Verkleinerung und damit Gewichtsreduzierung des Fahrzeugs erfordert. Als Beispiele können dafür bereits erhältliche Elektrofahrzeuge wie der Renault Twizy, Mitsubishi i-MiEV, Citroën C-Zero, Peugeot iOn oder Tazzari Zero genannt werden. Daher sind Fahrzeuge mit Verbrennungskraftmaschinen weiterhin eine wichtige Kategorie bei individueller Mobilität. Die laufende Optimierung der Verbrennungskraftmaschine zur Reduzierung von Emissionen und Kraftstoffverbrauch sowie zur Erhöhung der Hubraumleistung ist allerdings essentiell, um dem Verbrennungsmotor eine Zukunft zu ermöglichen. Die dafür angewandten Technologien sind vielfältig, basieren aber im Grunde immer wieder auf den selben Überlegungen. Für den Verbrennungsmotor werden nun im Anschluss einige der Entwicklungsziele aufgeführt. Viele Konzepte zur Erreichung dieser Ziele beeinflussen sich gegenseitig und können somit nicht eindeutig einem Entwicklungsziel zugeschrieben werden.

### 1.2.1 Erhöhung des Wirkungsgrades

Die Erhöhung des Wirkungsgrades ist äquivalent mit den Entwicklungszielen Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs und Reduzierung des CO<sub>2</sub>-Ausstoßes zu sehen. Verringerung der Verluste bedeutet Steigerung des Wirkungsgrads. Der Wirkungsgrad des vollkommenen Motors lässt sich bei einem bestimmten Motor mit gegebenen Luftverhältnis nicht verändern. Davon abgezogen wird der Gütegrad  $\Delta\eta_g$ , der sich aus allen Verlusten des Verbrennungsmotors bis auf die mechanischen zusammensetzt, was zum inneren oder indizierten Wirkungsgrad führt. Genauer erläutert werden diese Verluste im Abschnitt 2.2. Der Gütegrad bietet stets Optimierungspotential, wie beispielsweise die Reduzierung der Ladungswechselverluste mit Hilfe eines variablen Ventiltriebs.

$$\eta_i = \eta_v - \Delta\eta_g \quad (1.1)$$

Die mechanischen Verluste, die sich im mechanischen Wirkungsgrad  $\eta_m$  niederschlagen, bieten ebenfalls stets Möglichkeiten zur Anwendung von Optimierungsmaßnahmen.

$$\eta_e = \eta_i \eta_m \quad (1.2)$$

Die mechanischen Verluste können beispielsweise reduziert werden durch:

- Betriebspunktverschiebung
- bedarfsgerechte Nebenaggregatzu- bzw. abschaltung
- kennfeldgesteuerte Öldruckniveauregulierung mit einer volumenstromgeregelt Ölpumpe
- Änderung der Lagerungsart von Gleit- auf Wälzlager
- Einsatz spezieller Werkstoffe und Beschichtungen
- kennfeldgesteuerte Kolbenkühlhüsen

Im Folgenden werden einige Konzepte zur Realisierung einer Wirkungsgraderhöhung vorgestellt.

### **Betriebspunktverschiebung**

Die Betriebspunktverschiebung ist eine der beliebtesten Methoden, um die Effizienz eines Verbrennungsmotors zu erhöhen. Dabei wird stets versucht den Betriebspunkt nahe des Optimums zu legen, welches meist im mittleren Drehzahlbereich und bei höherer Last liegt. Technologien dafür sind beispielsweise:

- Downsizing mit Aufladung:  
Beim Downsizing mit Aufladung wird der Gesamthubraum des Motors verkleinert und diese Leistungseinbuße durch Aufladung wettgemacht. Die Hubraumverkleinerung wird meist durch Reduzierung der Zylinderanzahl und nicht durch die Hubraumverkleinerung der einzelnen Zylinder realisiert. Dieser Motor hat ein geringeres absolutes Reibmoment und eine geringere absolute Wärmekapazität auf Grund der geringeren Gesamtmasse, was zu einem verbesserten Aufwärmverhalten des Motors beim Kaltstart führt.
- Downspeeding:
  - Längere Getriebeübersetzung:  
Durch eine längere Gesamtgetriebeübersetzung muss der Motor bei niedrigerer Drehzahl ein höheres Moment aufbringen, damit dieselbe Leistung bereitgestellt wird. Dieser Betriebspunkt liegt meist näher am Optimum und hat somit einen höheren Wirkungsgrad bzw. einen geringeren spezifischen Kraftstoffverbrauch.
  - Start-Stopp-Strategie:  
Sobald keine Antriebsleistung benötigt wird, stellt die Motorsteuerung den Verbrennungsmotor ab. Dies geschieht bei Stop-and-Go-Verkehr, sobald das Fahrzeug sich über eine bestimmte Zeitdauer (meist einige wenige Sekunden) im Stillstand befindet. Ein Nachteil dieses Konzepts ist der höhere Verschleiß der Gleitlager, da beim Starten stets die Festkörperreibung mit hohen Reibungswerten überwunden werden muss. Daher werden teilweise die verbauten

Gleitlager durch Wälzlager ersetzt. Des Weiteren ist eine potentere Batterie sowie ein anderer Starter von Nöten, um die erhöhte Anzahl an Startvorgängen realisieren zu können.

- Elektrifizierung des Antriebsstranges:  
Die Verwendung von Elektromotoren ist im einfachsten Fall eine Start-Stopp-Strategie und führt weiter zu den stärker elektrifizierten Antriebssträngen, bei denen der Elektromotor und der Verbrennungsmotor während der Fahrt eingesetzt werden. Dabei gibt es verschiedene Konzepte, welche immer darauf basieren, dass der Verbrennungsmotor in einem verbesserten Betriebspunkt betrieben wird.
- Zylinderabschaltung:  
In Abbildung 1.2 sieht man eindrucksvoll den Effekt der Zylinderabschaltung. Die

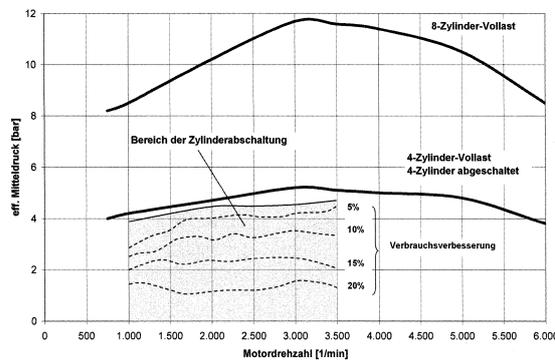


Abbildung 1.2: Verbrauchsvorteil durch Zylinderabschaltung eines 8-Zylinder-Motors [15]

Volllastkurve ohne Zylinderabschaltung setzt sich zusammen aus der Arbeit aller Zylinder, dem Hubvolumen und dem mechanischen Wirkungsgrad:

$$p_e = \eta_m \frac{\int p \, dV}{V_h} \quad (1.3)$$

Bei Deaktivierung der Hälfte der Zylinder verringert sich der effektive Mitteldruck zu:

$$p_{e \text{ Zyl ab}} = \eta_m \frac{\frac{1}{2} \int p \, dV}{V_h} = \frac{1}{2} p_e \quad (1.4)$$

Dadurch wird das Verhältnis von prozentualem Volllastanteil größer und der Betriebspunkt verschiebt sich hier zu Bereichen höheren Wirkungsgrades mit geringem spezifischen Kraftstoffverbrauch. Dies liegt bei konventionellen Ottomotoren auch an den verringerten Ladungswechselverlusten im Vergleich zum Niedriglastbereich. Der mechanische Wirkungsgrad wird allerdings ein wenig absinken, da weiterhin die gesamte Reibung aller Kolben wirkt.

Die Betriebspunktverschiebung ist auch für gesetzgebungsrelevante Prüfzyklen von großer Bedeutung, da die Betriebspunkte dieses Prüfzyklus meist im Bereich von niedriger Last und geringer Drehzahl liegen.

### **Variables Verdichtungsverhältnis**

Da die Realisierung eines variablen Bohrungsdurchmessers konstruktiv de facto nicht umsetzbar ist, wird stets der Hub variiert. Der Hauptvorteil eines variablen Verdichtungsverhältnisses liegt beim Ottomotor in der Erhöhung des Wirkungsgrades im Teillastbereich. Bei aufgeladenen Ottomotoren ist der Nutzen größer, da im Vollastbereich ein ausreichend geringes Verdichtungsverhältnis gewählt werden muss, damit kein Klopfen auftritt. Im Teillastbereich, speziell dort wo die Aufladung nicht zum Einsatz kommt, können weitaus höhere Verdichtungsverhältnisse gewählt werden. Es gibt eine große Anzahl an Möglichkeiten für die Realisierung eines variablen Verdichtungsverhältnisses, allerdings würden diese einen gewissen konstruktiven und somit finanziellen Aufwand bedeuten, sodass diese Technologie derzeit kaum umgesetzt wird.

### **Brennverfahren**

Beim Ottomotor mit Aufladung sind Mager- bzw. Schichtladungskonzepte aus folgenden Gründen interessant:

- Reduzierung der Ladungswechselverluste durch Qualitätsregelung und somit Variation des Luftverhältnisses
- Verringerung der Wandwärmeverluste durch geringere Gemischanteile im Wandbereich
- Erhöhung des thermischen Wirkungsgrades auf Grund der Erhöhung des Isentropenexponent

Herausfordernd beim Mager- bzw. Schichtladungskonzept sind:

- Erhöhung der Verluste durch realen Verbrennungsablauf durch Verlangsamung der Verbrennung
- Erhöhung der Verluste durch unvollständige Verbrennung
- Zündgrenzen
- Zyklusschwankungen
- Abgasnachbehandlung

Die Abgasnachbehandlung ist eines der Hauptargumente gegen ein Mager- bzw. Schichtladekonzept, da der Dreiwegekatalysator nicht mehr als einzige Abgasnachbehandlung genutzt werden kann, da bei Luftüberschuss  $\text{NO}_x$  nicht reduziert werden kann. Daher ist beispielsweise der Einsatz von  $\text{NO}_x$ -Speicherkatalysatoren notwendig. Dies ist einerseits

finanziell unattraktiv und andererseits erfordert ein  $\text{NO}_x$ -Speicherkatalysator im Teillastbereich Regenerationsphasen, in denen der Motor kurzzeitig mit unterstöchiometrischem Luftverhältnis betrieben werden muss, was einen zusätzlichen Kraftstoffverbrauch und damit eine Wirkungsgradeinbuße darstellt.

### Wärmemanagementmaßnahmen

Wärmemanagementmaßnahmen dienen dem Einstellen von idealen Betriebsbedingungen innerhalb kürzester Zeit, um den Kraftstoffverbrauch und die Emissionen zu reduzieren. Dies betrifft hauptsächlich die Temperaturen von Kühlmittel und Motoröl sowie den Temperaturarbeitsbereich von Katalysatoren. Bei Ottomotoren sind Katalysatorheizstrategien von großer Wichtigkeit, da die Rohabgase hoch sind und ein außerhalb des Temperaturarbeitsbereichs betriebener Katalysator nur geringe Konvertierungsraten aufweist.

### 1.2.2 Verringerung der Emissionen

Die Verringerung der Emissionen bedeutet die Reduzierung von verbrannten und unverbrannten Kohlenwasserstoffen, Kohlenmonoxiden, Stickoxiden sowie die Anzahl und Masse an Ruß im Abgas. Technologien zur Kraftstoffreduzierung bei Ottomotoren, wie zum Beispiel die Ladungsverdünnung mit Abgasrückführung, können einen positiven Einfluss auf die Emissionen, wie in Abbildung 1.3 zu sehen ist, haben.

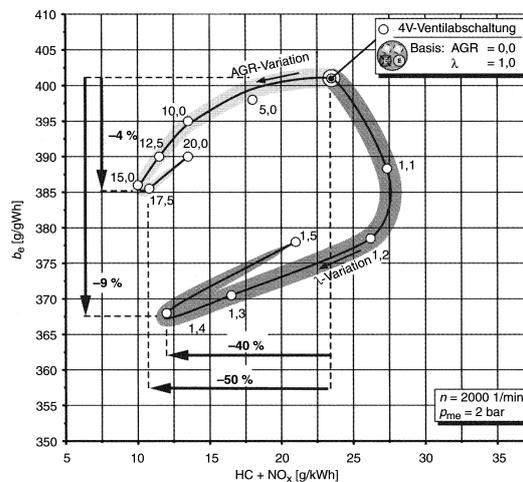


Abbildung 1.3: Einfluss auf Kraftstoffverbrauch und Emissionen bei Veränderung der Ladungsverdünnung [15]

Emissionen können grundsätzlich reduziert werden durch:

- Aktive Maßnahmen:  
Aktive Maßnahmen verringern die Entstehung von Emissionen, was beispielsweise

mit einem verbesserten Brennverfahren, einer verbesserten Homogenisierung beim Ottomotor, usw. realisiert wird.

- Passive Maßnahmen:

Passive Maßnahmen werden auch häufig als Abgasnachbehandlung bezeichnet und dienen der Konvertierung des Rohabgases. Bei konventionellen Ottomotoren ist der Einsatz von Dreiwegekatalysatoren zur Reduktion von Stickoxiden sowie Oxidation von Kohlenwasserstoffen und Kohlenmonoxiden seit Jahrzehnten stand der Technik.

### 1.2.3 Optimierung der Vollastkurve

Die Steigerung des Moments und der Leistung sind wichtige Entwicklungsziele. Einige Möglichkeiten bei gleichbleibendem Hubraum sind beispielsweise:

- Aufladung
- Direkteinspritzung
- Wastegatesteller elektrisch gesteuert
- teil-/vollvariable Ventilsteuerung
- Zündfolgetrennung
- Verwendung von Werkstoffen, die höheren Temperatur- und Druckbelastungen standhalten

### 1.2.4 Reduzierung der benötigten Antriebsleistung

Die Verringerung der Verluste des Gesamtfahrzeuges und nicht nur des Antriebsstranges ist von großer Bedeutung, da diese den Leistungsbedarf, den die Verbrennungskraftmaschine aufbringen muss, festlegen. Hierzu zählen:

- Luftwiderstand  $F_L$

$$F_L = \frac{1}{2} c_w A \rho_L v^2 \quad (1.5)$$

- Rollwiderstand  $F_R$

$$F_R = m g f_R \quad (1.6)$$

$$f_R = C_0 + C_1 v + C_2 v^4 \quad (1.7)$$

- Steigungswiderstand  $F_{St}$

$$F_{St} = m g \sin(\alpha) \quad (1.8)$$

- Beschleunigungswiderstand  $F_B$   
Das reduziertes Massenträgheitsmoment  $\theta_{\text{red}}$  ändert sich mit der eingelegten Gangstufe  $i$ .

$$F_B = \left( \frac{\theta_{\text{red},i}}{m R_{\text{dyn}}^2} + 1 \right) m a \quad (1.9)$$

Die notwendige Zugkraft  $Z$ , um die Fahrwiderstände überwinden zu können, errechnet sich aus der Summe der Widerstände:

$$Z = F_L + F_R + F_{\text{St}} + F_B \quad (1.10)$$

An Hand der Formeln der Fahrwiderstände ist gut ersichtlich, wo es Optimierungspotenzial gibt. Dies ist einerseits die Fahrzeugmasse bzw. die durch den Gesetzgeber festgelegte geltende Geschwindigkeit, welche in stärkstem Maße den Luftwiderstand und somit den Leistungsbedarf des Verbrennungsmotors bestimmt. Aus Sicht der Fahrzeughersteller sind der Luftwiderstands- sowie der Rollwiderstandsbeiwert wichtige zu optimierende Punkte.

Durch die weltweit immer strenger werdenden Abgasgesetzgebungen gibt es des Weiteren vielschichtige Trends wie:

- Hybridantrieb:  
Fahrzeuge mit Hybridantrieb werden von der Abgasgesetzgebung bevorzugt. Dies ist deutlich in den Regelungen ECE-R-83 und ECE-R-101 zu sehen. Es werden zwei Fahrtests durchgeführt, wobei beim ersten Durchlauf das Fahrzeug mit voll aufgeladener Batterie rein durch den Elektromotor bei einer konstanten Geschwindigkeit von 50 km/h solange betrieben wird, bis der Verbrennungsmotor aktiv wird. Falls das Fahrzeug mit dem elektrischen Antrieb die Geschwindigkeit von 50 km/h nicht erreichen kann, wird eine geringere Geschwindigkeit gewählt. Beim zweiten Durchlauf wird das Fahrzeug mit einem auf dem Minimum befindlichen Ladezustand der Batterie betrieben. Bei beiden Fahrtests werden die Emissionen gemessen und anschließend die gesetzlich relevante Abgasmassenemission ermittelt:

$$M_i = \frac{D_e M_{1i} + D_{av} M_{2i}}{D_e + D_{av}} \quad (1.11)$$

$$(1.12)$$

- $M_i$  ... gesetzlich relevante Abgasmassenemission / g/km  
 $M_{1i}$  ... Abgasmassenemission des Schadstoffs  $i$  bzw. CO<sub>2</sub>-Ausstoß bei voll aufgeladenem elektrischen Energiespeicher / g/km  
 $M_{2i}$  ... Abgasmassenemission des Schadstoffs  $i$  bzw. CO<sub>2</sub>-Ausstoß bei einem elektrischen Energiespeicher, der die Mindestladung aufweist / g/km  
 $D_e$  ... Reichweite des Fahrzeugs mit dem Schalter in der Stellung für den reinen Elektrobetrieb / km  
 $D_{av}$  ... 25 km (durchschnittliche Strecke zwischen zwei Batterieaufladungen)

Es ist ersichtlich, dass man beispielsweise mit einem Fahrzeug, welches einen realen CO<sub>2</sub>-Ausstoß von 300 g/km bei einer hybridisierten Variante mit einer elektrischen Reichweite von 25 km hat, lediglich einen gesetzlich relevanten CO<sub>2</sub>-Ausstoß von 150 g/km erhält. Dies bedeutet eine Reduzierung von 50 %. Die Regelungen ECE-R-83 und ECE-R-101 fordern etliche Randbedingungen, die hier nicht behandelt werden, [39, 40].

- Geschwindigkeitsbeschränkungen, die im Grunde eine Betriebspunktverschiebung darstellen.
- Bewusstseinsbildung des Fahrers in seinem Fahrerverhalten.

[14, 15, 33, 35]

### 1.3 Aufgabenstellung und Methodik

Ziel dieser Diplomarbeit ist die Untersuchung der Reibung und der thermodynamischen Eigenschaften des Audi 1.8-Liter-TFSI-Ottomotor der dritten Motorbaureihengeneration EA888. Dafür wurde ein Audi A5 mit diesem Motor herangezogen. Im Anschluss daran wurde der Motor ausgebaut, Sensoren appliziert und anschließend am Motorprüfstand aufgebaut. Das Fahrzeug wurde vor dem Prüfstandsraum abgestellt und mit einer Verlängerung aller wichtigen Motorsteuerungssignale und Stromversorgung wurden Fahrzeug und Motor miteinander verbunden. Dies war notwendig, da kein Support seitens des Fahrzeugherstellers gegeben war. Nach einem Einlaufprogramm, um u. a. die Reibung auf einem konstantem Niveau zu messen, wurde im gefeuerten Betrieb das Kennfeld, diverse Lastschnitte, Lastsprünge, Ölverdünnungspunkte und ein WLTP-Zyklus gemessen. Im Anschluss daran wurde eine Reibleistungsanalyse nach der Schleppmethode mit Stripdownverfahren durchgeführt. Durch diesen Schritt konnte die Reibung den einzelnen Komponenten des Motors zugeordnet werden. Die ausgewerteten Messergebnisse zeigten mögliche Verbesserungspotentiale auf. Zu guter Letzt wurden mit zwei weiteren Versuchsträgern, dem Vorgängermotor Audi 2.0-Liter-TFSI-EA888 der zweiten Generation und dem BMW 2.0-Liter-TVDI-N20 Unterschiede sowie Vorteile und Nachteile ermittelt. Die Messergebnisse dieser beiden Vergleichsmotoren waren bereits Bestandteil vergangener Diplomarbeiten [20, 48].

## 2 Allgemeiner Teil

### 2.1 Grundlagen

In diesem Abschnitt werden die wichtigsten Kenngrößen der Verbrennungskraftmaschine erläutert. Vorkenntnisse in Thermodynamik und Verbrennungskraftmaschinen sind allerdings hilfreich.

#### 2.1.1 Wirkungsgrad

Der Wirkungsgrad einer Verbrennungskraftmaschine ist eine der wichtigsten Kenngrößen und lässt sich auf verschiedene Arten definieren. Der theoretische Wirkungsgrad des Gleichraumprozesses ohne Verluste lässt sich mit dem Verdichtungsverhältnis

$$\varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c} \quad (2.1)$$

sowie konstant angenommenen Wärmekapazitäten und somit konstantem Isentropenexponent  $\kappa$  mit folgender Gleichung darstellen.

$$\eta_{\text{th,v}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad (2.2)$$

Des Weiteren ist ein Wirkungsgrad immer durch den Quotienten erhaltene Energie zu eingesetzter Energie definiert und somit lassen sich der innere oder indizierte Wirkungsgrad  $\eta_i$  und der effektive Wirkungsgrad  $\eta_e$  durch folgende Gleichungen berechnen.

$$\eta_i = \frac{W_i}{Q_B} = \frac{P_i}{\dot{Q}_B} \quad (2.3)$$

$$\eta_e = \frac{W_e}{Q_B} = \frac{P_e}{\dot{Q}_B} \quad (2.4)$$

$$\eta_m = \frac{\eta_e}{\eta_i} \quad (2.5)$$

Dabei stellt der mechanische Wirkungsgrad  $\eta_m$  den Quotienten von innerem zu effektivem Wirkungsgrad dar. Der mechanische Wirkungsgrad bzw. die mechanischen Verluste werden nachfolgend noch genauer erläutert, [15, 37].

#### 2.1.2 Spezifischer Kraftstoffverbrauch

Eine andere Art die Effizienz einer Verbrennungskraftmaschine darzustellen ist der spezifische Kraftstoffverbrauch. Mit Hilfe der Brennstoffmassenströmes und des Heizwertes

des Kraftstoffes lässt sich über die Brennstoffenergie

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_B H_u \quad (2.6)$$

der spezifische Kraftstoffverbrauch

$$b_e = \frac{\dot{m}_B}{P_e} = \frac{1}{H_u \eta_e} \quad (2.7)$$

ermitteln, [15, 37].

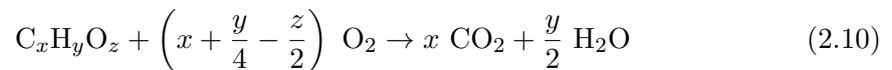
### 2.1.3 Luftbedarf und Luftverhältnis

Der stöchiometrische und tatsächliche Luftbedarf in kmol je kg Brennstoff lässt sich durch Annahme der Zusammensetzung der Luft aus 79 % Stickstoff und 21 % Sauerstoff durch folgende Gleichung definieren.

$$L_{st} = \frac{1}{0.21} O_{2st} \quad (2.8)$$

$$L = \frac{1}{0.21} O_2 \quad (2.9)$$

Untenstehend ist eine vollständige Verbrennung beim stöchiometrischen Luftverhältnis eines Kohlenwasserstoffes mit Sauerstoffanteil dargestellt.



Das Luftverhältnis  $\lambda$  stellt den Quotienten aus tatsächlichem zu stöchiometrischem Luftbedarf eines Kraftstoffes dar.

$$\lambda = \frac{L}{L_{st}} \quad (2.11)$$

Falls der Luftbedarf in kg Luft je kg Kraftstoff eingesetzt wird kann mit Hilfe von

$$L = \frac{m_L}{m_B} \quad (2.12)$$

das Luftverhältnis auch durch

$$\lambda = \frac{\frac{m_L}{m_B}}{L_{st}} = \frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_B L_{st}} \quad (2.13)$$

dargestellt werden. Mit dieser Definition kann das Luftverhältnis  $\lambda$  am Prüfstand durch eine Luft- und Kraftstoffmassenstrommessung ermittelt werden, [15, 37].

### 2.1.4 Gemischheizwert

Beim Verbrennungsmotor ist nicht nur der Heizwert  $H_u$  in kJ je kg Brennstoff, sondern primär die Brennstoffmasse, die man im Zylindervolumen bei einem bestimmten Luftverhältnis umsetzen kann, von Interesse. Der Gemischheizwert für luftansaugende Motoren ist definiert durch

$$\overline{H_G} = \frac{H_u \rho_L}{\lambda L_{st}}. \quad (2.14)$$

Jener für gemischansaugende Motoren ist meist geringer und definiert durch

$$H_G = \frac{H_u \rho_G}{\lambda L_{st} + 1}. \quad (2.15)$$

Bei beiden Gemischheizwerten ist das stöchiometrische Luftverhältnis  $L_{st}$  in kg Luft je kg Brennstoff einzusetzen. Den Gemischheizwert verwendet man um die Vergleichbarkeit von Kraftstoffen zu gewährleisten. So hat Wasserstoff mit ca. 120 MJ je kg Brennstoff einen fast dreimal höheren Heizwert  $H_u$  als Benzin oder Diesel, der Gemischheizwert für gemischansaugende Motoren  $H_G$  ist allerdings geringer. Dies lässt sich auf den unterschiedlichen stöchiometrischen Luftbedarf und eine unterschiedliche Dichte des Luft/Kraftstoff-Gemischs zurückführen, [15, 37].

### 2.1.5 Mitteldruck und spezifische Arbeit

Der Mitteldruck eines Motors ist stets durch eine Arbeit im Verhältnis zum Hubvolumen des Motors definiert. Er ist eine wichtige Kenngröße, da die Arbeit von Motoren unterschiedlichen Hubraums miteinander verglichen werden können. Der innere/indizierte Mitteldruck  $p_i$  ist definiert als die innere Arbeit (Volumensänderungsarbeit) pro Arbeitsspiel

$$W_i = \int p \, dV \quad (2.16)$$

im Verhältnis zum Hubvolumen des Motors

$$p_i = \frac{W_i}{V_h}. \quad (2.17)$$

Beim effektiven Mitteldruck  $p_e$  handelt es sich um die an der Kurbelwelle abgegebene Arbeit je Arbeitsspiel bezogen auf das Hubvolumen.

$$p_e = \frac{W_e}{V_h} \quad (2.18)$$

Die Differenz aus diesen beiden Mitteldrücken bezeichnet man als Reibmitteldruck.

$$p_r = p_i - p_e \quad (2.19)$$

Der Reibmitteldruck  $p_r$  ist eine wichtige Kenngröße, welche die Reibung zusammen mit dem Energiebedarf der Nebenaggregate eines Motors darstellt und einen wichtigen Bestandteil der Untersuchungen dieser Masterarbeit darstellt. Der effektive Mitteldruck kann auch dargestellt werden als

$$p_e = \lambda_a H_G \eta_e \quad \text{bzw.} \quad p_e = \lambda_a \overline{H_G} \eta_e \quad (2.20)$$

Durch diese Darstellung ist auf einfache Art und Weise ersichtlich, wie man den Mitteldruck eines Verbrennungsmotors erhöhen kann. Der Luftaufwand  $\lambda_a$  beschreibt das Verhältnis von tatsächlicher Luftmasse im Brennraum zu theoretisch maximal möglicher Luftmasse im Brennraum bezogen auf den Umgebungszustand.

$$\lambda_a = \frac{m_L}{m_{L,\text{th}}} \quad (2.21)$$

Bei Verbrennungsmotoren ohne Aufladung ist der Luftaufwand  $\lambda_a$  in großen Bereichen kleiner als 1, kann allerdings durch gasdynamische Effekte auch Werte knapp über 1 annehmen. Mit Aufladung befinden sich die Werte im dafür abgestimmten Drehzahlbereich deutlich über 1. Durch Aufladung kann somit der Mitteldruck erheblich gesteigert werden. Der Gemischheizwert von Benzin kann bei Ottomotoren durch die Umstellung von Saugrohreinspritzung auf Direkteinspritzung etwas erhöht werden. Ein weiterer positiver Effekt der Direkteinspritzung ist die durch Verdampfungsenergie des Kraftstoffs reduzierte Ladungstemperatur im Brennraum. Weiters kann der Gemischheizwert durch eine Absenkung des Luftverhältnisses gesteigert werden, was allerdings bei Werten des Luftverhältnisses von kleiner als 1 nur mehr theoretisch erfolgt und zu hohen CO und HC Rohemissionen führt. Durch Umstellen auf einen anderen Kraftstoff kann der Gemischheizwert in manchen Fällen ebenfalls gesteigert werden. Durch Erhöhung des Wirkungsgrades kann ebenso eine Steigerung des effektiven Mitteldrucks erreicht werden. Dies ist einerseits durch Steigerung des inneren Wirkungsgrades  $\eta_i$ , durch Optimierung des Gütegrads  $\eta_g$  oder aber auch durch Verbesserung des mechanischen Wirkungsgrades  $\eta_m$  möglich. Eine genauere Auflistung der Möglichkeiten folgt in Abschnitt 2.2. Die spezifische Arbeit beschreibt, sowie der Mitteldruck, die Arbeit pro Zyklus bezogen auf das Hubvolumen des Motors.

$$w_i = \frac{W_i}{V_h} \quad (2.22)$$

Der Unterschied zwischen  $p_i$  und  $w_i$  sind lediglich die Einheiten. Der Mitteldruck wird üblicherweise in bar, die spezifische Arbeit in  $\text{kJ}/\text{dm}^3$  angegeben, [15, 37].

$$1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa} = 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 10^5 \frac{\text{J}}{\text{m}^2} = 10^2 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3} = 10^{-1} \frac{\text{kJ}}{\text{dm}^3} \quad (2.23)$$

Somit stehen  $p_i$  und  $w_i$  im Verhältnis:

$$p_i = 10 w_i \quad (2.24)$$

### 2.1.6 Leistung

Die effektive Leistung eines Motors ist das Produkt aus dem Drehmoment

$$M_e = \frac{p_e V_h}{2 \pi} i \quad (2.25)$$

und der Drehzahl  $n$  sowie der Konstante  $2 \pi$ .

$$P_e = M_e 2 \pi n \quad (2.26)$$

$i$  gibt dabei die pro Umdrehung vollzogenen Zyklen an. Bei einem Verbrennungsmotor nach dem Viertaktprinzip ergibt sich ein Zyklus pro  $720^\circ$  KW, was ein  $i$  von 0.5 ergibt. Zur Leistungssteigerung dienen somit alle Maßnahmen, welche der Erhöhung von  $p_e$  und somit  $M_e$  sowie der Drehzahl  $n$  dienen. In den letzten Jahren ist allerdings an Stelle der Leistungssteigerung der Verringerung des Kraftstoffverbrauchs und der Emissionen bei einer gewünschten Leistung und hohem Fahrkomfort immer größere Bedeutung geschenkt worden. Dies hängt hauptsächlich mit den gesetzlichen Vorschriften, erhöhten Treibstoffpreisen und damit mit dem Kundenwunsch nach niedrigerem Kraftstoffverbrauch zusammen, [15, 37].

## 2.2 Verluste

Verluste können mit Hilfe der Massenerhaltungsgleichung, der Zustandsgleichung (Annahme ideales Gas) und dem 1. Hauptsatz der Thermodynamik für instationäre offene Systeme ermittelt werden. Der 1. Hauptsatz der Thermodynamik lässt sich unter der Berücksichtigung von bestimmten Voraussetzungen, zugeführte Energien und Massen werden als positiv und abgeführte als negativ angesehen, anschreiben zu, [37]:

$$-\frac{p \, dV}{d\varphi} + \frac{dQ_B}{d\varphi} - \frac{dQ_W}{d\varphi} + h_e \frac{dm_e}{d\varphi} - h_a \frac{dm_a}{d\varphi} - h_a \frac{dm_{\text{Leck}}}{d\varphi} = \frac{dU}{d\varphi} \quad (2.27)$$

$\frac{p \, dV}{d\varphi}$  ... Verlauf der Volumenänderungsarbeit

$\frac{dQ_B}{d\varphi}$  ... Brennverlauf

$\frac{dQ_W}{d\varphi}$  ... Wandwärmeverlauf

$h_e \frac{dm_e}{d\varphi}$  ... Enthalpie des einströmenden Gemisches bzw. Luft

$h_a \frac{dm_a}{d\varphi}$  ... Enthalpie des verbrannten Gases

$h_a \frac{dm_{\text{Leck}}}{d\varphi}$  ... Enthalpie der Leckageverluste

$\frac{dU}{d\varphi}$  ... Änderung der inneren Energie im Brennraum

Durch diese Vorgangsweise ist eine Aufteilung der zugeführten Brennstoffenergie in Arbeit, Wandwärme und Enthalpie möglich. Oft ist allerdings eine exaktere Aufteilung von vermeidbaren Verlusten von Interesse. Dafür wird eine Verlustanalyse durchgeführt, die als Bezug den vollkommenen Motor nach DIN 1940 hat, [37]:

- reine Ladung (ohne Restgas)
- gleiches Luftverhältnis wie der wirkliche Motor
- vollständige Verbrennung
- Verbrennungsablauf nach vorgegebenen Gesetzmäßigkeiten
- wärmedichte Wandungen (adiabat)
- keine Strömungs- und Lässigkeitsverluste
- keine Ladungswechselerarbeit
- Temperaturabhängigkeit der Stoffwerte

Der Wirkungsgrad des vollkommenen Motors ist definiert als:

$$\eta_v = \frac{W_v}{Q_{Bv}} \quad (2.28)$$

Der Gütegrad  $\eta_g$  ist das Verhältnis von innerem Wirkungsgrad zu Wirkungsgrad des vollkommenen Motors:

$$\eta_g = \frac{\eta_i}{\eta_v} \quad (2.29)$$

Der Gütegrad beinhaltet somit alle Verluste, die beim tatsächlichen Arbeitsprozess gegenüber dem vollkommenen Motor auftreten:

$$\eta_i = \eta_v - \Delta\eta_g \quad (2.30)$$

$$\Delta\eta_g = \Delta\eta_{rL} + \Delta\eta_{uV} + \Delta\eta_{rV} + \Delta\eta_{WW} + \Delta\eta_{Leck} + \Delta\eta_{\dot{U}} + \Delta\eta_{LW} \quad (2.31)$$

- $\Delta\eta_{rL}$  ... Einfluss durch reale Ladung
- $\Delta\eta_{uV}$  ... Verlust durch unvollkommene Verbrennung
- $\Delta\eta_{rV}$  ... Verlust durch realen Verbrennungsablauf
- $\Delta\eta_{WW}$  ... Verlust durch Wärmeübergang
- $\Delta\eta_{Leck}$  ... Verlust durch Leckage
- $\Delta\eta_{\dot{U}}$  ... Verlust durch Überströmen
- $\Delta\eta_{LW}$  ... Verlust durch realen Ladungswechsel

### 2.2.1 Einfluss durch reale Ladung

Definitionsgemäß wird beim vollkommenen Motor reine Ladung im Zylinder angenommen. Der Einfluss durch reale Ladung muss nicht unbedingt ein Verlust sein, sondern kann den Wirkungsgrad auch erhöhen. Dies beeinflussen die veränderlichen Stoffgrößen wie Druck, Temperatur und Restgasgehalt, [37].

### 2.2.2 Verlust durch unvollkommene Verbrennung

Da das chemische Gleichgewicht bei der Verbrennung nicht zur Gänze erreicht wird und deswegen nicht die maximale Brennstoffenergie umgesetzt werden kann, entstehen Verluste durch unvollkommene Verbrennung, [37].

### 2.2.3 Verlust durch realen Verbrennungsablauf

Die Modellvorstellung des idealen Verbrennungsablaufs des vollkommenen Motors beschreibt der Gleichraum-, Gleichdruck- oder Seilingerprozess. Die Gleichraumverbrennung kann nicht erreicht werden, da die dafür zur Verbrennung zur Verfügung stehende Zeit gegen Null gehen müsste. Beim Gleichdruckprozess müsste die Abnahme des Zylinderdrucks durch die Abwärtsbewegung des Kolbens an Hand der Druckerhöhung durch die Verbrennung andauernd ausgeglichen werden und somit einen konstanten Wert annehmen. Der Seilingerprozess stellt eine Kombination aus Gleichraum- und Gleichdruckprozess und entspricht am ehesten dem realen Verbrennungsablauf, [37].

### 2.2.4 Verlust durch Wärmeübergang

Ein relativ großer Teil der Brennstoffenergie geht in Form von Wärme an Bauteile, Kühlmittel, Öl und die Umgebung über, [37].

### 2.2.5 Verlust durch Leckage

Die Verluste durch Leckage zwischen Kolben, Kolbenringe und Zylinder sind im Allgemeinen bei niedrigem Verschleiß des Motors gering, [37].

### 2.2.6 Verlust durch Überströmen

Diese Verluste betreffen nur Dieselmotoren mit Vor- oder Wirbelkammer und entstehen beim Überströmen aus den Kammern in den Hauptbrennraum, [37].

### 2.2.7 Verlust durch realen Ladungswechsel

Laut Definition des vollkommenen Motors erfolgt der ideale Ladungswechsel im UT ohne Arbeitsaufwand. Der reale Ladungswechsel erfordert eine gewisse Energie, um verbranntes Gas auszustoßen und die Zylinder mit Frischgas zu füllen, [37].

Diese Verluste können noch genauer aufgeteilt werden in:

- Expansionsverlust, der durch Öffnen des Auslassventils vor UT entsteht.

- Kompressionsverlust, der durch Schließen des Einlassventils vor/nach UT entsteht.
- Niederdruckverlust, der den Arbeitsaufwand von UT zu UT darstellt.

## 2.3 Reibung

Bereits Leonardo da Vinci machte sich über die Optimierung von sich zueinander relativ bewegten Flächen Gedanken und untersuchte die Reibung an Hand einiger Versuche.

Der Reibungswiderstand fester Körper verändert sich entsprechend der Beschaffenheit der sich berührenden Flächen. Er ist abhängig von der Glätte der Flächen, jedoch unabhängig von der Größe der berührenden Flächen und nimmt proportional zur Last zu. Die Reibung kann durch zwischengeschobene Rollen oder Schmiermittel verringert werden (Leonardo da Vinci, Codex Madrid I, 1492), [16].

Dies stellt auch heute noch eine gute Definition des Begriffs Reibung, wie er im Forschungsgebiet Tribologie verstanden wird, dar. Der Begriff Reibung im Zusammenhang mit Verbrennungskraftmaschinen hat allerdings eine ausgedehntere Bedeutung, da er neben den Verlusten die durch sich zueinander relativ bewegenden Flächen auch die Antriebsleistung von sämtlichen Nebenaggregaten sowie Ventilations- und Panschverluste im Motor umfasst. Die Reibung setzt sich aus der erforderlichen Antriebsleistung folgender Komponenten zusammen:

- Triebwerk
  - Kurbelwellenhauptlager mit Radialwellendichtringen
  - Pleuellager
  - Kolben
  - Kolbenringe
  - Kolbenbolzen
  - Massenausgleich
- Ventiltrieb (Komponenten abhängig von verwendetem Ventiltrieb)
  - Nockenwellenlager
  - Nocken
  - Rollenschlepphebel
  - Ventile
  - Steuerkette/Zahnriemen
- Nebenaggregate
  - Ölpumpe

- Kühlmittelpumpe
- Einspritzpumpe
- Generator
- Vakuumpumpe
- Antriebsriemen und -ketten
- Umlenk- und Spannrollen
- Klimakompressor
- Lenkhilfepumpe
- alle weiteren elektrischen Verbraucher, die für den Motorbetrieb notwendig sind

Die erforderliche Antriebsleistung der oben genannten Komponenten wird auch als Reibleistung bezeichnet. Sie setzt sich aus der mechanischen Reibung, Antriebsleistung der Nebenaggregate sowie aerodynamischen und hydraulischen Verlusten zusammen. Eine Reibungsminderung kann grundsätzlich durch Betriebspunktverschiebung, Verringerung des Leistungsbedarfs der Nebenaggregate, verbesserte Reibungsbedingungen, Massenreduktion und Thermomanagement erzielt werden.

### 2.3.1 Reibungszustände

Die wichtigsten Reibungszustände, die beim Verbrennungsmotor auftreten sind:

- Festkörperreibung
- Flüssigkeitsreibung
- Haftsichtenreibung
- Mischreibung

Festkörperreibung bezeichnet die Reibung zwischen festen Reibpartnern ohne fluiden Zwischenstoff, auch Schmiermittel genannt. Festkörperreibung tritt bei Reibstellen im Motor auf, falls die Schmiermittelversorgung versagt und ist jedenfalls zu vermeiden, da die Reibung und damit die Wärme stark ansteigt und zu einem Versagen von Bauteilen führen kann. Flüssigkeitsreibung herrscht dann, wenn ein fluider Zwischenstoff die Reibpartner voneinander trennt. Die Tragfähigkeit dieses fluiden Zwischenstoffes hängt hauptsächlich von dessen Viskosität und der Relativgeschwindigkeit der Reibpartner ab. Flüssigkeitsreibung ist der angestrebte Reibungszustand in einer Verbrennungskraftmaschine, weil hier der geringste Verschleiß der Bauteile gewährleistet ist. Die Haftsichtenreibung stellt eine Reibungsart dar, bei der ein fester Zwischenstoff aufgetragen wird. Diese Art von Reibungszustand tritt bei Ölverlust von Reibstellen mit Notlaufbeschichtung auf und ist ebenfalls zu vermeiden. Die Mischreibung stellt eine Kombination der

oben genannten Reibungszustände dar. Anzumerken sei noch, dass jeder der vier genannten Reibungszustände beim Hochlauf der Drehzahl vom Stillstand bis zum Betriebspunkt in den Reibstellen vorkommt und schlussendlich idealerweise im Zustand der Flüssigkeitsreibung endet. Die Reibungszahl  $\mu$  beschreibt den Zusammenhang zwischen Normalanpresskraft  $F_N$  und der kinetischen Reibungskraft  $F_R$ , welche die Widerstandskraft eines sich in Bewegung befindenden Körper darstellt. Dieser Zusammenhang wird auch als Coulombsches Gleitreibungsgesetz bezeichnet.

$$F_R = \mu F_N \quad (2.32)$$

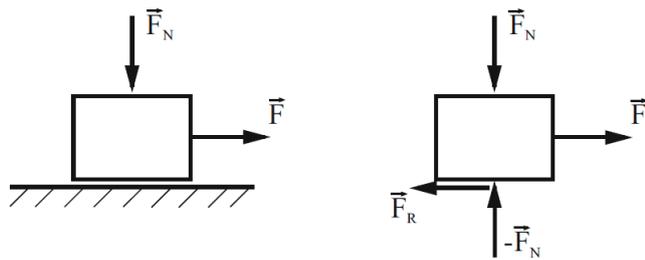


Abbildung 2.1: Gleitreibung eines durch Normalkraft  $F_N$  und Tangentialkraft  $F$  beanspruchten Körpers auf einer Ebene [38]

Haftreibung stellt jene kritische Kraft dar, die benötigt wird, um einen auf einer ebenen Fläche liegenden Körper aus seinem Ruhezustand zu bringen. Dies stellt beim Verbrennungsmotor den allerersten Augenblick beim Starten dar. Die Stribeckkurve in Abbildung 2.2 beschreibt modellhaft das Auftreten der Reibungszustände bzw. den Verlauf der Reibungszahl  $\mu$  eines hydrodynamischen Lagers bei gleichbleibender Viskosität des Schmiermittels und identer Flächenpressung in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit, die proportional zur Motordrehzahl ist. Die Stribeckkurve ist die Summe von Festkörper- bzw. Haftschriftreibung und Flüssigkeitsreibung und befindet sich bis auf den Stillstand, wo Haftreibung herrscht, immer im Gleitreibungszustand.

- Startreibung:  
Zur Überwindung aus dem Stillstand muss die Haftreibung überwunden werden. Dieser Zustand hat die höchste Reibungszahl.
- Festkörper- bzw. Haftschriftreibung:  
Bei geringer Relativbewegung der Reibflächen zueinander tritt zunächst überwiegend Festkörper- bzw. Haftschriftreibung auf.
- Mischreibung:  
Bei steigender Geschwindigkeit nimmt die Reibung auf Grund des zunehmenden Aufbaus eines hydrodynamischen Tragfilms ab und es überwiegt der Anteil der Flüssigkeitsreibung. Der Ausklinkpunkt stellt jene Relativgeschwindigkeit dar, bei der der Tragfilm die beiden Oberflächenrauigkeiten vollständig voneinander trennt.

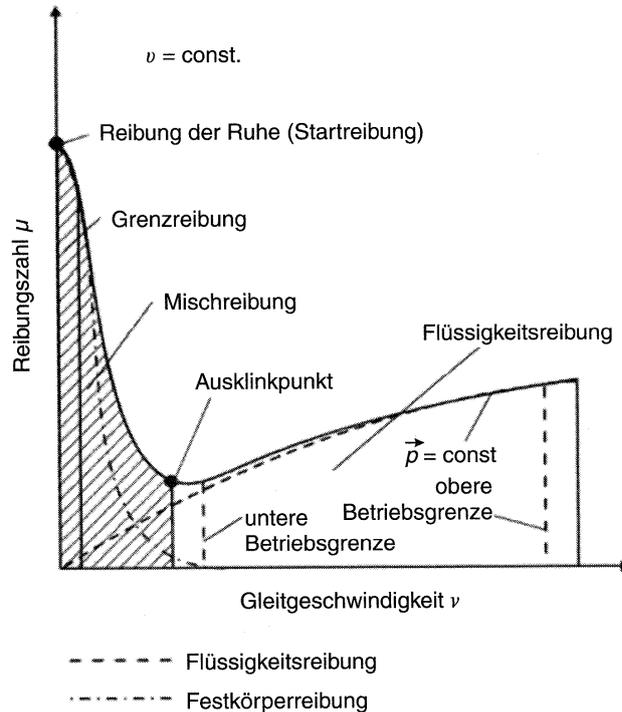


Abbildung 2.2: Stribeckkurve [15]

In diesem Punkt verzahnen sich die Oberflächenunebenheiten nicht mehr, was zu einer geringen Festkörper- bzw. Haftschichtreibung führt. Des Weiteren sind die Scherkräfte im Schmiermittel durch den dünnen Tragfilm gering, sodass kurz nach diesem Ausklinkpunkt das Gesamtreibungsminimum in dieser Modellvorstellung auftritt.

- Flüssigkeitsreibung:  
Bei weiterem Anstieg der Drehzahl verschwindet der Anteil der Festkörper- bzw.-Haftschichtreibung durch das Schmiermittel, das die Reibpartner voneinander trennt. Die Flüssigkeitsreibung nimmt auf Grund des dicker werdenden Tragfilms und damit steigenden Scherkräften mit der Drehzahl zu.

Drehzahlen die unter der Ausklinkdrehzahl liegen, befinden sich auf dem instabilen Bereich der Stribeckkurve. Durch geringfügige Drehzahlschwankung zu niedrigeren Drehzahlen steigt die Reibung stark an, was die Drehzahl weiter reduziert. Dieser Selbstverstärkungseffekt kann vermieden werden, wenn bis auf das Anlaufen stets Betriebspunkte rechts vom Ausklinkpunkt angefahren werden. Die Stribeckkurve folgt der Annahme, das Schmiermittel sei ein newtonsches Fluid, was für Motoröle, Wasser, Luft, usw. auch der Fall ist. Newtonsches Fluid bedeutet, dass die Scherspannung  $\tau$  proportional zur Scher-

geschwindigkeit  $dv/dy$  ist.

$$\tau = \nu \rho \frac{dv}{dy} = \eta \frac{dv}{dy} \quad (2.33)$$

Dabei ist  $y$  die Ortskoordinate normal zur Relativgeschwindigkeit. Hierbei ist schon ersichtlich, dass mit steigender Dicke des Tragfilms auch die Scherkraft ansteigt. Eine Erhöhung der Viskosität bzw. eine Verringerung der Belastung der Reibpartner verschiebt den Betriebsbereich zu einem niedrigeren Drehzahlband und vice versa. Die Reibung eines Verbrennungsmotors ist von immenser Bedeutung, weil vor allem im unteren Lastbereich die Reibung einen großen Anteil der Verluste darstellt. Ein kurzes Beispiel:

$$\begin{aligned} n &= 2000 \text{ min}^{-1} \\ p_i &= 1.6 \text{ bar} \\ p_{r1} &= 1 \text{ bar} \\ p_{r2} &= 0.6 \text{ bar} \end{aligned}$$

Dabei stellt  $p_{r1}$  den Reibmitteldruck vor und  $p_{r2}$  jenen nach Optimierungsmaßnahmen dar. Unter Annahme einer konstanten inneren Wirkungsgrades  $\eta_i$  ergibt sich folgender Unterschied des effektiven Wirkungsgrades  $\eta_e$ :

$$\begin{aligned} \eta_e &= \eta_i \eta_m \\ \eta_{e1} &= \eta_i \frac{p_i - p_{r1}}{p_i} = \eta_i 0.375 \\ \eta_{e2} &= \eta_i \frac{p_i - p_{r2}}{p_i} = \eta_i 0.625 \\ \frac{\eta_{e2}}{\eta_{e1}} &= \frac{\eta_i 0.625}{\eta_i 0.375} = 166.6 \dot{\%} \end{aligned}$$

Bei höheren Lasten ist der Einfluss des Reibmitteldrucks auf den effektiven Wirkungsgrad geringer. In Abbildung 2.3 ist der Verlauf des mechanischen Wirkungsgrades in Abhängigkeit vom indizierten Mitteldruck und vom Reibmitteldruck aufgetragen. Ersichtlich ist die starke Beeinflussung des mechanischen Wirkungsgrades, und damit auch die des effektiven Wirkungsgrades, im Bereich geringer Lasten.

### 2.3.2 Reibungsanalyse

Es gibt verschiedene Möglichkeiten, die Reibung eines Verbrennungsmotors zu ermitteln:

- Indizierverfahren
- Schleppverfahren mit Stripdownmethode
- Willianslinien
- Auslaufversuch

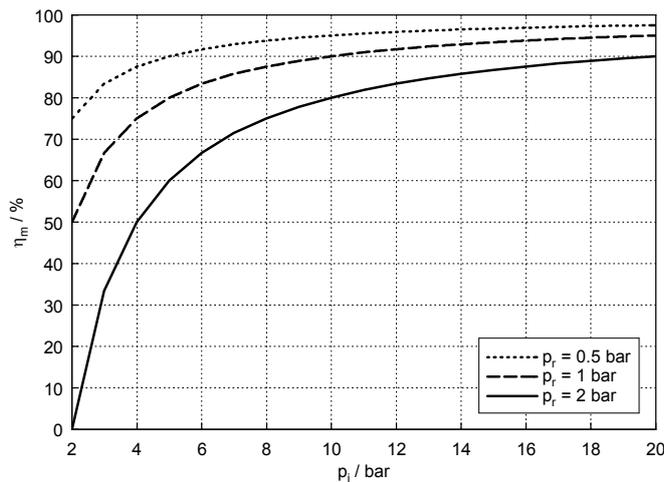


Abbildung 2.3: Mechanischer Wirkungsgrad in Abhängigkeit von  $p_i$  und  $p_r$

- Abschaltversuch
- Sondermessverfahren

Auf die Möglichkeiten der Reibungsanalyse durch Willianslinien, Auslaufversuch, Abschaltversuch und Sonderverfahren wird im Rahmen dieser Arbeit nicht weiter eingegangen, da bereits im Vorfeld beschlossen wurde diese Verfahren zur Reibungsanalyse nicht anzuwenden. Dies hat hauptsächlich mit der schlechten Reproduzierbarkeit, Genauigkeit und Umsetzbarkeit der Verfahren zu tun.

### Indizierverfahren

Das Indizierverfahren ist die einzige Methode bei der die Reibung korrekt ermittelt werden kann. Es können alle Betriebspunkte des Motors angefahren werden um für diese die Reibung zu beurteilen. Dafür werden Drucksensoren in jedem Zylinder appliziert. Diese messen kurbelwinkelbezogen den Brennraumdruck und können somit in Zusammenhang mit dem aktuellen Zylindervolumen die innere Arbeit ermitteln.

$$W_i = \int p \, dV \quad (2.34)$$

Die Reibarbeit ergibt sich aus der Differenz der Brennraumarbeit  $W_i$  und der an der Kurbelwelle abgegebenen Arbeit  $W_e$ .

$$W_r = W_i - W_e \quad (2.35)$$

$$p_r = p_i - p_e \quad (2.36)$$

Auf Grund der ähnlichen Größenordnung von  $W_i$  und  $W_e$  muss bei diesem Verfahren hohe Aufmerksamkeit auf die exakte Ermittlung der Werte gelegt werden, da bereits

geringe Abweichungen einen Reibungsunterschied im zweistelligen Prozentbereich hervorrufen können. Der indizierte Mitteldruck errechnet sich aus dem Brennraumdruck, dem zugehörigen Volumen und dem gesamten Hubvolumen.

$$p_i = \frac{\int p \, dV}{V_h} \quad (2.37)$$

Der effektive Mitteldruck errechnet sich aus dem Drehmoment an der Kurbelwelle.

$$p_e = \frac{M_e 4 \pi}{V_h} \quad (2.38)$$

Ein theoretisches Beispiel:

$$p_i = 23 \text{ bar}, \quad p_e = 21.8 \text{ bar}$$

$$p_r = 23 - 21.8 = 1.2 \text{ bar}$$

Falls  $p_i$  nun 1% zu hoch ermittelt werden würde, ergäbe sich:

$$p_r = 23 \cdot 1.01 - 21.8 = 23.23 - 21.8 = 1.43 \text{ bar}$$

$$\text{Fehler: } p_{r_{\text{error}}} = \frac{1.43}{1.2} - 1 \approx +19\%$$

Bei einer falschen Ermittlung von  $p_e$  um 1% ergibt sich ein ähnlich großer Fehler:

$$p_r = 23 - 21.8 \cdot 1.01 = 23 - 22.018 = 0.982 \text{ bar}$$

$$\text{Fehler: } p_{r_{\text{error}}} = \frac{0.982}{1.2} - 1 \approx -18\%$$

Man sieht hier anschaulich welche dramatische Messabweichungen bei diesem Verfahren entstehen können, die anschließend eine Aussage über die Reibung eines Motors unmöglich machen. Des Weiteren muss auch die Kurbelwinkelzuordnung zum Drucksignal im Zehntelgradbereich korrekt zugeordnet sein, um nicht eine starke Verfälschung der Reibarbeit zu erhalten. Die Vor- und Nachteile lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- Vorteil:
  - Es herrschen die tatsächlichen Motorbedingungen.
  - Die Reibungsverluste werden bei diesem Verfahren exakt ermittelt.
  - Beliebige Betriebspunkte, geschleppt oder gefeuert, können angefahren werden.
  - Durch Konditionierung können Kühlmittel- und Öltemperaturen eingestellt werden.
- Nachteil:
  - Aufwändige Anwendung des Verfahrens durch Vollindizierung und Kurbelwinkelzuordnung.
  - Geringe Messabweichungen von  $p_e$ ,  $p_i$  oder der Kurbelwinkelzuordnung bzw. Totpunktfehler wirken sich enorm auf die Korrektheit des Reibmitteldrucks  $p_r$  aus.
  - Die Aufteilung der Reibung auf die einzelnen Bauteile ist nicht möglich.

### Schleppverfahren mit Stripdownmethode

Beim Schleppverfahren wird der Motor im ungefeuerten Betrieb durch eine Belastungsmaschine angetrieben. Durch Drehmoment und Drehzahl lässt sich die Schleppleistung, welche der effektiven Leistung  $P_e$  entspricht, berechnen. Falls die innere Arbeit in den Zylindern null ist, entspricht die Schleppleistung gleich der Reibleistung bzw. der Schleppmitteldruck gleich dem Reibmitteldruck unter Vernachlässigung des im gefeuerten Betrieb tatsächlich herrschenden Wandwärmeübergangs. Dies ist bei durchgängig geöffneten bzw. geschlossenen Ventilen annähernd der Fall, bzw. ist es der Fall bei ausgebauten Kolben. Ein besonders wichtiges Verfahren, welches eine Zuordnung der Reibung auf die einzelnen Komponenten ermöglicht, ist das Schleppverfahren mit der Stripdownmethode. Dabei werden nacheinander Komponenten des Motors entfernt und die Reibung dieser durch Differenzbildung der einzelnen Stripdownschritte ermittelt. Zur Reibungsbewertung einzelner Komponenten ist das Schleppverfahren mit Stripdownmethode ein häufig angewendetes Verfahren.

- Vorteil:
  - Es handelt sich um einen einfachen Aufbau.
  - Es gibt keine zyklischen Verbrennungsschwankungen, da der Motor geschleppt wird.
  - Durch Konditionierung von Kühlmittel und Öl können verschiedene Temperaturkombinationen eingestellt werden.
- Nachteil:
  - Durch den fehlenden Verbrennungsdruck herrschen andere Reibungsbedingungen für die Kolbengruppe.
  - Die Strömungsverluste ändern sich auf Grund der im realen Motorbetrieb unterschiedlichen Druckverhältnisse in Ansaug- und Abgasführung.
  - Die ermittelte Reibung ist ohne zusätzliches Indizieren nicht korrekt, da Ladungswechsel- und Wärmeverluste der Reibung zugezählt werden.

#### 2.3.3 Einflussparameter auf die Reibung

- Einlaufzustand des Verbrennungsmotors:  
Die Gleitpartner der Gleitstellen passen sich erst nach einer gewissen Einlaufdauer aneinander an. Erst ab diesem Zeitpunkt kann die Reibung eines Betriebspunktes als konstant angenommen werden. Für die Einlaufdauer gibt es keine konkreten Angaben und sie variiert von Verbrennungsmotor zu Verbrennungsmotor.
- Ölviskosität:  
Die Ölviskosität hat einen großen Einfluss auf die Reibung. Wie bereits in Punkt 2.3.1 in Abbildung 2.2 erläutert, verändert sich durch die Viskosität des Öls die Tragfilmdicke und damit der Reibungszustand.

- **Temperatureinfluss:**  
Die Temperatur der Bauteile und des Kühlmittel beeinflussen das Spiel, welches zwischen den Reibpartnern herrscht und somit deren Reibung. Die Motoröltemperatur beeinflusst dessen Viskosität sehr stark.
- **Drehzahl:**  
Über die Drehzahl ändert sich direkt die Relativgeschwindigkeit der Reibpartner, was bereits in Punkt 2.3.1 in Abbildung 2.2 ersichtlich gemacht wurde.
- **Eine Erhöhung der Last bewirkt:**
  - **Höhere Gasdrücke:**  
Durch eine Erhöhung der Gasdrücke steigen auch die Kolbenseitenkräfte, die Anpresskräfte der Kolbenringe, die Lagerbelastungen und die Kräfte zur Öffnung der Auslassventile.
  - **Höhere lokale Bauteiltemperaturen:**  
Die Wahrscheinlichkeit der Deformation steigt an.
  - **Höhere lokale Schmiermitteltemperaturen:**  
Wie bereits oben erläutert, verändert sich über die Temperatur sehr stark die Viskosität des Öls und damit die Reibungsbedingungen der Reibpartner.
  - **Geänderte Antriebsleistung der Nebenaggregate:**  
Beispiele hierfür sind die Einspritzpumpe, sowie Öl- und Wasserpumpe.

[15, 16, 17, 37, 38]

## 2.4 Fehlerrechnung

Eine Messung hat stets zum Ziel eine physikalische Größe mit einer bestimmten Messmethode unter Verwendung eines geeigneten Messinstruments zu ermitteln. Dabei entstehen auch immer Messabweichungen. In der modernen Fehlerrechnung ist nicht mehr die Rede von Fehlern sondern von Messabweichung bzw. der Kurzform Abweichung. Messabweichungen beruhen auf, [36]:

- Unvollkommenheit des Messinstruments und der Messmethode
- Umwelteinflüsse
- fehlerhafte Beobachtung

Messabweichungen lassen sich nach ihrer Art einteilen in:

- **Grobe Abweichung:**  
Diese Abweichung ist vermeidbar. Sie entstehen beispielsweise durch defekte Messinstrumente oder falsches Ablesen der Messwerte.

- Systematische Abweichung:  
Systematische Messabweichungen sind durch ihre einseitige Verfälschung der Messwerte gekennzeichnet, was bedeutet, dass die Messwerte einer Messreihe zum Großteil größer sind als der wahre Wert oder vice versa. Dies kann beispielsweise durch falsch eingestellte Messgeräte, nicht berücksichtigte Umwelteinflüsse auf die Messkette oder durchgehend falsches Ablesen der Messwerte entstehen. Sie lassen sich durch hochwertige Messinstrumente und mit gut vorbereiteten und durchgeführten Messungen fast zur Gänze vermeiden.
- Zufällige Abweichung:  
Diese wird auch als statistische Messabweichung bezeichnet. Sie ist durch die regellose Verteilung der Messwerte auf Grund von unkontrollierbarer Umwelteinflüsse gekennzeichnet, beispielsweise Temperatur- oder Druckeinflüsse auf das Messinstrument.

Die Fehler- und Ausgleichsrechnung beschäftigt sich mit der Erfassung, Verarbeitung und Beurteilung von Messwerten und ihren zufälligen Messabweichungen auf der Grundlage der Wahrscheinlichkeitsrechnung und mathematischen Statistik, [36].

Die wichtigsten Punkte der Fehlerrechnung lauten, [36]:

1. Auswertung und Beurteilung einer Messreihe:

- Mittelwertbildung:  
Das arithmetische Mittel  $\bar{x}$  wird an Hand  $n$ , der Anzahl der Messpunkte einer Messreihe, und den einzelne Werte dieser Messpunkte  $x_i$  ermittelt:

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad (2.39)$$

- Genauigkeitsmaß wie beispielsweise Standardabweichung oder Varianz. Die korrigierte Stichprobenvarianz lautet:

$$s^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 \quad (2.40)$$

Sie ist eine Schätzfunktion für die Varianz aus einer endlichen Anzahl an Messwerten. Für die Streubreite von Messwerten ist sie ein verbreitetes Mittel. Die Standardabweichung beschreibt die Variable  $s$ .

2. Untersuchung der Fehlerfortpflanzung bzw. Fortpflanzung zufälliger Messabweichungen
3. Bestimmung einer Regressionskurve



# 3 Versuchsträger

Bei dem in dieser Masterarbeit behandelten Versuchsträger handelt es sich um einen 1.8-Liter-TFSI-Ottomotor der dritten Generation der Motorbaureihe EA888 von Audi.

## 3.1 Audi 1.8-Liter-TFSI-EA888 Generation 3

Der Audi 1.8-Liter-TFSI der dritten Generation ist ein aufgeladener Ottomotor mit Direkt- und Saugrohreinspritzung und ist bezüglich Verbrauch, Emissionen und Leistung im Spitzenfeld in der Hubraumklasse von unter zwei Litern. TFSI ist die Bezeichnung einer Motorentechnik für Motoren der Volkswagen AG. Dabei handelt es sich stets um einen Verbrennungsmotor mit Benzindirekteinspritzung und Turboaufladung, [6].

### 3.1.1 Historie der Motorbaureihe EA888

Die chronologische Entwicklung der Motorbaureihe EA888 ist in Abbildung 3.1 zu sehen. Die Kenndaten der verschiedenen Generationen und Leistungsstufen der Motorbaureihe EA888 können in Tabelle 3.1 und 3.2 verglichen werden.

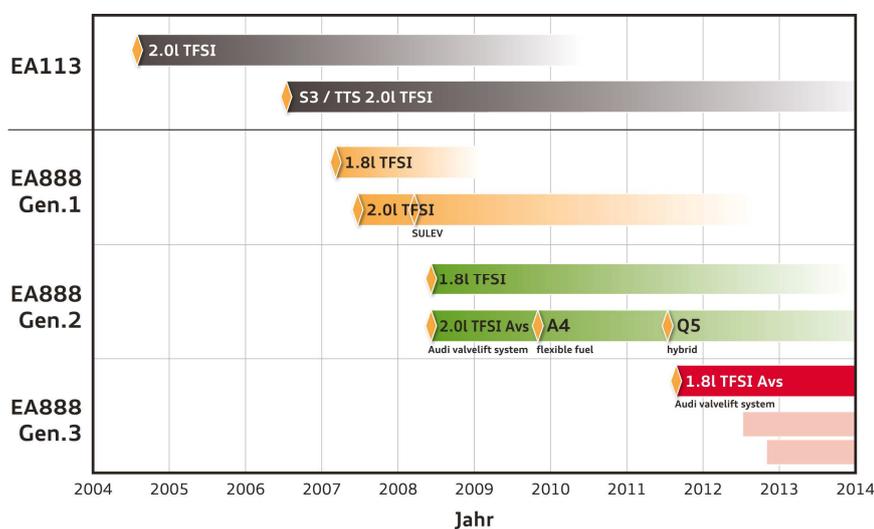


Abbildung 3.1: Historie der Motorbaureihe EA888 [25]

Bezeichnung	Einheit	1. Generation	2. Generation	3. Generation (Power class 1)
Hubraum	l	1.798	1.798	1.798
Hub	mm	84.1	84.1	84.1
Bohrung	mm	82.5	82.5	82.5
Hub/Bohrung	-	1.02	1.02	1.02
Zylinderabstand	mm	88	88	88
Blockhöhe	mm	220	220	220
Pleuellänge	mm	148	148	148
Kurbelwellenlager	-	5	5	5
Hauptlagerdurchmesser	mm	52	52	48
Pleuellagerdurchmesser	mm	48	47.8	47.8
Kolbenbolzen-Durchmesser	mm	k.A.	21	23
Ventildurchmesser Einlass	mm	33.85	33.85	33.85
Ventildurchmesser Auslass	mm	28	28	28
Ventilhub Einlass	mm	10.7	10.7	10.7
Ventilhub Auslass	mm	8	8	6.35/9
Steuerzeiten bei 1 mm Ventilhub				
EÖ spät (1 mm Ventilhub)	°KW n. OT	k.A.	38	30
ES spät (1 mm Ventilhub)	°KW n. OT	k.A.	48	40
AÖ früh (1 mm Ventilhub)	°KW v. OT	k.A.	28	39 bzw. 24
AS spät (1 mm Ventilhub)	°KW v. OT	k.A.	8	-6
Verstellbereich für Einlassnockenwelle	°KW	40	60	60
Verstellbereich für Auslassnockenwelle	°KW	-	-	30
Verdichtung	-	9.6	9.6	9.6
Leistung	kW bei min <sup>-1</sup>	118/125 bei 4500/4800-6200	118 bei 4500-6000	125 bei 3800-6200
Drehmoment	Nm bei min <sup>-1</sup>	250 bei 1500-4500/4800	250 bei 1500-4500	320 bei 1500-3700
Kraftstoffart	ROZ	95/91	95/91	95
Motormasse nach DIN70020 GZ	kg	146	135	131.5
Erstbefüllmenge Öl	l	5.4	5.4	5.4
Abgasnorm	-	Euro 4	Euro 5	Euro 6
Injektormassenstrom	cm <sup>3</sup> /s	k.A.	k.A.	15
Ladungsbewegungsklappe	-	k.A.	k.A.	Tumble
T <sub>exhaust</sub>	°C	k.A.	k.A.	980

Tabelle 3.1: Kenndaten 1.8-Liter-TFSI-EA888-Ottomotor [19, 28]

## EA113

Die Motorbaureihe EA113, der Vorgänger der ersten Generation der Motorbaureihe EA888, wurde erstmals 2004 im Audi A3 vorgestellt. Hierbei handelte es sich für Audi erstmals um die Kombination von Direkteinspritzung und Turboaufladung bei einem Ottomotor mit homogenen Brennverfahren. Bereits damals vor fast neun Jahren war der Tenor bei Audi „mehr Leistung bei weniger Verbrauch“ und nicht lediglich Leistungssteigerung, was einerseits die gesetzlichen Vorgaben zufriedenstellen und andererseits das Verlangen der Kunden nach sparsameren Fahrzeugen bei erhöhtem Fahrspaß befriedigen sollte. Erwähnenswerte Merkmale beim EA113 waren neben der erstmaligen Kombination von Direkteinspritzung und Turboaufladung bei einem Ottomotor unter anderem eine neuartige Kolbenform, die Auslegung des Einspritzsystems für 13% Ethanolgehalt im Kraftstoff sowie die sukzessive Erhöhung der Gleichteilstrategie, um das Aggregat sowohl in Längs- als auch Querplattformen kostengünstig verbauen zu können. Beispielhaft

für konsequente Gleichteilstrategie kann das Abgasturbolader-Krümmers-Modul genannt werden, [30].

### EA888 Generation 1

Im Jahr 2006 wurde erstmals die Motorbaureihe EA888 mit der 1.8-Liter-TFSI-Basisvariante mit Direkteinspritzung und Abgasturboladung für den Längseinbau im Audi A4 und A5 vorgestellt. Der 2.0-Liter-TFSI wurde kurz darauf präsentiert. Bei dieser Motorbaureihe handelt es sich um einen vollständig neu entwickelten Grundmotor mit Fokus auf der Gleichteilstrategie um kostengünstig Quer- und Längseinbau verwirklichen zu können. Etliche bereits entwickelte Komponenten sowie vorhandene Herstellungseinrichtungen wurden ebenfalls für die Motorbaureihe EA888 verwendet. Als wichtige Erneuerungen des EA888 der ersten Generation sind unter anderem die neu entwickelte Ölwannekonstruktion mit Ober- und Unterteil zu nennen. Diese verbessert unter Verwendung eines Wabeneinsatzes aus Kunststoff die Beruhigung des Ölspiegels. Ebenfalls neu sind die ins Zylinderkurbelgehäuse integrierten Ausgleichswellen, eine Zahnkette im Steuertrieb und eine Querstromkühlung des Zylinderkopfes. Des Weiteren wurde bei Audi erstmals eine volumengesteuerte, zweistufig druckgeregelte Ölpumpe verwendet, welche durch die Motorsteuerung über ein Magnetventil angesteuert werden konnte. Die dadurch verminderte Energieaufnahme der Ölpumpe schlägt sich in der Reduktion des Reibmitteldrucks und somit im Kraftstoffverbrauch des Motors nieder. Der 2.0-Liter-TFSI-EA888 der ersten Generation wurde neben der 2.0-Liter-Basisvariante auch als SULEV-Variante auf den US amerikanischen Markt gebracht. Die Hubraumhöhung wurde durch Erhöhung des Hubes bei gleichbleibender Bohrung der Zylinder erzielt, wodurch etliche Komponenten wie das Kurbelgehäuse oder der Zylinderkopf beibehalten werden konnten. Diese SULEV-Variante wurde mit speziellen emissionsreduzierten Maßnahmen versehen, um der strengen Abgasgesetzgebung SULEV in den USA gerecht zu werden. Die dafür umgesetzten Maßnahmen zur Erreichung geringster Emissionen lauteten:

- Abgasturbolader-Krümmers-Modul
- Drei-Lambdasonden-Konzept mit Applikation im Turbinengehäuse, vor und nach Unterbodenkatalysator
- erster TFSI-Motor mit Sekundärluftsystem, um den Emissionsausstoß in der Katalysatoraufwärmphase zu verringern
- Katalysator mit erhöhter Zelldichte und erhöhtem Volumen.
- Konvertierung des in der Atmosphäre vorhandenen Ozons durch eine katalytische Beschichtung des Kühlers
- Verringerung der Verdunstungsverluste des Kraftstoffes
- Optimierung des Kaltstarts und Warmlaufs:

- Hochdruckschichtstart, bei dem die Motorsteuerung die Einspritzung erst ab 60 bar Raildruck freigibt
- Katheizstrategie mit Sekundärluft und Doppeleinspritzung
- Motorwarmlauf mit mit Doppeleinspritzung

Die Start- und Warmlaufoptimierung wurde auf Grund der vielen Einflussparameter wie z. B. Einspritzzeitpunkt, Einspritzmenge (Einspritzdauer und Einspritzdruck), Zündwinkel, Luftverhältnis und Ladungsbewegungsklappen mit statistischer Versuchsplanung (DoE) durchgeführt. Dabei werden nicht mehr alle Einflussparameter der Reihe nach einzeln variiert, was zu einer immensen Anzahl an Messpunkten führen würde. An Stelle dessen werden Modelle und Versuchspläne erstellt, um mit einer möglichst geringen Anzahl an Messpunkten den Zusammenhang zwischen Einflussparametern und Zielgrößen zu ermitteln. Als Zielgröße können hier Wirkungsgrad, Drehmoment, Emissionen und thermische Belastungen genannt werden, [18, 28].

#### **EA888 Generation 2**

Die zweite Generation der EA888 Motorbaureihe wurde 2008 präsentiert. Dieser Motor war der weltweit erste in Serie erhältliche turboaufgeladene Ottomotor mit Direkteinspritzung und teilvariabler Ventilsteuerung mit verstellbarer Einlassnockenwelle und zwei verschiedenen Auslassnockenkonturen. Dadurch steht das maximale Drehmoment bereits bei niedrigeren Drehzahlen zur Verfügung. Durch konsequente Weiterführung von Maßnahmen zur Verschiebung des Betriebspunktes in Bereichen höheren Wirkungsgrades, Reduzierung der Motorreibung, Optimierung des Brennverfahrens sowie Thermomanagementoptimierungen konnte der Verbrauch im MVEG-Zyklus im Vergleich zur selben Hubraumvariante der ersten Generation um 17 % gesenkt werden. Die thermodynamische Untersuchung sowie die Analyse der Reibung des 2.0-Liter-TFSI-EA888 der zweiten Generation waren Bestandteil zweier bereits abgeschlossenen Diplomarbeiten, [20, 48, 50].

#### **EA888 Generation 3**

Die Motorbaureihe EA888 der dritten Generation (Abbildung 3.2) wurde 2011 erstmals vorgestellt und ist darauf vorbereitet, die zukünftige Abgasgesetzgebung Euro 6 erfüllen zu können. Der Entwicklungsschwerpunkt lag weiters auf der Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs beim Prüfzyklus wie auch bei einer sportlichen Fahrweise. Da der Audi 1.8-Liter-TFSI-EA888 der dritten Generation den Gegenstand von thermodynamischen Analysen sowie Reibungsuntersuchungen dieser Masterarbeit darstellt, wird im Folgenden genauer auf die motorspezifischen Kenndaten eingegangen, [19].

##### **3.1.2 Grundmotor**

Essentiell bei der Entwicklung der dritten Generation war der hohe Gleichteilanteil um unter anderem den Einbau in alle Quer- und Längsplattformen des VW-Konzerns weiterhin wirtschaftlich umsetzen zu können. Bei gleichzeitiger Erhöhung der Leistung, des



Abbildung 3.2: Grundmotor EA888 Gen. 3 [25]

Drehmoments, der Komforteigenschaften und der Robustheit wurde der Verbrauch, u.a. durch Absenkung der Motorreibung und Massenreduktion, verringert. Die Massenreduktion wird unter anderem erreicht durch:

- vielfältiger Einsatz von Aluminiumschrauben
- dünnwandigeres Zylinderkurbelgehäuse
- untere Ölwannehälfte aus Kunststoff
- optimierte Kurbelwelle
- Zylinderkopf mit integriertem Abgaskrümmmer
- wälzgelagerte Ausgleichswellen
- optimierte Anbauteile (z. B. Nebenaggregatehalter)

Die Motorreibung wurde hauptsächlich durch folgende Maßnahmen reduziert:

- Reduktion der Warmlaufdauer durch Wärmemanagementmaßnahmen
- optimierter Ölkreislauf
- Reduktion der Hauptlagerdurchmesser der Kurbelwelle
- Wälzlagerung der Ausgleichswellen
- Vergrößerung des Kolbenspiels und Beschichtung des Kolbenhemds mit Nanopartikeln

Durch das erzielte höhere maximale Drehmoment, eine längere Getriebeübersetzung sowie ein Start-Stopp-System konnte sowohl das Beschleunigungsverhalten um 12 % verbessert als auch ein um 22 % verringerter Kraftstoffverbrauch erzielt werden. Die dritte Generation soll wie schon sein Vorgänger in allen Märkten eingesetzt werden, [25, 19, 26].

Bezeichnung	Einheit	EA113	EA888 1. Generation	EA888 2. Generation	EA888 3. Generation (Power class 2)	EA888 3. Generation (Power class 3)
Hubraum	l	1.984	1.984	1.984	1.984	1.984
Hub	mm	92,8	92,8	92,8	92,8	92,8
Bohrung	mm	82,5	82,5	82,5	82,5	82,5
Hub/Bohrung	-	1.12	1.12	1.12	1.12	1.12
Zylinderabstand	mm	88	88	88	88	88
Blockhöhe	mm	220	220	220	220	220
Pleuellänge	mm	144	144	144	144	144
Kurbelwellenlager	-	5	5	5	5	5
Hauptlagerdurchmesser	mm	54	58	58	52	52
Pleuellagerdurchmesser	mm	48	48	48	47,8	47,8
Kolbenbolzen-Durchmesser	mm	k.A.	k.A.	21	23	23
Ventildurchmesser Einlass	mm	33,85	33,85	33,85	33,85	33,85
Ventildurchmesser Auslass	mm	28	28	28	28	28
Ventilhub Einlass	mm	10,7	10,7	10,7	10,7	10,7
Ventilhub Auslass	mm	10	10	6.35/10	6.35/10	6.35/11
Steuerzeiten bei 1 mm Ventilhub						
EÖ spät (1 mm Ventilhub)	°KW n. OT	28	k.A.	k.A.	30	30
ES spät (1 mm Ventilhub)	°KW n. OT	38	k.A.	k.A.	40	40
AÖ früh (1 mm Ventilhub)	°KW v. OT	28	k.A.	k.A.	49/24	59/24
AS spät (1 mm Ventilhub)	°KW v. OT	8	k.A.	k.A.	-6	-6
Verstellbereich für Einlassnockenwelle	°KW	42	40	60	60	60
Verstellbereich für Auslassnockenwelle	°KW	-	-	-	30	30
Verdichtung						
Leistung	kW bei min <sup>-1</sup>	10.5	9.6	9.6	9.6	9.3
		147 bei 5500-6000	147 bei 5100-6000	155 bei 4300-6000	165 bei 4500-6250	206 bei 5200-6500
Drehmoment	Nm bei min <sup>-1</sup>	280 bei 4700	280 bei 5000	350 bei 4200	350 bei 4200	380 bei 5200
Kraftstoffart	ROZ	98/95	95	95	95	98
Motormasse nach DIN70020 GZ	kg	152	149	k.A.	134.4	134.2
Erstbefüllmenge Öl	l	k.A.	k.A.	k.A.	5.4	6.6
Abgasnorm	-	Euro 4	Euro 4	Euro 5	Euro 6	Euro 6
Injektormassenstrom	cm <sup>3</sup> /s	k.A.	k.A.	k.A.	17.5	20
Ladungsbewegungsklappe	-	Tumble	Tumble	Drumble	Drumble	Drumble
Texhaust	°C	k.A.	k.A.	k.A.	980	1000

Tabelle 3.2: Kenndaten 2.0-Liter-TFSI-Ottomotor [18, 27, 30]

### 3.1.3 Ölkreislauf

Die Besonderheiten des Ölkreislaufs des Audi EA888 Gen. 3 (Abbildung 3.3) sind die Regelölpumpe mit verschiebbarem Außenzahnrad (Abbildung 3.4), die elektrisch schaltbaren Ölspritzdüsen, die Reduzierung der Niederdruckölstufe auf 1.5 bar und Ausweitung dieser bis  $4500 \text{ min}^{-1}$  (bei niedrigen und mittleren Lasten). Ferner wurden die Druckverluste in den Ölkanälen im Vergleich zum Vorgänger verringert.

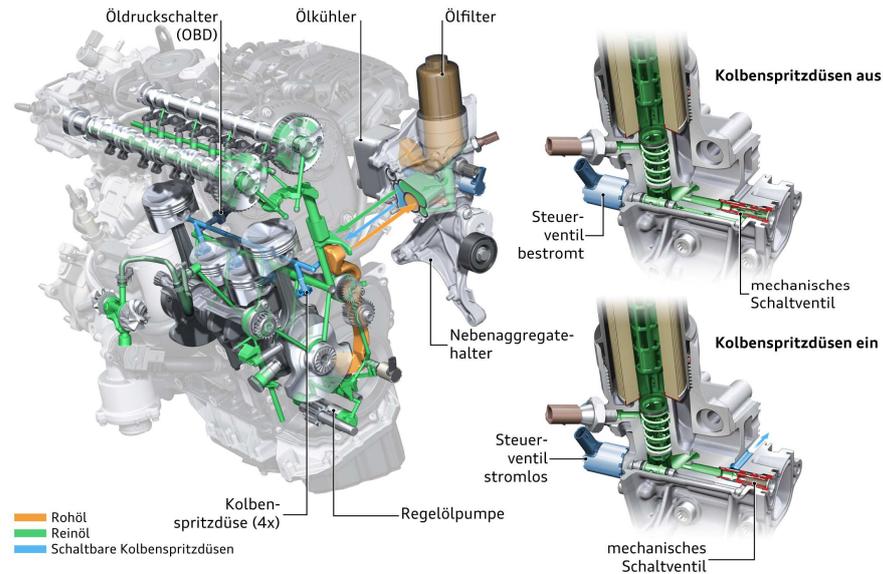


Abbildung 3.3: Ölkreislauf des EA888 Gen. 3 [25]

Die Außenzahnradölpumpe (Abbildung 3.4) wird über eine Kette von der Kurbelwelle angetrieben und kann über ein Magnetventil durch die Motorsteuerung elektrisch auf eine hohe und eine niedrige Öldruckstufe geregelt werden. Dabei wird die Ölmenge bedarfsorientiert und nicht über ein Bypass-Ventil geregelt, was zur Verbrauchsreduzierung auf Grund der geringeren Leistungsaufnahme der Ölpumpe führt. Bei unbestromtem Magnetventil, was ebenfalls den Notlaufmodus darstellt, wird auf die hohe Druckstufe geregelt, wobei der Regelkolben hierbei nur auf der Wirkfläche, welche auf der federbelasteten Seite liegt, beaufschlagt wird. Sobald das Magnetventil bestromt ist, wird der Regelkolben auf beiden Wirkflächen angeströmt und es herrscht dadurch eine andere Position des Regelkolbens. Dies regelt die niedrige Druckstufe.

Beide Förderleistungen in Abbildung 3.4 können sowohl bei aktiviertem als auch bei deaktiviertem Magnetventil benötigt werden. Dies hängt lediglich von der Drehzahl des Motors und somit der Drehzahl der Ölpumpe ab. Durch die Konstruktion mit Regelkolben regelt sich die niedere bzw. hohe Druckstufe durch den Regelkolben über der Drehzahl ein, [19, 26, 28].

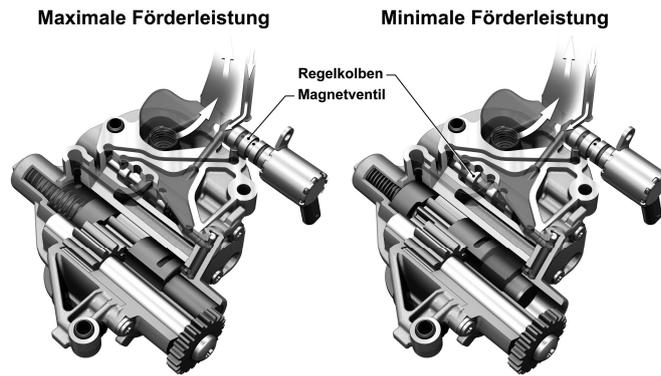


Abbildung 3.4: Regölpumpe mit verschiebbarem Außenzahnrad [28]

### 3.1.4 Aufladung

Beim Aufladesystem hatten die Entwicklungsziele gutes Ansprechverhalten, hoher Ladedruck bereits bei niedrigen Drehzahlen sowie hohe thermische Beständigkeit höchste Priorität. Das Monoscroll-Abgasturboladermodul beim EA888 Gen. 3 (Abbildung 3.5) besitzt einen elektrischen Wastegatesteller, der das Low-end-torque (LET) durch eine höhere Zuhaltkraft bei niedrigen Drehzahlen und hoher Last realisiert sowie ein besseres Ansprechverhalten bei Lastwechseln ermöglicht. Im Teillastbereich kann das Wastegate, auch als Ladedruckregelventil bekannt, durch die Motorsteuerung geöffnet werden, was auf Grund des geringeren Abgasgegendruckes zu einer Verbrauchsreduzierung führt. Im Warmlauf kann ebenso das Wastegate geöffnet werden, um somit die höhere Abgasenthalpie (Antrieb der Turbine entfällt) zu nutzen um den Katalysator schneller auf Betriebstemperatur zu bringen. Bei Lastwechseln kann der elektrisch gesteuerte Wastegatesteller schneller als ein druckgesteuerter den benötigten Ladedruck bereitstellen, was wiederum das Ansprechverhalten des Motors verbessert. Durch die bis knapp vor die Turbine getrennte Kanalführung von jeweils Zylinder eins und vier (Flut a) sowie zwei und drei (Flut b) kann die Zündfolgetrennung und somit die negative Beeinflussung der Zylinder weitestgehend vermieden werden. Die Lambdasonde vor Turbineneintritt ermöglicht eine Einzelzylindererfassung des Luftverhältnisses sowie eine frühere Freigabe der Lambdaregelung. Problematisch ist lediglich die höhere Temperaturbelastung, [25, 26].

### 3.1.5 Ladungsbewegungsklappe

Die Ladungsbewegungsklappe des EA888 der dritten Generation ist für die 1.8l und 2.0l Variante unterschiedlich ausgeführt. Ursprünglich wurde die Ladungsbewegungsklappe als Tumble-Klappe für die 1.8-Liter-Motorvariante konstruiert. Die 2.0-Liter-Motorvariante hat durch ihren größeren Hubraum andere Anforderungen an die Ladungsbewegungserzeugung. Andererseits sollte das gleiche Variable-Tumble-System (VTS) Modul mit dem gleichen Trennblech aus Kostengründen verbaut werden. Daher wurde die in Abbildung 3.6 gezeigte Drumble-Klappe verbaut. „Drumble“ ist ein Kunstwort,

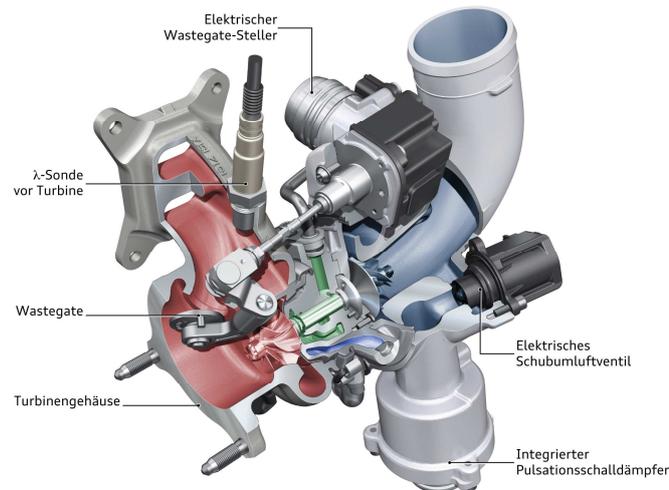


Abbildung 3.5: Turbolader des EA888 Gen. 3 [25]

welches aus der Zusammensetzung der beiden Wörter „Drall“ und „Tumble“ entsteht. Diese Klappe erzeugt neben einer Tumble-, wie dies bei der 1.8-Liter-Motorvariante der Fall ist, daher auch noch eine Drallbewegung, [19, 27].

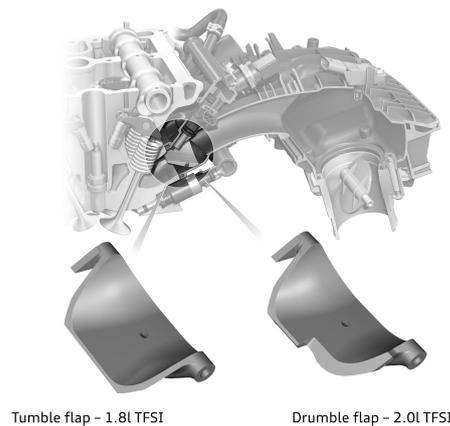


Abbildung 3.6: Unterschiedliche Ladungsbewegungsklappen des EA888 Gen. 3 [27]

### 3.1.6 Audi-Valvelift-System (AVS)

In der dritten Generation der Motorbaureihe EA888 ist das Audi-Valvelift-System (AVS), welches bereits in der zweiten Generation verbaut war, weiterhin appliziert. Audi-Valvelift-System bedeutet die Verstellmöglichkeit von Nockenkonturen, was beim EA888 Gen. 3 mit zwei Nockenkonturen auf der Auslassnockenwelle geschieht. Verstellt werden diese über zwei Aktuator pro Zylinder, die zwischen den beiden Nockenkonturen umschalten können. Durch die „kurze“ Nockenkontur haben die Auslassventile einen Öffnungswin-

kel von 180°KW und 195°KW (beide bezogen auf 1 mm Ventilhub) bei der „langen“. Rollenschlepphebel betätigen die Ventile und gleichen in Zusammenhang mit Hydrostößeln auch Veränderungen im Ventilspiel aus. Das Audi-Valvelift-System ist ein von der Fa. INA entwickeltes Schiebenockensystem. Dieses zählt zusammen mit dem Nockenwellenversteller zur Gruppe der teilvariablen Ventilsteuerung. Eine elektromechanische Ventilhubverstellung mit Nockenwellenversteller hat das größte Potential, was allerdings auch einen weitaus höheren Bauaufwand als das von der Fa. INA entwickelte System darstellt.

Die Vorteile des Schiebenockensystems lauten:

- vergrößerter Temperaturfunktionsbereich
- beliebige Ventilerhebungen sind durch die verschiedenen Nockenkonturen möglich
- jederzeit einsatzbereit auf Grund der Unabhängigkeit vom Ölkreislaufs durch die elektrisch betätigten Aktuatoren
- zwangsgesteuerte Nockenkonturumschaltung innerhalb einer Nockenwellenumdrehung
- zylinderindividuelles Umschalten der Nockenkonturen
- Ventilhubvariation durch unterschiedliche Kontur der Nocken
- geringe bewegte Massen
- Flexibilität gegenüber der Anforderungen verschiedenster, auch alternativer, Brennvorfahren

Beim Audi EA888 Gen. 3 ist die zylinderindividuelle Umschaltung nicht umgesetzt. Der Grund des Einsatzes des AVS besteht darin, dass die Zündfolgetrennung bei Vierzylinder Turbomotoren von immenser Bedeutung bezüglich des im unteren Drehzahlbereichs erzielbaren maximalen Drehmoments ist. Zündfolgetrennung bedeutet das Verhindern der gegenseitig negativen Beeinflussung von Abgasströmungen der zu unterschiedlichen Zeiten gezündeten Zylinder. Im Falle des Viertakt-Reihen-Vierzylinders mit einer Zündfolge von 1-3-4-2 im Abstand von 180°KW beeinflussen sich die in der Zündfolge am nächsten zueinander liegenden Zylinder am meisten. Daher werden beim EA888 Gen. 3 einerseits die Zylinder 1 und 4 sowie 2 und 3 bis kurz vor den Eintritt in den Monoscroll-Turbolader jeweils getrennt voneinander geführt und andererseits das AVS mit Nockenwellenverstellern eingesetzt. In Abbildung 3.7 kann man den Unterschied zwischen einer Konfiguration mit und ohne Zündfolgetrennung erkennen. Ohne Zündfolgetrennung erhält man das maximale Drehmoment, wenn keine Ventilüberschneidung von Aus- und Einlassventil vorliegt. Bei negativer Ventilüberschneidung macht entweder das Auslassventil zu früh zu oder das Einlassventil zu spät auf. Beides resultiert in einer Vergrößerung der Ladungswechselerarbeit. Bei positiver Ventilüberschneidung strömt Restgas durch den Vorauslassstoß des in der Zündreihenfolge nächsten Zylinders in den auf Ein- und Auslassseite offenen Zylinder. Durch das heiße Restgas wird die zur Verbrennung

verfügbare Luftmasse reduziert, was sich wiederum in einem geringeren Drehmoment bzw. in einer erhöhten Klopfneigung niederschlägt. Sobald eine Zündfolgetrennung realisiert wird, steigt das Drehmoment mit vergrößerter Ventilüberschneidung an. Dies gilt allerdings nur für einen turboaufgeladenen Motor mit Direkteinspritzung in dem in Abbildung 3.7 dargestelltem Ausmaß. Ausschlaggebend dafür ist der durch den Verdichter zur Verfügung gestellte Ladedruck, der das Restgas im Zylinder durch Frischgas ersetzt.

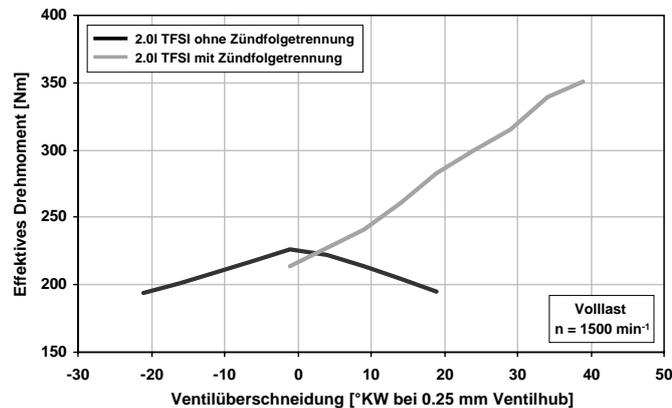


Abbildung 3.7: Druckverläufe ohne/mit Zündfolgetrennung [50]

In Abbildung 3.8 sind oben die ein- und auslassseitigen Druckverläufe ohne AVS und unten mit AVS bei  $1000 \text{ min}^{-1}$  und Volllast dargestellt. Bei der Anordnung mit AVS ist ersichtlich, dass während der Ventilüberschneidung der Voraussstoß des in der Zündreihenfolge nachfolgenden Zylinder das Restgas zurück in den Zylinder drückt. Durch Verwendung von AVS kann auf die „kurze“ Nockenkontur umgestellt werden. Dies verringert die Öffnungsdauer des Auslassventils bei identem „Auslass schließen“, womit der Auslassstoß des in der Zündreihenfolge nachfolgenden Zylinders zu späteren Kurbelwinkelbereichen verlegt wird. Der Druck im Einlass liegt über dem im Auslass und der Zylinder kann mit Frischgas durchgespült werden. Somit kann die Ventilüberschneidung erhöht werden, was zur bereits oben erwähnten Drehmomentenerhöhung führt, [19, 35, 50].

### 3.1.7 Nockenwellenversteller

Bei der neuen Motorbaureihengeneration wurde zusätzlich zum einlassseitigen Nockenwellenversteller auch ein auslassseitiger appliziert. Dadurch erhöhen sich zusammen mit dem Audi-Valvelift-System die Möglichkeiten des Ladungswechsels. Daraus ergeben sich die Steuerzeiten wie sie in Tabelle 3.3 abgebildet sind. Durch diese verbesserten Gestaltungsmöglichkeiten werden der Verbrauch, das Ansprechverhalten sowie der Low-end-torque-Bereich verbessert, [19, 50].

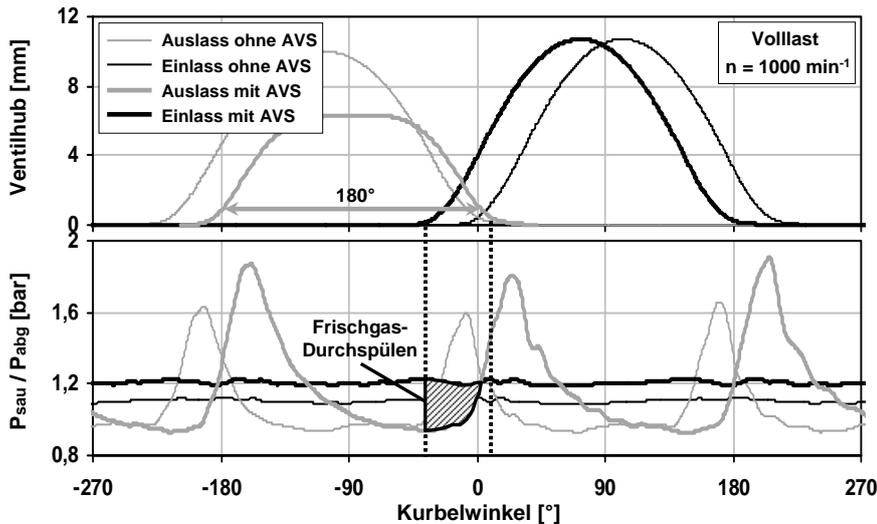


Abbildung 3.8: Druckverläufe ohne/mit Audi-Valvelift-System [50]

	Einlass		Auslass	Normalhub	AVS Hub
frühes Öffnen	°KW n. OT	-30	°KW n. UT	-39	-24
spätes Öffnen	°KW n. OT	30	°KW n. UT	6	6
frühes Schliessen	°KW n. UT	-20	°KW n. OT	-24	-24
spätes Schliessen	°KW n. UT	40	°KW n. OT	6	6
Spreizung	°KW n. OT	65 bis 125	°KW n. OT	-121.5 bis -91.5	-114 bis -84
Verstellbereich	°KW	60	°KW	30	30
Öffnungsbereich	°KW	190	°KW	195	180

Tabelle 3.3: Steuerzeiten des Audi EA888 Gen. 3 [19, 26]

### 3.1.8 Gemischbildung und Brennverfahren

Die Gemischbildung erfolgt mittels eines Hochdruckdirekt- sowie Saugrohreinspritzsystems. Der maximale Raildruck des Hochdruckdirekteinspritzsystems beträgt knapp über 200 bar und wird von der Hochdruckpumpe, welche über die Auslassnockenwelle angetrieben wird, erzeugt. Die 6 bar des Saugrohreinspritzsystems werden über einen Spülanschluss durch diese Hochdruckpumpe hindurch erzeugt. Die Saugrohreinspritzdüsen sind im Variable-Tumble-System (VTS), wie in Abbildung 3.9 dargestellt, integriert. Die korrekte Einspritzmenge der Saugrohreinspritzdüsen wird mit Hilfe des Niederdrucksensors ermittelt. Der EA888 Gen. 3 besitzt keine Luftmassenmessensoren sondern stellt das Luftverhältnis über den p/n-Sensor ein, der den Druck im Sammler ermittelt und somit abhängig von der Drehzahl die gewünschte Einspritzmengen für Direkt- als auch Saugrohreinspritzung durch die Motorsteuerung ermittelt. Die grundsätzliche Überlegung, zwei vollwertige Einspritzsysteme zu verwenden geht vom Gedanken des „Global engine“ aus. Dieser soll die zukünftigen strengeren Abgasvorschriften wie in Europa Euro 6 vor allem bezüglich Partikelanzahl und -masse erfüllen. Durch dieses duale Einspritzsystem ergeben sich für die unterschiedlichen Betriebspunkte und Betriebszustände unter

Berücksichtigung von Kriterien wie Wirkungsgrad, Klopfverhalten, Emissionen, Wandbenetzung, Kraftstoffeintrag und Laufruhe ein breites Spektrum an Möglichkeiten. Die Betriebsmodi werden anschließend kurz vorgestellt, [26]:

- Beim Kaltstart und Warmlauf bei höheren Lasten wird die dreifache Direkteinspritzung gewählt, um somit hauptsächlich die Partikelemissionen in dieser emissionskritischen Phase zu minimieren.
- Im Warmlauf und beim Heizen des Katalysators wird die zweifache Direkteinspritzung eingesetzt, was eine erhöhte Laufruhe bei geringen Emissionen ermöglicht.
- Im betriebswarmen Zustand gibt es drei verschiedene Betriebsmodi. Der erste ist die Saugrohreinspritzung bei moderaten Mitteldrücken. Bei erhöhter Mitteldruckanforderung wird zunächst auf die zweifache Direkteinspritzung und schlussendlich bis zur Vollast auf die einfache Direkteinspritzung gewechselt.

Direkt- und Saugrohreinspritzung werden allerdings niemals gleichzeitig aktiviert.

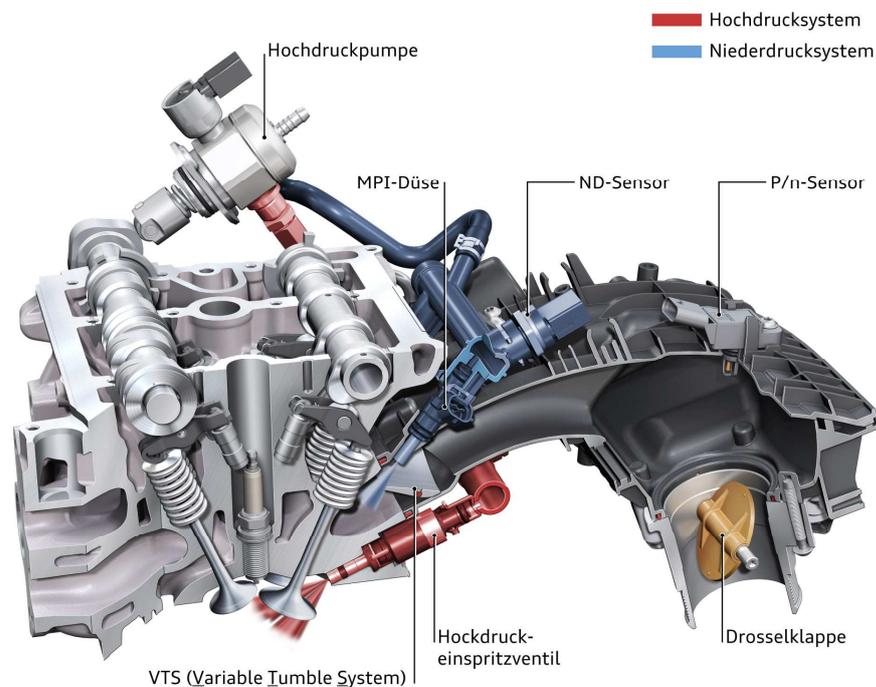


Abbildung 3.9: Gemischbildung des EA888 Gen. 3 [25]

#### 3.1.9 Wärmemanagementmaßnahmen

Anschließend werden die wichtigsten, im Audi EA888 Gen. 3 umgesetzten, Wärmemanagementmaßnahmen vorgestellt.

### Zylinderkopf mit integrierter Abgaskühlung/-führung

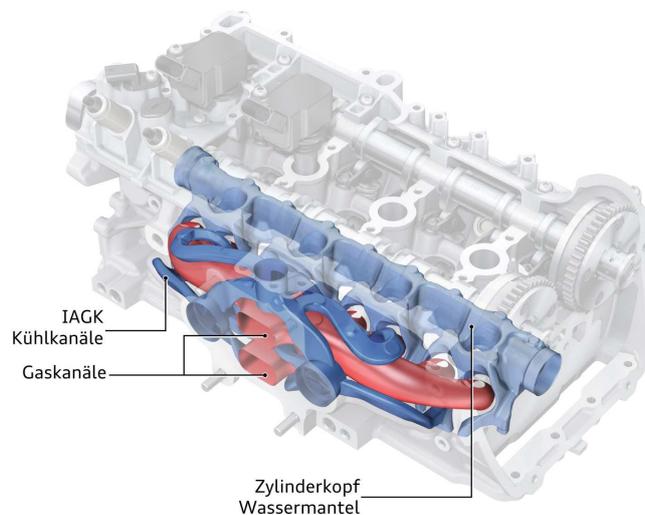


Abbildung 3.10: Zylinderkopf mit integrierter Abgaskühlung des EA888 Gen. 3 [25]

Der neu entwickelte Zylinderkopf mit integrierter Abgaskühlung bzw. -führung (Abbildung 3.10) hat wesentliche Vorteile:

- Der Turbolader kann ohne Abgaskrümmer direkt am Zylinderkopf montiert werden. Dadurch wird die Gesamtmasse von Zylinderkopf, Turbolader und Zylinderkopf reduziert.
- Im Warmlauf kann die Abgasenthalpie zur schnelleren Erwärmung des Kühlmittels auf die gewünschte Betriebstemperatur genutzt werden. Somit reduziert sich die Warmlaufphase, damit die Emissionen und der Kraftstoffverbrauch.
- Im betriebswarmen Zustand muss bei Volllast weniger angefettet werden, da nun das Kühlmittel den warmen Abgasstrom abkühlt. Bei konventionellen Systemen mit Abgaskrümmer kann hier die Abgaswärme bloß durch Konvektion und Strahlung an die Luft und nicht an das Kühlmittel abgegeben werden. Die Abkühlung des Abgasstromes ist auf Grund der thermischen Bauteilbelastung des Turboladers notwendig. Zwar kann durch Materialoptimierung der Turbine eine Erhöhung der maximal zulässigen Abgastemperatur erreicht werden, was allerdings zu erhöhten Kosten führt. Durch den Verzicht der Volllastanfettung werden abermals der Emissionsausstoß sowie der Kraftstoffverbrauch reduziert.

Als nachteilig für dieses Konzept des Zylinderkopfes mit integrierter Abgaskühlung bzw. -führung sind das aufwändigere Gießverfahren, die höhere thermische Belastung des Zylinderkopfes und die größere Wärmemenge die das Kühlmittel abführen muss zu nennen. Besonders kritisch ist im Extremfall ein negativer Lastsprung von hoher Last

und Drehzahl zu Leerlauf oder gar zu abgestelltem Motor. Hierbei sinkt die Motordrehzahl und somit die Kühlmittelpumpendrehzahl, was wiederum zu einem geringeren Volumenstrom und Druck des Kühlmittels führt. Die im Zylinderkopf gespeicherte Wärme muss trotzdem vom Kühlmittel abgeführt werden, was zu einer erhöhten Siedegefahr führt. Weiters dauert mit diesem Zylinderkopf die Energieumsetzung des Kraftstoffes etwas länger, was durch eine erhöhte Tumblebewegung durch die Neukonstruktion des Variable-Tumble-Systems (VTS) ausgeglichen wurde, [19].

### Wärmemanagementmodul

Die Darstellung des Motorkühlmittelkreislaufs ist in Abbildung 3.11 zu sehen. Besondere Erneuerungen sind das Wärmemanagementmodul (Abbildung 3.12), die elektrische Zusatzwasserpumpe, die für Heizungsanforderungen im Warmlauf sowie für das Durchströmen eines Teils des Kühlmittelkreislaufes nach Abstellen des Motors verantwortlich ist. Die Kühlmittelpumpe ist in das Wärmemanagementmodul integriert und wird durch einen Riemen von der Ausgleichswelle angetrieben.

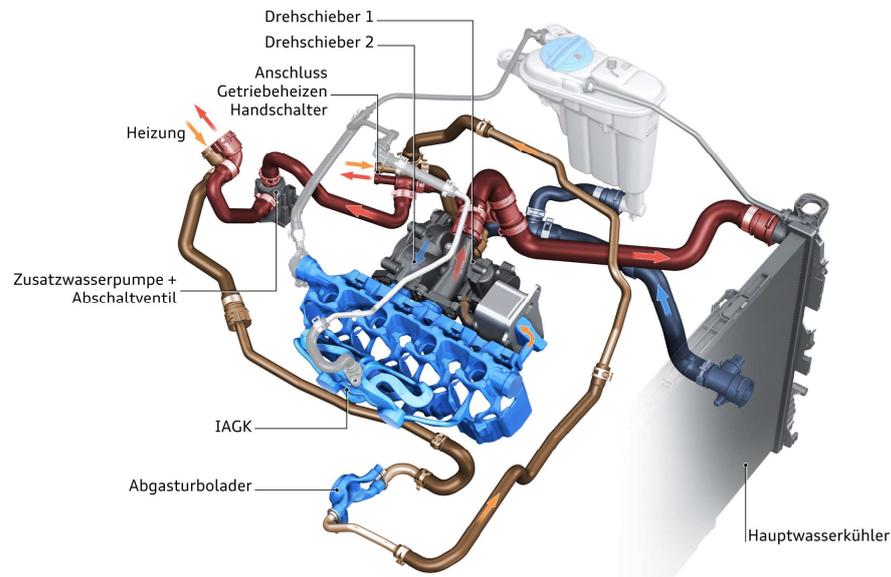


Abbildung 3.11: Kühlmittelkreislauf des EA888 Gen. 3 [25]

Der Kühlmittelstrom des Wärmemanagementmoduls in Abbildung 3.12 wird durch einen Elektromotor mit Schneckenverzahnung über zwei Drehschieber geregelt. Drehschieber 1 und 2 sind über eine Triebstockverzahnung miteinander verbunden. Durch dieses Wärmemanagementmodul ist je nach Betriebspunkt die Kühlmitteltemperatur vollvariabel zwischen ca. 85 °C und 105 °C einstellbar. Die Kühlmitteltemperaturwahl ist hauptsächlich abhängig von Drehzahl und Last. So wird im niedrigen Drehzahl- und Lastbereich eine hohe Kühlmitteltemperatur gewählt, im hohen eine niedrigere Kühlmitteltemperatur. Dadurch soll der Zielkonflikt optimale Verbrennungslage, sowie geringe

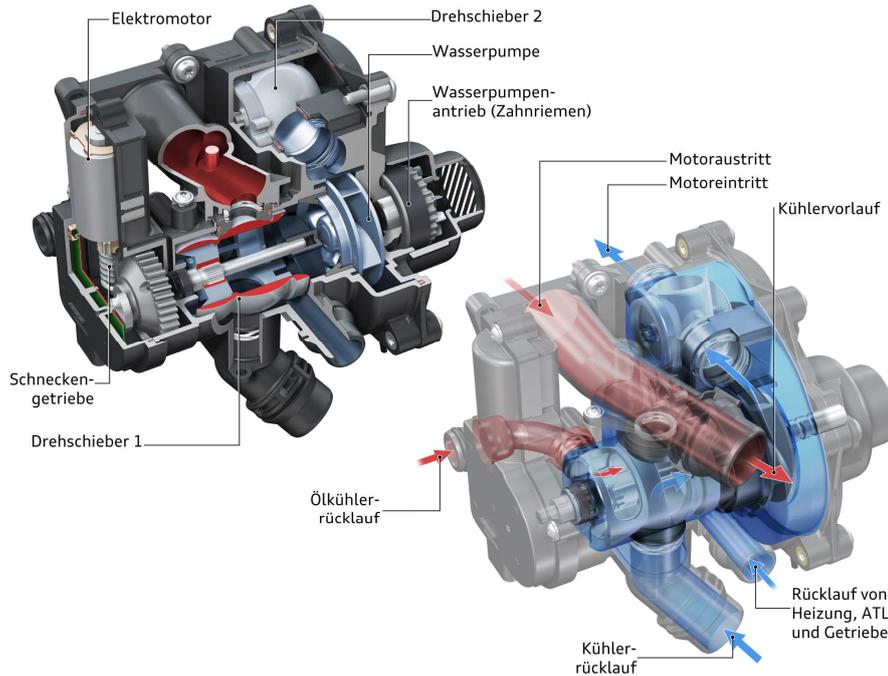


Abbildung 3.12: Wärmemanagementmodul des EA888 Gen. 3 [25]

Verluste verbessert werden. Das Wärmemanagementmodul wurde am Prüfstand analysiert, wobei über die VCDS-Software die Stellung des Drehschiebers 1 ausgelesen werden konnte. Weiters wurde der Kühlmitteldurchfluss, die Temperaturen von Ein- und Austritt des Kühlmittels aus dem Zylinderkopf sowie die Öltemperatur im Hauptölkanal berücksichtigt. Somit konnte eine gute Aussage über die Funktionsweise dieses Moduls gemacht werden (Tabelle 3.4).

#	Stellung des Drehschieber 1 lt. VCDS / °	Drehschieber 1 / %	Drehschieber 2 / %	Beschreibung
1	164	0	0	Kühlmittel steht im gesamten Motor
2	135 bis 89	0 bis 100	min	Kühlmittel-Öl-Wärmetauscher wird durchströmt
3	89 bis 0	100	min bis 100	Kühlmitteldurchfluss durch Motor

Tabelle 3.4: Verschiedene Stellmöglichkeiten des Wärmemanagementmoduls

Beim Kaltstart wird zunächst der Kühlmittelfluss in Zylinderkopf durch den Drehschieber 2 komplett verhindert. Sobald sich die Kühlwassertemperatur auf einem bestimmten Niveau befindet, gibt der Drehschieber 2 einen minimalen Kühlmittelstrom in den Zylinderkopf frei. Bei weiterem Kühlmitteltemperaturanstieg öffnet der Drehschieber 1 den Querschnitt zum Durchströmen des Kühlwasser-Öl-Wärmetauschers kontinuierlich weiter. Nachdem der Querschnitt komplett geöffnet ist, beginnt sich der Drehschieber 2 weiter zu öffnen und ermöglicht somit den vermehrten Eintritt des Kühlmittels in

den Zylinderkopf. Durch diese Aufwärmstrategie des Motors in Zusammenhang mit der in den Zylinderkopf integrierten Abgaskühlung/-führung und dem Wärmenagementmodul wird das Kühlmittel schneller als bei konventionellen Systemen auf die gewünschte Betriebstemperatur gebracht, [19].

#### **Kolbenspritzdüsen**

Die Kolbenspritzdüsen werden beim EA888 Gen. 3 erstmals elektronisch über ein Magnetventil durch die Motorsteuerung angesteuert. Im Notlaufmodus, bei dem das Magnetventil unbestromt ist, sind die Kolbenspritzdüsen aktiviert. In Abbildung 3.3 ist die Funktionsweise der Kolbenspritzdüsen dargestellt. Im bestromten Zustand des Magnetventils wird der Steuerkanal freigegeben, der den Ölfluss auf die Wirkfläche der Rückseite des mechanischen Schaltventils ermöglicht. Dadurch versperrt dieses Schaltventil den Ölfluss aus den Kolbenspritzdüsen. Sobald das Magnetventil unbestromt ist, wird der Steuerkanal verschlossen und das mechanische Schaltventil gibt den Ölflusskanal zum Kolbenspritzventil frei, [19].

## **3.2 BMW 2.0-Liter-TVDI-N20**

Bestandteil bereits abgeschlossener Diplomarbeiten war die Untersuchung der Reibung und der thermodynamischen Eigenschaften des 2.0-Liter-TVDI-Motors der Motorbaureihe N20 von BMW. Der BMW 2.0-Liter-TVDI-N20 ist ein 2.0-Liter-Ottomotor mit Direkteinspritzung und Abgasturboaufladung sowie einer einlassseitigen vollvariablen Ventilsteuerung, um den normalerweise für einen konventionellen Ottomotor hohen Ladungswechselverlust im Teillastbereich zu verringern. Die wichtigsten Kenndaten sind in Tabelle 3.5 aufgelistet.

Die wichtigsten Unterschiede zwischen dem Audi EA888 der dritten Generation und dem BMW N20 sind in Tabelle 3.6 dargestellt.

Bezeichnung	Einheit	Untere Leistungsstufe	Obere Leistungsstufe
Hubraum	l	1.995	1.995
Hub	mm	90	90
Bohrung	mm	84	84
Hub/Bohrung	-	1.07	1.07
Zylinderabstand	mm	91	91
Blockhöhe	mm	221.35	221.35
Pleuellänge	mm	144.35	144.35
Kurbelwellenlager	-	5	5
Hauptlagerdurchmesser	mm	50	50
Pleuellagerdurchmesser	mm	50	50
Kolbenbolzen-Durchmesser	mm	22	22
Ventildurchmesser Einlass	mm	32	32
Ventildurchmesser Auslass	mm	28	28
Ventilhub Einlass	mm	9.9	9.9
Ventilhub Auslass	mm	9.3	9.3
Steuerzeiten bei 1 mm Ventilhub			
Verstellbereich für Einlassnockenwelle	°KW	70	70
Verstellbereich für Auslassnockenwelle	°KW	55	55
Verdichtung	-	10	11
Leistung	kW bei $\text{min}^{-1}$	135 bei 5000	180 bei 5000
Drehmoment	Nm bei $\text{min}^{-1}$	270 bei 1250-4800	350 bei 1250-4800
Kraftstoffart	ROZ	95	95
Motormasse nach DIN70020 GZ	kg	138	138
Erstbefüllmenge Öl	l	-	-
Abgasnorm	-	Euro 5	Euro 5

Tabelle 3.5: Kenndaten 2.0-Liter-TVDI-N20 [44]

Die Absenkung der Drehzahl des maximalen Drehmoments ist bei den Motoren unterschiedlich gelöst. Der N20 verwendet einen Twinscroll-Abgasturbolader, bei dem die Flutentrennung bis in die Turbine erfolgt. Die Zündfolgentrennung beim EA888 erfolgt durch eine Flutentrennung zwischen den ladungswechselfähig störenden Zylindern bis kurz vor dem Monoscroll-Abgasturbolader und dem Audi-Valvelift-System (AVS). Die Funktionsweise wurde bereits im Abschnitt 3.1.6 erläutert. Beide Systeme verbuchen ähnliche Gewinne im Low-end-torque, [44].

	Audi EA888 Gen. 3	BMW N20
1.8l	320 Nm bei 1500-3700 min <sup>-1</sup> 125 kW bei 3800-6200 min <sup>-1</sup>	
2.0l Untere Leistungsstufe	350 Nm bei 1500-4200 min <sup>-1</sup> 165 kW bei 4500-6250 min <sup>-1</sup>	270 Nm bei 1250-4800 min <sup>-1</sup> 135 kW ab 5000 min <sup>-1</sup>
2.0l Obere Leistungsstufe	350 Nm bei 1800-5200 min <sup>-1</sup> 206 kW bei 5200-6500 min <sup>-1</sup>	350 Nm bei 1250-4800 min <sup>-1</sup> 180 kW ab 5000 min <sup>-1</sup>
Kolbenlauffläche	Kolbenschliff mit Kolbenhemdbeschichtung mit Nanopartikeln	Laufflächenbeschichtung mittels Lichtbogendrahtspritzen
Generator	intelligente Regelung	intelligente Regelung mit Fokus auf Schubphasenbetrieb
Wärmemanagementmaßnahmen	Wärmemanagementmodul mit konventioneller Wapu und elektr. Hilfs-Wapu	Thermostat mit elektr. Wapu
Motorölpumpe	volumeneregelte Aussen Zahnradpumpe mit 2 Druckstufen	volumeneregelte Pendelschieberpumpe mit bedarfsgerechtem Öl-Druck
Ladungsbewegungsklappe	1.8l: Tumble; 2.0l: Drumble	-
Ventilsteuerung Einlass	Verstellwinkel: 60 °KW	vollvariable Ventilsteuerung mit Verstellwinkel: 70 °KW
Ventilsteuerung Auslass	Verstellwinkel: 30 °KW mit AVS	Verstellwinkel: 55 °KW
Einspritzung	Saugrohr- und Direkteinspritzung	Direkteinspritzung
DI-Injektorlage	seitlich	zentral
LET-Drehzahlreduzierung	AVS und Flutentrennung bis kurz vor dem Monoscroll-ATL	Twinscroll-ATL und Scavenging
Abgaskrümmen	integrierte Abgasführung im Zylinderkopf	Blechschaalenbauweise mit Luftspaltisolierung
Ladedruckregelventil	elektr. betätigtes Wastegate	pneumatisch betätigtes Wastegate

Tabelle 3.6: Audi EA888 vs. BMW N20 [19, 26, 27, 44]

## 4 Aufbau am Motorprüfstand

In diesem Kapitel wird vom Ausbau des Motors aus dem Fahrzeug über die Sensorapplizierung bis hin zum Aufbau am Motorprüfstand berichtet.

### 4.1 Motorausbau aus dem Fahrzeug

Als Basis diente ein Audi A5 mit dem 1.8-Liter-TFSI-Ottomotor. Bei diesem wurde im ersten Schritt der Verbrennungsmotor mit Hilfsaggregaten und Motorsteuerung demonstriert.

### 4.2 Sensorapplikation

Zur Erfassung der relevanten Kenngrößen wurden etliche Sensoren am Motor und seiner Peripherie appliziert.

#### 4.2.1 Sensoren im Zylinderkopf

Der Zylinderkopf wurde in vielfältiger Hinsicht für die messtechnischen Anforderungen bei diesem Projekt modifiziert. Es wurde jeder der vier Zylinder mit Gewindebohrungen für die Applizierung von Drucksensoren zur Indizierung des Brennraumdruckes versehen. In Abbildung 4.1 sieht man diese vier Bohrungen von Zylinder 1 bis 4. Dabei musste einerseits darauf geachtet werden, dass die Drucksensoren tief genug eingeschraubt werden, da ansonsten Pfeifenschwingungen und eine Änderung des Kompressionsvolumens entstehen können. Andererseits bewirkt eine plan abschließende Verschraubung der Front des Drucksensors eine zu hohe thermische Belastung für denselben. Eine korrekte Einschraubtiefe der Drucksensoren war daher von essentieller Bedeutung. Die elektrischen Anschlüsse sowie die Kühlleitungen der Drucksensoren wurden nach oben über ein Rohr durch den Zylinderkopf und Zylinderkopfdeckel geführt. Darüber hinaus wurde die Abgasführung von Zylinder 4 in der Nähe des Auslasses mit einer Temperaturmessstelle (c in Abbildung 4.2), einer langsamen Druckmessstelle (b in Abbildung 4.2) sowie einer Indizierdruckmessstelle (a in Abbildung 4.2) versehen.

Weiters wurden Bauteiltemperaturmessstellen am Flansch des Zylinderkopfes mit dem Turboladermodul realisiert. Dafür wurde auf die Trennfläche zylinderkopfseitig zwischen der Abgasführung von Zylinder 1 und 4 sowie 2 und 3 eine 1.5 mm breite Nut gefräst (a in Abbildung 4.3), in die anschließend ein 1.5 mm Thermoelement Typ K verklebt wurde. Damit konnte die Stegtemperatur zwischen den beiden Abgasführungen ermittelt werden. An der Außenlage des Turboladerflansches wurde eine Bohrung mit Durchmesser 1.5 mm verwirklicht, in die ebenfalls ein 1.5 mm Thermoelement Typ K verklebt wurde.

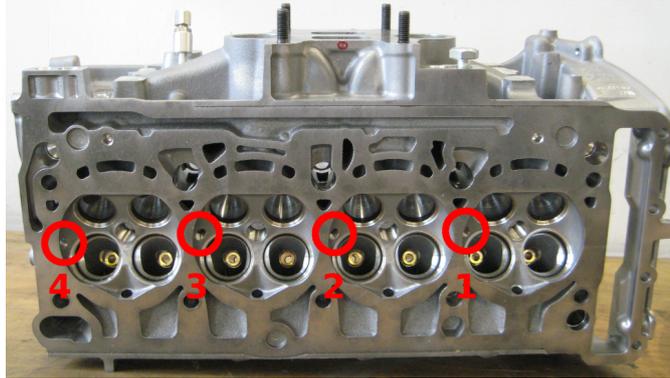


Abbildung 4.1: Bohrungen im Zylinderkopf für die Zylinderdruckindizierung

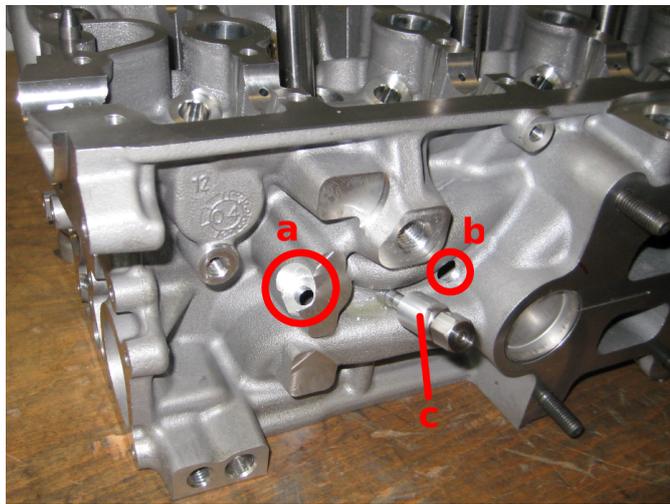


Abbildung 4.2: Modifizierte integrierten Abgasführung für die Sensorapplikation

### 4.2.2 Katalysatornahe Sensoren

In Katalysatornähe wurden eine Vielzahl an Sensormessstellen realisiert. Direkt vor dem Katalysator, der aus zwei Dünnwandkeramikmonolithen mit Edelmetallbeschichtung besteht, befinden sich eine Temperaturmessstelle  $T_{40}$ , eine Druckmessstelle  $p_{40}$  sowie eine Entnahmestelle für die Abgasmessung vor dem Katalysator für AVL APC und AVL AMA i60. Im ersten Keramikmonolithen wurde eine Bohrung bis ins Zentrum des selbigen durchgeführt um anschließend einen Temperatursensor  $T_{41a}$  zu applizieren. Das selbe Prozedere wurde für die Temperaturmessstelle  $T_{41b}$  zwischen den beiden Keramikmonolithen angewendet. Nach dem Katalysator gibt es weitere vier Messstellen, die Temperaturmessstelle  $T_{42}$ , die Druckmessstelle  $p_{42}$ , eine Messstelle für die Breitbandlambdasonde und eine Messstelle für die Abgasmessung nach dem Katalysator für die AMA i60.

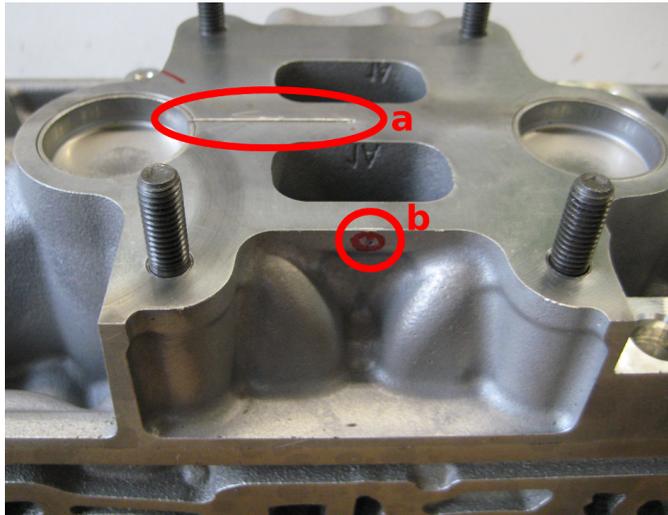


Abbildung 4.3: Modifizierung für Bauteiltemperaturmessungen des Stegs und der Außenlage des Turboladerflansches

### 4.3 Motorprüfstandskomponenten

In den folgenden Unterkapiteln werden die wichtigsten Komponenten des Motorprüfstands erläutert.

#### 4.3.1 Belastungsmaschinen

Am Prüfstand ist die serielle Anordnung einer passiven mit einer aktiven Belastungsmaschine vorzufinden. Diese Anordnung wird auch als Tandemanordnung bezeichnet und stellt eine Konfiguration dar, welche einen dynamischen Motorprüfstand darstellt. Die passive Belastungsmaschine ist die Wirbelstrombremse FE 600 SD der Marke Borghi & Saveri. Die aktive Belastungsmaschine ist eine Asynchronmaschine der Marke ABB mit einer maximal möglichen Belastung und Antriebsleistung von knapp 50 kW und einer maximal zulässigen Drehzahl von  $8000 \text{ min}^{-1}$ . Die serielle Anordnung ermöglicht die Kombination einer hohen maximal möglichen Belastung im gefeuerten Betrieb sowie den Betrieb des Verbrennungsmotors im geschleppten Zustand mit der Asynchronmaschine, [15].

### 4.4 Konditionieranlagen

Bei den Messungen sind Wiederholbarkeit und Vergleichbarkeit von entscheidender Bedeutung. Daher müssen reproduzierbare Zustände hergestellt werden, was ebenso für alle Fluide in einem Verbrennungsmotor gilt. Die schematische Darstellung der folgenden Konditionieranlagen wurde mit den Schaltzeichen der Fluidtechnik lt. DIN ISO 1219 verwirklicht, [15].

#### 4.4.1 Kühlmittelkonditionieranlage

Mit der Kühlmittelkonditionieranlage kann die Kühlmitteltemperatur geregelt werden. Es ist ein Betrieb sowohl mit als auch ohne motoreigener Kühlmittelpumpe möglich.

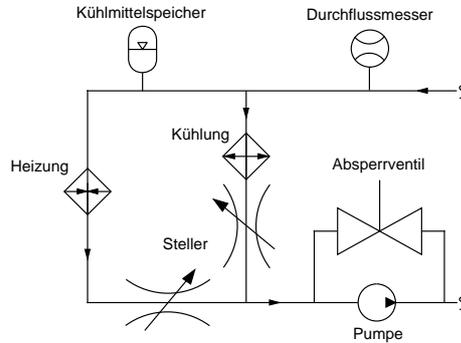


Abbildung 4.4: Kühlmittelkonditionieranlage

#### 4.4.2 Ölkonditionieranlage

Bei den Schleppmessungen war die Einhaltung der Öltemperatur und des Öldrucks von immenser Bedeutung, da diese starken Einfluss auf die Reibung haben. In der verwendeten Ölkonditionieranlage wird zuerst Kühlwasser auf ein bestimmtes Temperaturniveau gebracht, welches über einen Wärmetauscher an das Öl übertragen wird.

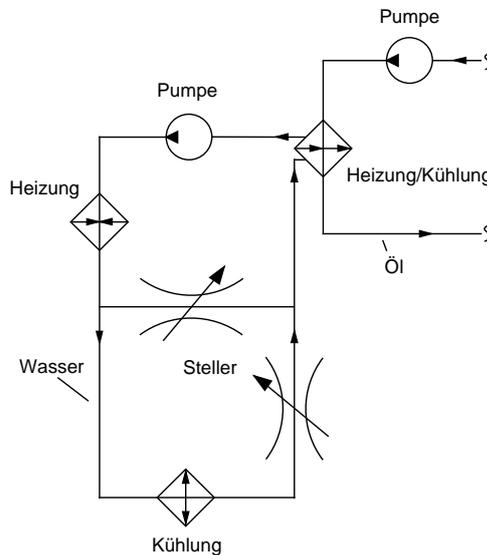


Abbildung 4.5: Ölkonditionieranlage

### 4.4.3 Ladeluftkonditionieranlage

Für die Ladeluftkühlung wurde ein Ladeluftkühler der Marke Bowman, Modell FG100-4075-2 gewählt. Bei der gewählten Konfiguration war lediglich eine Wärmeübertragung der Ladeluft mit dem von der Haustechnik zur Verfügung gestellten Wasser mit ca. 20 °C über einen Wärmetauscher möglich. Daher war es nicht möglich, die Ladeluft zu heizen.

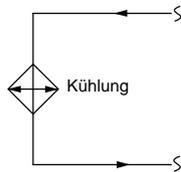


Abbildung 4.6: Ladeluftkonditionieranlage

### 4.4.4 Kraftstoffkonditionieranlage

Das Massendurchflussmessgerät, welches nach dem Coriolismessprinzip arbeitet, ist ein wichtiger Bestandteil der Kraftstoffkonditionieranlage und ist für die Energiebilanz unerlässlich. Die Anlage arbeitet nur mit einem Kraftstoffvorlauf, jedoch ohne -rücklauf. Der Kraftstoff, der mit einem Druckregelventil auf einen bestimmten Druck geregelt wird, wird stets im Kreis gepumpt und erwärmt sich somit. Deswegen ist ein Kraftstoff-Haustechnikwasser-Wärmetauscher für die Kühlung des Kraftstoffs erforderlich.

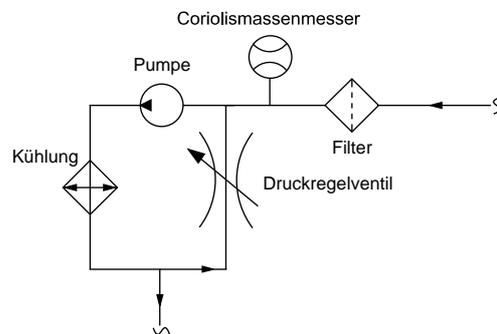


Abbildung 4.7: Kraftstoffkonditionieranlage

## 4.5 Messtechnik

### 4.5.1 Prüfstandssoftware

In diesem Abschnitt wird die verwendete Prüfstandssoftware kurz vorgestellt.

### **Tornado**

Die Steuerung des Prüfstands mit Echtzeit-Messdatenerfassung sowie die Aufzeichnung der relevanten Messdaten wurde mit der Software Tornado Version 3.3 Build 235.72.0.0 der Fa. Kristl, Seibt & Co auf einem handelsüblichen Computer mit Microsoft Windows realisiert. Tornado besteht aus einem Designer und einer Runtime. Der Designer dient zur Konfiguration des GUI, der Messprogramme und Messdatenspeicherformate sowie der Einbindung von Sensoren und Messeinrichtungen. Die Runtime ist die eigentliche Steuerungs- und Überwachungssoftware des Motorprüfstands und der zugehörigen Infrastruktur während des laufenden Prüfstandsbetriebs. Mit ihr können ebenso Sensoren kalibriert werden und alle zuvor im Designer konfigurierten Sektionen genutzt werden, [31].

### **IndiCom**

IndiCom ist eine Software der AVL zur Verbrennungsanalyse, Überwachung der Datenverarbeitung und -auswertung. Die grafische Oberfläche zeigt dabei einen Echtzeitverlauf der gemessenen Signale über dem Kurbelwinkel. IndiCom 2011 v2.3, build 116 wurde auf dem Prüfstand für die Überwachung und Erfassung kurbelwinkelbezogener Messgrößen, der Indizierdaten, wie Saugrohrdruck, Einspritzsignal, Zündsignal, Zylinderdruck und Abgasgegendruck verwendet. An Hand dieser Messgrößen konnten weitere Kenngrößen des Heizverlaufs und des Ladungswechsels ermittelt werden. Die Messdaten werden über eine Schnittstelle an Tornado übergeben. Sie wurden in Zehntel Grad des Kurbelwinkels aufgelöst, was bei einer maximalen Motordrehzahl von  $6500 \text{ min}^{-1}$  einer Abtastrate von 390 kHz pro Messsignal entspricht, [9].

### **VCDS**

Da von Seiten des Fahrzeugherstellers kein Support vorhanden war, wurde die serienmäßig verbaute Motorsteuerung über den CAN-Bus (OBD II) mit Hilfe des USB-Diagnosetools und der Software VCDS (**V**olkswagen **A**G **C**OM **D**iagnose **S**ystem) Version 11.11.3 der Fa. Ross-Tech ausgelesen. Mit dieser Software ist außer dem Auslesen von motorrelevanten Messdaten auch der Lese- und Schreibzugriff auf den Fehlerspeicher sowie Stellglieddiagnosen möglich. Die Anzahl der auszulesenden Werte ist auf zwölf beschränkt und wird sequentiell mit einer Abtastrate von ca. 0.5 Hz im Normal-Modus angezeigt, [42]. Je nach Messprogramm wurden bis zu 12 der nachfolgenden Variablen aufgezeichnet:

- AVS Ventilhubstellung / I/O
- Kraftstoffhochdruck / bar
- Kraftstoffniederdruck / bar (nur im gefeuerten Betrieb)
- Kühlmitteltemperatur / °C (nur im geschleppten Betrieb)
- Ladedruckregelventil / %

- Ladungsbewegungsklappen / I/O
- Mittlere Motorluftmasse / kg/h
- Motordrehzahl /  $\text{min}^{-1}$
- Nockenwellenverstellung Auslass /  $^{\circ}$
- Nockenwellenverstellung Einlass /  $^{\circ}$
- Stellelement für Motortemperaturregelung /  $^{\circ}$
- Lambdasonde / -
- Kolbenkühlöfen / I/O

### 4.5.2 Strommessungen

Mit Hilfe von Chauvin Arnoux E3N Strommesszangen wurden verschiedenste Messgrößen wie die Einspritzsignale, Zündsignale und der Bordnetzstrom ermittelt. Als Bordnetzstrom ist jener elektrische Strom definiert, der zur Versorgung der nicht für den Betrieb des Verbrennungsmotors notwendigen Komponenten, wie beispielsweise der Versorgung des Fahrzeugdisplays, dient. Über den Spannungsabfall an einem Shunt (Widerstand mit einer definierten Widerstandsgröße) wird der gesamte Generatorstrom ermittelt. Durch Subtraktion von Generatorstrom und Bordnetzstrom konnte der benötigte Strom für die Verbrennungsmotorperipherie errechnet werden.

### 4.5.3 Temperaturmessung

Die Temperaturen am Verbrennungsmotor und am Prüfstand wurden mit Hilfe von Thermoelementen Typ K und Widerstandstemperatursensoren Pt100 der Fa. Rössel ermittelt. In Tabelle 4.1 ist ein Überblick über die eingesetzten Temperatursensoren der einzelnen Messstellen am Verbrennungsmotor und dessen Peripherie zu sehen.

#### Thermoelemente Typ K

Thermoelemente beruhen auf dem Seebeck-Effekt. Dieser sagt aus, dass eine elektrische Spannung zwischen den Leiterenden eines metallischen Leiters auftritt, wenn diese einer unterschiedlichen Temperatur ausgesetzt sind. Mit Thermoelementen kann daher stets nur die Differenz zwischen diesen beiden Enden ermittelt werden. Um den Absolutwert der Messstelle zu ermitteln, muss die Temperatur der Vergleichsstelle bekannt sein. Thermoelemente des Typ K besitzen Unedelmetall-Thermopaare und besitzen als positiven Thermodraht eine Legierung aus ca. 90 % Nickel, ca. 9 % Chrom mit Spuren von Silizium und Eisen. Der negative Thermodraht besteht aus ca. 96 % Nickel mit Spuren von Silizium, Aluminium, Mangan und Kobalt. Daher wird das Thermoelement des Typ K auch mit NiCr-Ni bezeichnet. Sie sind auf Grund ihres großen Temperaturbereichs von  $-75^{\circ}\text{C}$  bis ca.  $1250^{\circ}\text{C}$ , bei dem eine hohe Empfindlichkeit von über  $33\ \mu\text{V}/^{\circ}\text{C}$  vorliegt

Messmedium	Messstelle	Bezeichnung	Sensortyp
Luft	Umgebung	$T_u$	Typ K Kl. 1
Ansaugluft	Nach Lufilter	$T_{10}$	Typ K Kl. 1
Ansaugluft	Nach Verdichter	$T_{20}$	Typ K Kl. 1
Ansaugluft	Nach LLK	$T_{21}$	Typ K Kl. 1
Ansaugluft	Sammler	$T_{22}$	Typ K Kl. 1
Abgas	Krümmen Zylinder 4	$T_{Ausp4}$	Typ K Kl. 1
Abgas	Vor Turbine (Flut a: Zylinder 1 und 4)	$T_{31a}$	Typ K Kl. 1
Abgas	Vor Turbine (Flut b: Zylinder 2 und 3)	$T_{31b}$	Typ K Kl. 1
Abgas	Nach Turbine	$T_{40}$	Typ K Kl. 1
Abgas	Mittig im ersten Monolithen des Kat.	$T_{41a}$	Typ K Kl. 1
Abgas	Zwischen beiden Monolithen des Kat.	$T_{41b}$	Typ K Kl. 1
Abgas	Nach Katalysator	$T_{42}$	Typ K Kl. 1
Kühlmittel	Vorlauf	$T_{KMVL}$	Typ K Kl. 1
Kühlmittel	Rücklauf	$T_{KMRL}$	Typ K Kl. 1
Kühlmittel	Austritt Öl-Wasser Wärmetauscher	$T_{OEWWTKMA}$	Typ K Kl. 1
Kühlmittel	Motoreintritt	$T_{KMME}$	Typ K Kl. 1
Kühlmittel	Motoraustritt	$T_{KMA}$	Typ K Kl. 1
Kühlmittel	Rücklauf Heizung	$T_{KM R Hzg}$	Typ K Kl. 1
Kühlmittel	Steigleitung	$T_{KM SL KMA}$	Typ K Kl. 1
Kühlmittel	Ausgleichsbehälter	$T_{KMAGB}$	Typ K Kl. 1
Motoröl	Hauptölkanal	$T_{HOEK}$	Typ K Kl. 1
Motoröl	Motorölvanne	$T_{OelWanne}$	Typ K Kl. 1
Wasser	Ölkonditionieranlage Heizer oben	$T_{OLK Ho}$	Pt100
Wasser	Ölkonditionieranlage Heizer unten	$T_{OLK Hu}$	Pt100
Wasser	Ölkonditionieranlage Mischtemp.	$T_{OLK}$	Pt100
Kühlmittel	Kühlmittelkonditionieranlage Heizer oben	$T_{KMK Ho}$	Pt100
Kühlmittel	Kühlmittelkonditionieranlage Heizer unten	$T_{KMK Hu}$	Pt100
Kühlmittel	Mischbirne Motor Eintritt 1	$T_{KMEin 1}$	Pt100
Kühlmittel	Mischbirne Motor Eintritt 2	$T_{KMEin 2}$	Pt100
Kühlmittel	Mischbirne Motor Austritt 1	$T_{KMAus 1}$	Pt100
Kühlmittel	Mischbirne Motor Austritt 2	$T_{KMAus 2}$	Pt100
Aluminium	Stegmitte des Turboladerflansches	$T_{BTsteg}$	Typ K Kl. 1
Aluminium	Aussenlage des Turboladerflansches	$T_{BTAussen}$	Typ K Kl. 1

Tabelle 4.1: Überblick der Temperaturmessstellen

und der relativ günstigen Kosten als Temperatursensoren am Prüfstand beliebt. Beim Temperaturbereich von  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$  bis ca.  $1000\text{ }^{\circ}\text{C}$  beträgt die Grenzabweichung der Klasse 1  $\pm 1.5\text{ }^{\circ}\text{C}$  bzw.  $\pm 0.4\%$  und die der Klasse 2  $\pm 2.5\text{ }^{\circ}\text{C}$  bzw.  $\pm 0.75\%$  auf die gemessene Temperatur. Es gilt stets der jeweils größere Wert innerhalb der beiden Klassen. Im Temperaturbereich zwischen  $250\text{ }^{\circ}\text{C}$  und  $600\text{ }^{\circ}\text{C}$  sind Thermoelemente des Typ K nicht für exakte Messungen bei schnellen Temperaturwechselbelastungen geeignet. Dies ist auf einen Umordnungseffekt in der Kristallstruktur innerhalb dieses Temperaturbereich zurückzuführen, [41, 46, 43].

### Widerstandstemperatursensor Pt100

Der Widerstandstemperatursensor Pt100 beruht auf der Änderung des elektrischen Widerstands von Platin in Abhängigkeit von der Temperatur und hat einen positiven Temperaturkoeffizienten (PTC). Die Bezeichnung Pt100 bezieht sich auf den in DIN EN 60 751 festgelegten Widerstand von  $100\ \Omega$  bei  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  eines Platin-Widerstandssensors. Beim Temperaturbereich von  $-100\text{ }^{\circ}\text{C}$  bis  $450\text{ }^{\circ}\text{C}$  beträgt die Grenzabweichung der Toleranzklasse A  $\pm(0.15 + 0.002 |t|)\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Die am Prüfstand eingesetzten Pt100-Widerstände haben vier Leitungen, um mit einem Vierleiteranschluss den Einfluss der Leitungswiderstän-

de zu ermitteln und anschließend zu kompensieren. Platinwiderstandssensoren des Typs Pt100 werden für präzise Temperaturmessungen verwendet, [41, 43].

#### 4.5.4 Druckmessung

Bei den verschiedenen Druckmessstellen des Verbrennungsmotors ist grundsätzlich zwischen indizierten und nicht indizierten Druckmessungen zu unterscheiden. Die indizierten werden kurbelwinkelbezogen ausgewertet, die nicht indizierten bleiben im stationären Betrieb über mehrere Motorumdrehungen annähernd konstant. Dadurch hat sich für die kurbelwinkelbezogenen Messgrößen die Bezeichnung „schnelle Druckmessung“ und für die nicht indizierten der Begriff „langsame Druckmessung“ etabliert. In Tabelle 4.2 sind die Druckmessstellen aufgelistet.

Messmedium	Messstelle	Bezeichnung	Sensortyp
Luft	Umgebung	$p_u$	Druckmessumformer
Ansaugluft	Nach Lufilter	$p_{10}$	Druckmessumformer
Ansaugluft	Nach Verdichter	$p_{20}$	Druckmessumformer
Ansaugluft	Nach LLK	$p_{21}$	Druckmessumformer
Ansaugluft	Sammler	$p_{22}$	Druckmessumformer
Ansaugluft	Saugrohrdruck Zylinder 4	$p_{Saug4}$	Kistler 4045A
Luft-/Kraftstoffgemisch	Zylinder 1	$p_{Zy11}$	Kistler 6041A
Luft-/Kraftstoffgemisch	Zylinder 2	$p_{Zy12}$	Kistler 6041A
Luft-/Kraftstoffgemisch	Zylinder 3	$p_{Zy13}$	Kistler 6041A
Luft-/Kraftstoffgemisch	Zylinder 4	$p_{Zy14}$	Kistler 6041A
Abgas	Krümmen Zylinder 4	$p_{Ausp4}$	Kistler 6041A
Abgas	Krümmen Zylinder 4	$p_{Kr4}$	Druckmessumformer
Abgas	Vor Turbine (Flut a: Zylinder 1 und 4)	$p_{31a}$	Druckmessumformer
Abgas	Vor Turbine (Flut b: Zylinder 2 und 3)	$p_{31b}$	Druckmessumformer
Abgas	Nach Turbine	$p_{40}$	Druckmessumformer
Abgas	Nach Katalysator	$p_{42}$	Druckmessumformer
Motoröl	Hauptölkanaal	$p_{HOEK}$	Druckmessumformer
Luft	Kurbelgehäuse	$p_{Kgh}$	Druckmessumformer
Luft	Tumblesteller	$p_{Tumblesteller}$	Druckmessumformer
Kühlmittel	Mischbirne Motor Eintritt	$p_{KMein}$	Druckmessumformer
Kühlmittel	Mischbirne Motor Austritt	$p_{KMaus}$	Druckmessumformer

Tabelle 4.2: Überblick der Druckmessstellen

#### Druckmessumformer

Die Druckmessumformer sind bereits im Prüfstandsgalgen integriert und es muss lediglich eine Verbindung mit dem Druckmessumformer und der gewünschten Messstelle mit Hilfe eines geeigneten Schlauches hergestellt werden. Es können sowohl die Drücke von gasförmigen als auch flüssigen Medien ermittelt werden. Die Druckmessumformer sind abhängig von der Messstelle auf verschiedene Druckbereiche ausgelegt und auf diese kalibriert.

### Kistler Quarzdrucksensor

Die Brennraumdrücke sowie der Abgasdruck wurden mit den wassergekühlten Quarzdrucksensoren 6041A der Fa. Kistler gemessen. Der Saugrohrdruck wurde mit dem Quarzdrucksensor 4045A, ebenfalls der Fa. Kistler, ermittelt. Das Messprinzip beruht auf dem piezoelektrischen Effekt. Durch die Änderung der mechanischen Belastung der Sensormembrane werden die positiven und negativen Ionen im Quarz relativ zueinander verschoben. Dabei wird eine elektrische Ladung auf der Quarzoberfläche induziert welche messtechnisch auf den Druck schließen lässt, [29, 41].

### 4.5.5 Motordrehzahlmessung

Die Motordrehzahl wurde mit einem induktiven Drehzahlsensor ermittelt.

### 4.5.6 Drehmomentmessung

Die Drehmomentmessung der Abtriebswelle erfolgte durch den Drehmomentmessflansch T40 der Fa. HBM. Die am Rotor angebrachten Dehnmessstreifen messen eine dem Drehmoment proportionale Verformung und geben dieses Signal berührungslos an den Stator weiter. Vom Stator wird einerseits dieses Signal als Spannungssignal an IndiCom und andererseits als Frequenzsignal an Tornado für die Datenüberwachung und -verarbeitung sowie für die Drehmomentenregelung der Belastungsmaschinen weitergegeben. Bei dem verwendeten Drehmomentmessflansch T40 handelt es sich um die Variante mit einem Messbereich von -1 kNm bis 1 kNm, einem Frequenzgangssignal von 60 kHz  $\pm$ 30 kHz sowie einem Spannungsausgangssignal von  $\pm$ 10 V. Die Linearitätsabweichung einschließlich Hysterese der Ausgangssignale, bezogen auf den Nennkennwert beträgt  $< \pm 0.05\%$ . Der Langzeitdrift über 48 h beträgt für beide Ausgangssignale  $< \pm 0.03\%$ . Der Temperatureinfluss pro 10 K im Nenntemperaturbereich (10 .. 70 °C) auf das Ausgangssignal, bezogen auf den Istwert der Signalspanne ist beim Frequenzgang mit  $\pm 0.05\%$  deutlich kleiner als beim Spannungsausgang mit  $\pm 0.2\%$ . Mit Tornado wurde vor jeder Messung das Nulldrehmoment bei stehendem Motor kalibriert. Anschließend wurde ein elektrisches Signal am Drehmomentmessflansch angelegt, welches einem bestimmten Drehmoment entspricht und ebenfalls mit Tornado abgeglichen. Für die Auswertung der Messdaten wurde das Drehmoment welches über den Frequenzgangssignal an Tornado übergeben wurde verwendet. Der relativ große Messbereich bezogen auf das maximale Drehmoment von ca. 330 Nm des 1.8-Liter-TFSI-EA888-Ottomotors der dritten Generation hat mit dem zyklischen Drehmomentenverlauf über dem Kurbelwinkel zu tun. Dabei treten Spitzenwerte auf, die weitaus größer als 330 Nm sind, [24].

### 4.5.7 Indiziermessung

Indizieren ist die Messung und Darstellung von Messsignalen über der Kurbelwinkelstellung und hat einen zentralen Stellenwert bei der thermodynamischen Analyse der innermotorischen Vorgänge. Wichtigste Indiziermessgröße ist meist der Zylinderdruck, da mit ihm eine Reihe von Aussagen über die thermodynamischen Zustände im Brennraum

im Vergleich zum Optimum gemacht werden können. Dadurch können beispielsweise Erkenntnisse über den Brennverlauf, maximalen Brennraumdruck, Umsetzungspunkte, indizierten Wirkungsgrad, indizierten Mitteldruck und in Zusammenhang mit weiteren Messgrößen auch über den Reibmitteldruck und den spezifischen Kraftstoffverbrauch gewonnen werden. Weitere Indiziermessgrößen bei diesem Projekt sind der Saugrohrdruck, Einspritzstromsignal von Saugrohr- und Direkteinspritzung, primärseitiges Zündstromsignal, Abgasgegendruck nahe an Zylinder 4 sowie Turboladerdrehzahl. Die Indiziermesskette bzw. das Indiziersystem einer Druckmessung besteht aus folgenden Komponenten, [15]:

- **Winkelmessung:**  
Um die Messsignale dem Kurbelwinkel zuordnen zu können, ist zuallererst eine Kurbelwinkelmessung notwendig. Für diese Aufgabe wurde der Winkelaufnehmer 365C der Fa. AVL eingesetzt. Dieser Winkelaufnehmer wurde auf der Riemenscheibe montiert und ist für den Betrieb bei hoher Drehzahl bis zu  $20000 \text{ min}^{-1}$  geeignet, [7].
- **Druckaufnehmer:**  
Als Druckaufnehmer für die Hochdruckindizierung im Brennraum und die Abgasniederdruckindizierung wurde der wassergekühlte Drucksensor 6041A der Fa. Kistler verwendet. Für die Niederdruckindizierung des Saugrohrdrucks wurde der Drucksensor 4045A der Fa. Kistler eingesetzt. Beide Drucksensoren wurden bereits im Abschnitt 4.5.4 besprochen.
- **Signalkonditionierung:**  
Der Druckaufnehmer liefert ein piezoelektrisches Signal welches einen geringen Absolutwert besitzt. Daher wurde für die Messverstärkung und Signalverarbeitung ein Micro IFEM Piezo der Fa. AVL eingesetzt. Dieser 4-Kanal Messverstärker ist speziell für die Anwendung in der Druckindizierung von Verbrennungsmotoren entwickelt worden und verarbeitet jegliche piezoelektrische Messsignale, [11].
- **Datenerfassung:**  
Die von der Signalkonditionierung verarbeiteten Signale werden anschließend an das Datenerfassungssystem AVL Indiset Advanced Gigabit übergeben. Es besitzt 16 analoge Eingangskanäle und wurde mit dem Fokus auf Echtzeitverbrennung und Einspritzanalyse entwickelt. Jeder Kanal wird mit einer Auflösung von 14 bit und einer Abtastrate von 800 kHz digitalisiert. Die Kurbelwinkelauflösung wurde mit  $0.1^\circ \text{KW}$  festgelegt und ermöglicht somit eine maximale Motordrehzahl von  $13333 \text{ min}^{-1}$ , [10].
- **Datenverarbeitung und -auswertung:**  
Für die Datenverarbeitung und -auswertung sowie die grafische Echtzeitauswertung wurde die Software AVL IndiCom auf einem handelsüblichen PC eingesetzt. Die Merkmale von IndiCom wurde bereits in Abschnitt 4.5.1 erläutert.

Bei der Betrachtung des Drucksignals über dem Kurbelwinkel ist einerseits die korrekte Zuordnung des tatsächlichen oberen Totpunktes zum Drucksignal und andererseits das

richtige Druckniveau des Drucksignals von essentieller Bedeutung, um aussagekräftige Ergebnisse zu erhalten.

### Zuordnung zum oberen Totpunkt

Um eine brauchbare Aussage über die thermodynamischen Kenngrößen aus den Indizierdaten zu erhalten, muss der obere Totpunkt möglichst genau ermittelt und dem Drucksignal zugeordnet werden. Schon geringe Abweichungen des tatsächlichen zum durch den Winkelgeber festgelegten oberen Totpunktes führen zu starker Verfälschung von Energiebilanz und Reibmitteldruck (Vgl. Abbildung 4.8).

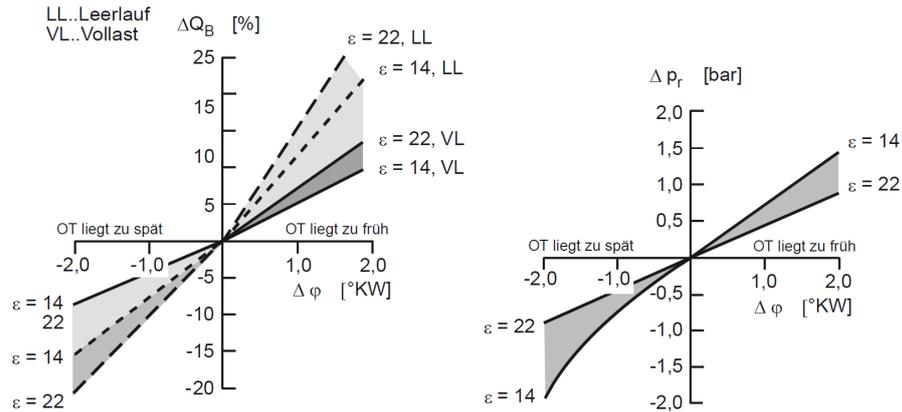


Abbildung 4.8: Auswirkung des Winkelfehlers auf die Energiebilanz und den Reibmitteldruck eines Dieselmotors [34]

Daher kommt der genauen Totpunktbestimmung eine entscheidende Rolle zu. Es gibt verschiedene Bestimmungsmöglichkeiten, die grundsätzlich in statische und dynamische Ermittlung eingeteilt werden. Die statische OT-Bestimmung wurde auf Grund der Ungenauigkeiten nicht durchgeführt, da hier die Wärme- und Leckageverluste nicht berücksichtigt werden. Es wurden zwei dynamische Verfahren angewendet, wobei bei beiden Verfahren der Motor zuerst im gefeuerten Betrieb auf Betriebstemperatur gebracht wurde und anschließend für die OT-Zuordnung geschleppt wurde.

- Totpunktbestimmung mit kapazitivem Sensor:  
Mit Hilfe eines kapazitiven Sensors kann der obere Totpunkt im geschleppten Betrieb mit einer Genauigkeit von ca.  $\pm 0.1^\circ\text{KW}$  ermittelt werden. Dafür wird der kapazitive Sensor an Stelle der Zündkerze in Zylinder 1 verbaut und ein möglichst geringer Abstand zwischen der Sensorspitze und dem Kolben am oberen Totpunkt manuell eingestellt. Das Signal des kapazitiven Sensors wird indiziert und der Verbrennungsmotor mit einer Drehzahl geschleppt, die ca. der Hälfte der maximalen Motordrehzahl entspricht. Die Ansaugluft im Brennraum stellt das Dielektrikum dar und somit ändert der Sensor in Abhängigkeit des Abstands von Sensorspitze und Kolben seinen Messwert. Dem Signal des Zünd-OT wird schließlich der tatsächliche obere Totpunkt zugeordnet. Auf Grund des flachen Signalverlaufs um

den oberen Totpunkt wird eine bestimmte Winkellage vor OT die Amplitude des Signals gemessen, um anschließend bei der selben Amplitude nach OT den Winkelbereich zu halbieren und somit eine exaktere Ermittlung des tatsächlichen oberen Totpunkts zu gewährleisten.

- Totpunktbestimmung über thermodynamischen Verlustwinkel:  
Die Verluste durch Wärmeübergang und Leckage bewirken, dass das Zylinderdruckmaximum stets vor dem tatsächlichen oberen Totpunkt liegt. Den Differenzwinkel dieser beiden Größen nennt man auch thermodynamischen Verlustwinkel. Nachdem die Totpunktbestimmung mit kapazitivem Sensor durchgeführt wurde, war der thermodynamische Verlustwinkel bekannt. Dieser betrug bei  $2000 \text{ min}^{-1}$   $0.9^\circ \text{KW}$ .

Der hohe Aufwand der Durchführung einer Totpunktbestimmung mit kapazitivem Sensor wird durch die höchste Genauigkeit aller Verfahren wettgemacht. Die Ermittlung mit Hilfe des thermodynamischen Verlustwinkels ist nicht so exakt, wird aber dennoch auf Grund der schnellen Durchführbarkeit zur Überprüfung des tatsächlichen oberen Totpunkts verwendet. Weiters erfordert diese Methode entsprechende Erfahrungswerte. Bei den Indiziermessgrößen des Einspritzstromsignal der Saugrohr- und Direkteinspritzung, des Zündstromsignals sowie der Turboladerdrehzahl wurde das Messsignal direkt zur Datenerfassung geführt, da eine Messsignalverstärkung nicht notwendig war.

### Druckniveaubestimmung

In Abschnitt 4.5.4 wurde bereits erläutert, dass mit piezoelektrischen Druckaufnehmern lediglich der Relativ- und nicht der Absolutdruck gemessen werden kann. Daher muss der gemessene Druckverlauf durch eine Nulllinienverschiebung auf das tatsächlich herrschende Druckniveau gebracht werden, wobei es dafür mehrere Möglichkeiten gibt, [34]:

- Referenzverfahren:  
Bei einem bestimmten Kurbelwinkelbereich wird der gemessene Zylinderdruck mit einem Referenzdruck abgeglichen. Den Referenzdruck stellte bei diesem Projekt der Saugrohrdruck kurz vor dem Einlass in Zylinder 4 dar, welcher bei maximalem Einlassventilhub abgeglichen wurde.
- Thermodynamische Nulllinienfindung:  
Dieses Verfahren vergleicht den gemessenen Druckverlauf mit einem berechneten. Im einfachsten Fall wird dafür für einen bestimmten Kurbelwinkelbereich, bei dem die Ventile geschlossen sind und es keine Einspritzung gibt, der Polytropenexponent als konstant angenommen um somit den Aufwand zu minimieren. Trotz der Einfachheit dieses Verfahrens bietet es eine gute Genauigkeit und wird daher häufig angewendet.

### 4.5.8 Kraftstoffmessung

Die Kraftstoffmessung erfolgte mit einem gravimetrischen Messverfahren durch ein Coriolismassendurchflussgerät mit dem sowohl gasförmige als auch flüssige Medien gemes-

sen werden können. Dabei fließt der Kraftstoff durch ein, wie in Abbildung 4.9 dargestelltes, gebogenes Rohrstück. Dieses wird zum Schwingen angeregt und ändert seinen Verdrehwinkel proportional zum Massendurchfluss. Der Vorteil dieses Messprinzips ist die direkte Ermittlung des Massendurchflusses und nicht die des Volumendurchflusses, was eine nachträgliche, stets mit Unsicherheit behaftete, Umrechnung mit der temperaturabhängigen Dichte auf den Massenstrom erfordern würde.

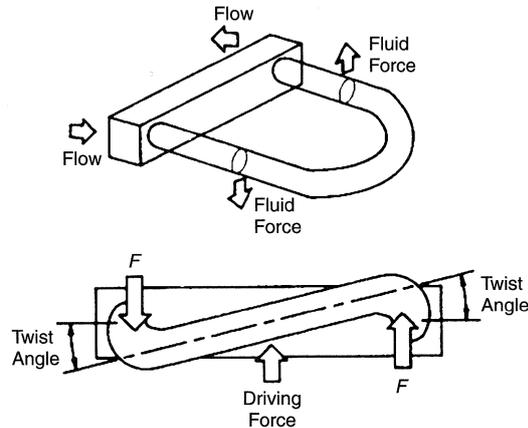


Abbildung 4.9: Massendurchflussermittlung durch das Coriolismessprinzip [15]

#### 4.5.9 Luftverhältnismessung

Das Luftverhältnis wurde auf drei Arten ermittelt:

- Lambdameter ETAS LA4 mit einer Bosch LSU Breitband-Lambdasonde:  
Einzige Methode um bei transienter Motorbetriebsweise das korrekte Luftverhältnis im Abgas ermitteln zu können.
- AVL AMA i60:  
Da die Abgasführung vom Motor bis hin zur Auswerteeinheit der AMA i60 lang ist, gibt es stets eine Zeitverzögerung des Luftverhältnisses von einigen Sekunden. Daher wurde dieser Messwert nur bei stationären Messungen beachtet.
- Auslesen aus dem Motorsteuergerät:  
Mit Hilfe der Software VCDS wurde das Luftverhältnis der motoreigenen Lambdasonde ausgelesen.

#### 4.5.10 Abgasmessung

Die Abgasmessung wurde mit Hilfe der Abgasanalyseeinheit AVL AMA i60, der Partikelzähleinheit AVL APC 485 und einer Rauchwertmessung AVL 415S Smoke Meter verwirklicht. In Abbildung 4.10 sind die Euro 6 Emissionsgrenzwerte aufgelistet.

Fahrzeug- klasse		Gruppe	Bezugs- masse (RM) (kg)	Grenzwerte													
				Masse des Kohlennoxids (CO)		Masse der Kohlen- wasserstoffe insgesamt (THC)		Masse der Nicht- methankohlenwasser- stoffe (NMHC)		Masse der Stickstoffoxide (NO <sub>x</sub> )		Summe der Massen der Kohlenwasserstoffe und der Stickstoffoxide (HC + NO <sub>x</sub> )		Partikelmasse (PM)		Partikelzahl (1) (PM)	
				L <sub>1</sub> (mg/km)	CI	L <sub>2</sub> (mg/km)	CI	L <sub>3</sub> (mg/km)	CI	L <sub>4</sub> (mg/km)	CI	L <sub>2</sub> + L <sub>4</sub> (mg/km)	CI	L <sub>5</sub> (mg/km)	CI	L <sub>6</sub> (#/km)	CI
M	—	Alle	1 000	500	100	—	68	—	60	80	—	170	5,0	5,0			
N <sub>1</sub>	I	RM ≤ 1 305	1 000	500	100	—	68	—	60	80	—	170	5,0	5,0			
	II	1 305 < RM ≤ 1 760	1 810	630	130	—	90	—	75	105	—	195	5,0	5,0			
	III	1 760 < RM	2 270	740	160	—	108	—	82	125	—	215	5,0	5,0			
N <sub>2</sub>			2 270	740	160	—	108	—	82	125	—	215	5,0	5,0			

Erläuterung: PI = Fremdzündungsmotor, CI = Selbstzündungsmotor.

(1) Ein Grenzwert für die Partikelzahl wird in diesem Stadium festgelegt.

(?) Die Grenzwerte für die Partikelmasse für Fremdzündungsmotoren gelten nur für Fahrzeuge mit Direkteinspritzung.

Abbildung 4.10: Euro 6 Abgasemissionen [47]

## Abgasmessanlage

Als Abgasmessanlage wurde eine AMA i60 der Fa. AVL verwendet. Das zu messende Abgas kann von integrierten Pumpen von bis zu 20 m weit weg angesaugt werden und wird anschließend analysiert. Folgende Analysatoren sind dabei verbaut, [8]:

- Flammenionisationsdetektor (FID) für THC und CH<sub>4</sub>
- Chemilumineszenzdetektor (CLD) für NO und NO<sub>x</sub>
- Infrarotdetektor (IRD) für CO, CO<sub>2</sub> und N<sub>2</sub>O

Das Luftverhältnis wird durch die Abgaszusammensetzung ermittelt.

## Partikelanzahlmessgerät

Bei der zukünftigen Abgasgesetzgebung EURO 6 ist neben der Partikelmasse auch die Partikelanzahl bei Ottomotoren limitiert. Daher wurde die Partikelanzahl mit einem Particle Counter der Fa. AVL gemessen. In einer Entnahmesonde wird durch eine Pumpe das Abgas befördert, in der Partikel >2.5 µm abgeschieden werden. Der restliche Abgasstrom wird mit 150 °C heißer Reinfluft verdünnt, sodass Agglomerationen und Ablagerungen der Partikel weitestgehend verhindert werden können. Durch eine Rückspülfunktion wird die Messergebnis verfälschende Ablagerung von Partikeln ebenfalls unterdrückt. Nach dieser ersten Verdünnung und Erhitzung des Abgases wird eine weitere Erhitzung auf 350 °C vorgenommen um flüchtige Partikel in die Gasphase zu überführen. Durch eine weitere Verdünnung mit Reinfluft wird Kondensation und Adsorption flüchtiger Bestandteile verhindert. Des Weiteren soll das verdünnte Abgas bei Eintritt in den Kondensationskernzähler (PNC) 35 °C nicht überschreiten. In diesem Kondensationskernzähler wird die Messung der Partikelanzahlkonzentration in einem Größenbereich von 23 nm bis 2.5 µm durchgeführt indem die Partikel durch Kondensation von Butanol vergrößert und mittels Streulichtmethode detektiert und gezählt werden, [12].

### **Rauchwertmessung**

Die Rauchwertmessung wurde nach der Filterpapiermethode mit dem Rauchwertmessgerät 415S Smoke Meter der Fa. AVL durchgeführt. Dabei wird das Abgas durch ein sauberes Filterpapier hindurch gesaugt. Durch eine optische Messeinheit wird der Schwärzungsgrad des durchströmten Filterpapiers erfasst und ausgewertet. Dieser Schwärzungsgrad hängt primär von der Rußkonzentration im Abgas sowie der Abgasmenge bezogen auf die Filterfläche (effektive Sauglänge) ab. Die Ausgabe des Ergebnisses kann entweder als Filter Smoke Number (FSN) nach ISO 10054 oder als  $\text{mg}/\text{m}^3$  erfolgen und wird an Tornado übergeben, [13].

### **4.5.11 Blow-By-Messung**

Die Blow-By-Messung wurde mit Hilfe des Blow-By-Meters KS 627 der Fa. Kristl, Seibt & Co durchgeführt. Diese Messeinrichtung misst den Druck vor und nach einer Blende und ermittelt so den Blow-By-Volumenstrom. Eine Heizeinrichtung soll Kondensation verhindern.

### **4.5.12 Turboladerdrehzahlmessung**

Die Turboladerdrehzahl wurde mit einem Picoturn-Sensor der Fa. acam mess electronic am Verdichterrad gemessen. Dafür wurde das Verdichterradgehäuse des Turboladers mit einer Messspule bestückt. Die Induktivität der Spule, die sich möglichst nahe an Verdichterradschaufeln befinden soll, ändert sich infolge von Wirbelstromdämpfung der Schaufeln, wodurch bei Kenntnis der Schaufelanzahl mit Hilfe einer elektronischen Schaltung die Drehzahl ermitteln werden kann. Das Picoturn-System ist für Drehzahlen von  $200 \text{ min}^{-1}$  bis  $400000 \text{ min}^{-1}$  ausgelegt, [1].

### **4.5.13 Messstellenübersicht**

In Abbildung 4.11 ist eine Übersicht der wichtigsten Messstellen der Ansaugluftstrecke, des Motors und der Abgasstrecke zu sehen.

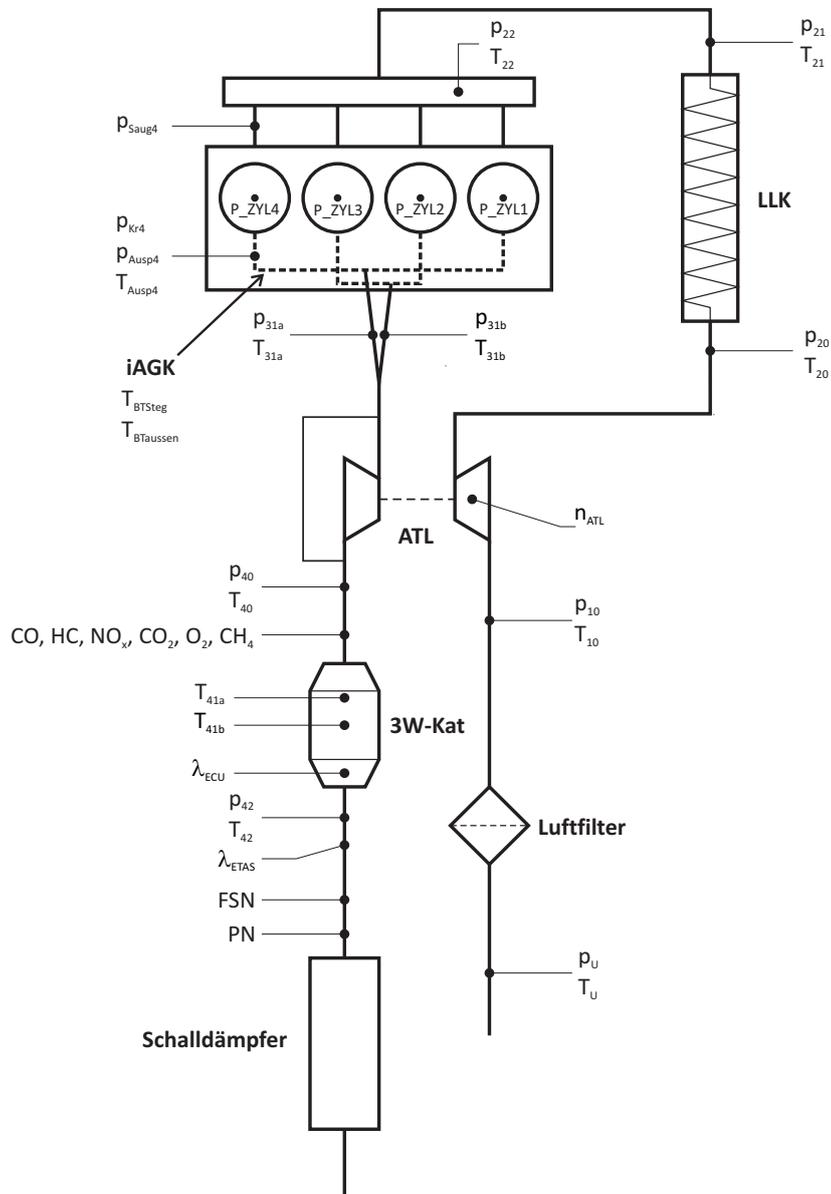


Abbildung 4.11: Messstellen beim Audi EA888 Gen. 3



# 5 Messungen

In diesem Kapitel ist die Vorgehensweise der durchgeführten Messungen dokumentiert.

## 5.1 Randbedingungen

Zu Beginn werden einige wichtige Randbedingungen angeführt.

### 5.1.1 Einflussnahme auf die Motorsteuerung

Da wie bereits erwähnt kein Support des Fahrzeugherstellers vorliegt, müssen einige Maßnahmen mit Einfluss auf die Motorsteuerung vorgenommen werden.

#### **Fahrzeug-Motor-Interaktion**

Die elektrische Verbindung des Fahrzeugs außerhalb des Prüfstands wird mit dem am Prüfstand befindlichen Verbrennungsmotor hergestellt. Ohne Support seitens des Herstellers und damit einem speziellen Motorsteuergerät für Entwicklungszwecke ist dieses Vorgehen durch das komplexe Zusammenspiel der einzelnen Steuergeräte zu begründen. Weiters werden mit einem USB-Diagnosetool von Ross-Tech die wichtigsten Motorsteuerungskenngrößen über den CAN-Bus ausgelesen. Die Signale werden an einen PC, der sich in der Prüfstandswarte befindet, übertragen. Auf diesem PC befindet sich zur Visualisierung und Auswertung die Software VCDS der Fa. Ross-Tech.

#### **Raddrehzahlsimulation**

Jedes der vier Fahrzeigräder besitzt einen Drehzahlfühler nach dem Hallprinzip welche für die Funktionen ABS, ESP, Fahrzeuggeschwindigkeit und einige Plausibilitätsüberprüfungen eingesetzt werden. Bei Fahrzeugstillstand, wenn die Raddrehzahlfühler keinen Wert ermitteln, limitiert die Motorsteuerung die maximale Drehzahl des Verbrennungsmotors. Daher wird die bereits bei der Analyse der zweiten Generation des EA888 eingesetzte Raddrehzahlsimulation verwendet. Dabei handelt es sich um einen Elektromotor, der ein Radlager, bei dem alle vier Drehzahlfühler verbaut sind, antreibt. Die Drehzahl des Elektromotors muss so gewählt werden, dass der Motorsteuerung eine Fahrzeuggeschwindigkeit von ca. 190 km/h vorgetäuscht wird.

#### **Gaspedalwertgebersimulation**

Die Gaspedalstellung wird im Fahrzeug aus Redundanzgründen mit zwei elektrischen Pedalwertgebern realisiert, welche ihre aktuelle Stellung direkt an das Motorsteuergerät

liefern. Ein Geber hat von 0 % bis 100 % Gaspedalstellung eine Ausgangsspannung von 0.76 V bis 4.6 V, der zweite eine von 0.38 V bis 2.3 V. Diese Werte wurden zuerst an Hand der VCDS-Software durch Betätigen des Fahrzeuggaspedals ermittelt und anschließend wurde der Gaspedalwertgeber durch einen Spannungsausgang des Prüfstands ersetzt. Somit kann über die simulierte Gaspedalstellung der prozentuale Anteil an der maximal möglichen Vollast von der Warte aus vorgegeben werden.

### **Getriebegangsimulation**

Das im Fahrzeug verbaute Schaltgetriebe ist nicht am Prüfstand verbaut, es ist lediglich der induktive Gangerkennungssensor des Getriebes an die Motorsteuerung angeschlossen. Mit Hilfe einer Metallscheibe wird der Motorsteuerung über den Sensor der sechste Gang vorgegeben, damit das gesamte Drehmomentband freigegeben wird.

### **Kolbenspritzdüsen**

Bei den Stripdown-Messungen ohne Kolben und Pleuel wird die Verbindung zwischen der Motorsteuerung und des Magnetventils der Kolbenspritzdüsensteuerung unterbrochen. Das Magnetventil wird mit einer Spannungsversorgung vom Prüfstand aus gesteuert. Wenn keine Spannung anliegt ist der Öldurchfluss durch die Kolbenspritzdüsen aktiviert, bei 5 V Spannung ist das Magnetventil aktiviert und der Durchfluss durch die Kolbenspritzdüsen deaktiviert.

### **Öldruckschalter**

Um eine freie Wahl des Hauptölkanaldrucks durch die eingebaute Außenzahnradölpumpe zu ermöglichen, wurde für einige Messungen auch das Magnetventil des Öldruckschalters von der Warte aus gesteuert. Für den unbestromten Zustand regelte sich der hohe, bei bestromten der niedrige Öldruck ein.

### **Kühlmitteltemperatursimulation**

Das Wärmemanagementmodul ändert seine Stellung in Abhängigkeit der Kühlmitteltemperatur. Daher wird für einige Messungen der dafür verantwortliche Temperatursensor im Zylinderkopf durch ein Potentiometer ersetzt. Durch diesen Potentiometer ist es möglich die Kühlmitteltemperatur für die Motorsteuerung unabhängig von der tatsächlichen Kühlmitteltemperatur einzustellen und somit eine indirekte Kontrolle über die Stellung des Wärmemanagementmoduls zu erhalten.

#### **5.1.2 Ersatzgetriebe**

Es wurde das bereits beim Audi EA888 Gen. 2 verwendete Ersatzgetriebe eingesetzt, [20]. Einzige Änderung war die Lagerung des Motors am vorderen Bereich des Ersatzgetriebes um so einen größeren Abstand zu den seitlichen Lagerstellen zu erhalten. Dies entspricht eher der tatsächlich im Fahrzeug vorliegenden Lagerung und soll Schwingungsprobleme vermeiden.

### 5.1.3 Batterie

Die Batterie, welche sich im Fahrzeug außerhalb des Prüfstands befindet, wird vor jeder Messung stets voll aufgeladen. Da während jeder Messung ein bestimmter Anteil des Generatorstroms  $I_{\text{GEN}}$  als Bordnetzstrom  $I_{\text{BN}}$  das Fahrzeug außerhalb des Prüfstands versorgt, müssen für die korrekte Ermittlung des Motorperipheriestroms diese beiden Werte von einander subtrahiert werden.

### 5.1.4 Klimakompressor

Die Klauenkupplung des Klimakompressor wurde entfernt und somit verhält sich der Klimakompressor reibungstechnisch wie eine weitere Umlenkrolle.

### 5.1.5 Kraftstoff

Das Ergebnis der extern durchgeführten Kraftstoffanalyse des bei allen gefeuerten Messungen eingesetzten Ottokraftstoffs ist in Tabelle 5.1 zu sehen.

Prüfparameter	Einheit	Prüfergebnis
ROZ	-	98.9
Unterer Heizwert	MJ/kg	41.97
Kohlenstoffgehalt	% (m/m)	84.5
Wasserstoffgehalt	% (m/m)	12.85
Sauerstoffgehalt	% (m/m)	2.65
Dichte (15°C)	kg/m <sup>3</sup>	759.6

Tabelle 5.1: Ergebnis der Kraftstoffanalyse des Ottokraftstoffs Super Plus

Daraus lassen sich folgende wichtige Kenngrößen ermitteln:

$$L_{\text{St}} = 14.02 \quad (5.1)$$

$$\frac{\text{H}}{\text{C}} = 1.812 \quad (5.2)$$

$$\frac{\text{O}}{\text{C}} = 0.0235 \quad (5.3)$$

$$M_{\text{Abgas}} = 29.07 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}} \quad (5.4)$$

$$R_{\text{Abgas}} = 286 \frac{\text{J}}{\text{kg K}} \quad (5.5)$$

Die molare Masse sowie die spezifische Gaskonstante des Abgases stellen die Werte bei einem stöchiometrischen Luftverhältnis und vollständiger Verbrennung dar. Da der Kraftstoff aus den Erdtanks des Prüfstandgebäudes bezogen wird, wird mit einer Kraftstoffkonditionieranlage der Kraftstoffvorförderdruck von 6 bar bereitgestellt. Dieser Vorförderdruck wird im Gesamtfahrzeug von der im Fahrzeugkraftstofftank befindlichen Vorförderpumpe erzeugt.

### 5.1.6 Motoröl

Für alle Messungen wird das Motoröl Castrol EDGE Professional Longlife III 5W-30 verwendet. Der Ölfüllstand befindet sich knapp unter dem Maximum.

### 5.1.7 Ansaugluft

Die Ansauglufttemperatur wird mit einer direkten Verbindung der Prüfstandluftkonditionieranlage mit dem Luftfilterkasten versehen, um eine zu hohe Ansauglufttemperatur zu verhindern.

## 5.2 Messungen im gefeuerten Betrieb

Bevor mit den Messungen im gefeuerten Betrieb begonnen werden konnte, musste zuerst ein Einlaufprogramm absolviert werden. Dies ist notwendig, da sich einige Gleitstellen noch anpassen mussten. Das bewirkt eine Glättung der Oberflächen und somit auch eine Änderung der Reibung. In diesem Abschnitt werden die Vorgehensweisen der verschiedenen Messungen im stationären und transienten gefeuerten Betrieb erklärt.

### 5.2.1 Stationäre Messungen

Bei den stationären Messungen sollen alle relevanten Kenngrößen von den gewünschten Betriebspunkten ermittelt werden. Um die Korrektheit dieser Kennwerte zu gewährleisten ist eine vom Betriebspunkt abhängige Einschwingdauer von essentieller Bedeutung. Diese muss so lange erfolgen, bis sich Temperaturen wie beispielsweise Kühlmitteltemperatur und Öltemperatur nicht mehr über die Zeit ändern.

#### Quasistationäre Kennfeldmessung

Nachdem der Motor mit der kompletten Anbindung an den Prüfstand aufgebaut wurde, wurde zur Plausibilitätsprüfung und einer schnellen Ermittlung des gesamten Kennfeldes eine quasistationäre Kennfeldmessung durchgeführt. Dabei wurde in Tornado ein Prüfprogramm geschrieben, bei dem automatisch die Drehzahl und die Last über dem gesamten Kennfeldbereich variiert wurden. Da diese Messung nur auf eine schnelle Ermittlung einiger Kenngrößen des gesamten Kennfelds abzielte, wurde die Einschwingdauer der Temperaturen und Drücke gering gehalten und somit dienen die Ergebnisse nur als Anhaltswerte.

#### Kennfeldmessungen

Für die Kennfeldmessung wurde der gesamte Kennfeldbereich gerastert. Bei der Last wurde in Schritten von 1 bar effektivem Mitteldruck gemessen. Die Drehzahlschritte betragen  $500 \text{ min}^{-1}$ . Die stationären Kennfeldmessungen wurden mit unterschiedlichen Randbedingungen drei Mal durchgeführt:

- serienmäßiges Verhalten mit einer geregelten Sammlertemperatur von 30 °C von 1000 min<sup>-1</sup> bis 6500 min<sup>-1</sup> und einem effektiven Mitteldruck von 1 bar bis Vollast
- serienmäßiges Verhalten mit einer geregelten Sammlertemperatur von 1000 min<sup>-1</sup> bis 6500 min<sup>-1</sup> für effektive Mitteldrücke ab 12 bar
- 30 °C Kühlmitteltemperatur von 750 min<sup>-1</sup> bis 3000 min<sup>-1</sup> und einem effektiven Mitteldruck von 1 bar bis 10 bar.

### Lastschnitte

Lastschnitte sind die Variation der Last bei einer konstanten Drehzahl. Lastschnitte wurden bei folgenden Untersuchungen durchgeführt:

- Leerlaufastschnitt
- Sammlertemperaturvariation (20 °C, 30 °C, 40 °C, 50 °C, 60 °C und 70 °C) bei 1500 min<sup>-1</sup>, 4000 min<sup>-1</sup>, 5000 min<sup>-1</sup> und 6000 min<sup>-1</sup>.
- Lastschnitt bei 1250 min<sup>-1</sup>, da diese Drehzahl in der Kennfeldmessung nicht erfasst wurde
- Tumbleklappenvariation bei 2000 min<sup>-1</sup>
- Feinauflösung des Bereichs 70 % bis 100 % der maximalen Last bei 5000 min<sup>-1</sup> und 6000 min<sup>-1</sup>.

### Indizierte Normlastpunkte

Bei den indizierten Normlastpunkten handelt es sich um eine Variation der Wastegate-Regelung. Einmal wird der Wastegatesteller von der Motorsteuerung gesteuert und das zweite Mal wird die Verbindung des Wastegatestellers mit der Motorsteuerung getrennt um anschließend das Wastegate mechanisch offen zu halten. In Tabelle 5.2 sind die indizierten Normlastpunkte aufgelistet.

Drehzahl / min <sup>-1</sup>	indizierter Mitteldruck / bar
700	1
1500	2
2000	2
2000	2.7
2000	4
3000	4

Tabelle 5.2: Indizierte Normlastpunkte

### Volllastkurven

Die Volllastkurven wurden mit Variation der Sammlertemperatur (30 °C, 40 °C, 50 °C, 60 °C, 70 °C) in einer Drehzahlschrittweite von 250 min<sup>-1</sup> von 1000 min<sup>-1</sup> bis 6500 min<sup>-1</sup> gemessen. Des Weiteren wurde die Volllastkurve im Bereich von 1000 min<sup>-1</sup> bis 1500 min<sup>-1</sup> mit einer Schrittweite von 50 min<sup>-1</sup> aufgenommen.

### Einfluss auf die Ölverdünnung

Zur Ermittlung des Kraftstoffeintrags ins Motoröl wurde bei drei Betriebspunkten jeweils neues Motoröl eingefüllt und nach einer bestimmten Laufzeit wieder abgelassen und zur Analyse weitergeleitet. Die Betriebspunkte der Ölverdünnungsmessungen sind in Tabelle 5.3 zu sehen.

Drehzahl / min <sup>-1</sup>	effektiver Mitteldruck / bar	Motortemperatur / °	Betriebsdauer / h
2500	10	100	1
1500	Volllast (ca. 23)	100	2
2500	10	50	1

Tabelle 5.3: Betriebspunkte zur Ermittlung des Einflusses der Ölverdünnung

## 5.2.2 Transiente Messungen

Die transienten Messungen sollen primär Aufschluss über das Verhalten des Turboladers sowie des Wärmemanagementsystems bezüglich Aufheizstrategie des Kühlwassers, Motoröls und des Katalysators ergeben. Weiters wird der WLTP-Class-3-Zyklus simuliert.

### Quasistationärer Warmlauf

Durch die Aufzeichnung des Kaltstarts sollen Erkenntnisse über das gesamte Wärmemanagement des EA888 der dritten Generation gewonnen werden. Diese Messung konnte erst gestartet werden, sobald alle Medien und Bauteiltemperaturen die Umgebungstemperatur angenommen haben. Bei den Messungen wurden einerseits der Warmlauf im Leerlaufregler und andererseits bei einer Drehzahl von 2000 min<sup>-1</sup> und einem effektiven Mitteldruck von 2 bar sowie einer Variation mit und ohne Prüfstandsventilator durchgeführt.

### Rampen

Um das dynamische Verhalten des Motors zu ermitteln wurden einige Rampen gemessen. Ziel dieser Rampen ist es von einem eingeschwungenen Betriebspunkt innerhalb kürzest möglicher Zeit auf einen anderen Betriebspunkt zu gelangen. Die durchgeführten Rampen sind in Tabelle 5.4 ersichtlich.

#	Betriebspunkt 1: $n / \text{min}^{-1} - p_e / \text{bar}$	Betriebspunkt 2: $n / \text{min}^{-1} - p_e / \text{bar}$
1	1500 - 2	1500 - 23 (VL)
2	750 - 0 (LL)	1500 - 23 (VL)
3	750 - 0 (LL)	6200 - 13.6 ( $p_{e \max}$ )
4	2000 - 2	6200 - 13.6 ( $p_{e \max}$ )

Tabelle 5.4: Rampen

### WLTP-Zyklus

WLTP (Worldwide Harmonized Light Duty Test Procedures) ist ein gesamtheitliches, weltweites Testverfahren zur Ermittlung von Emissionen von leichten Kraftfahrzeugen. Derzeit befindet sich dieses Verfahren im Entwicklungsstadium. Der WLTP-Zyklus ist ein Fahrzyklus der in drei verschiedene Kategorien bezogen auf das Leistungsgewicht eingeteilt ist. Bei einem Leistungsgewicht von über 34 kW/t ist der WLTP-Class-3-Zyklus anzuwenden. Dies gilt für den Audi 1.8-Liter-TFSI-EA888-Ottomotor der dritten Generation. Der WLTP-Class-3-Zyklus Version 5 ist in Abbildung 5.1 dargestellt und ist bezüglich erforderlicher Geschwindigkeit und Beschleunigung definiert. Die weiteren Daten der Bereiche Low, Middle, High, Extra-High sowie der gesamten Messdauer sind in Tabelle 5.5 ersichtlich. Bei den Messungen am Motorprüfstand wurden die am Rollenprüfstand ermittelten Drehzahl/Drehmomenten-Werte des EA888 Gen. 3 für jeden Zeitschritt verwendet, [45, 49].

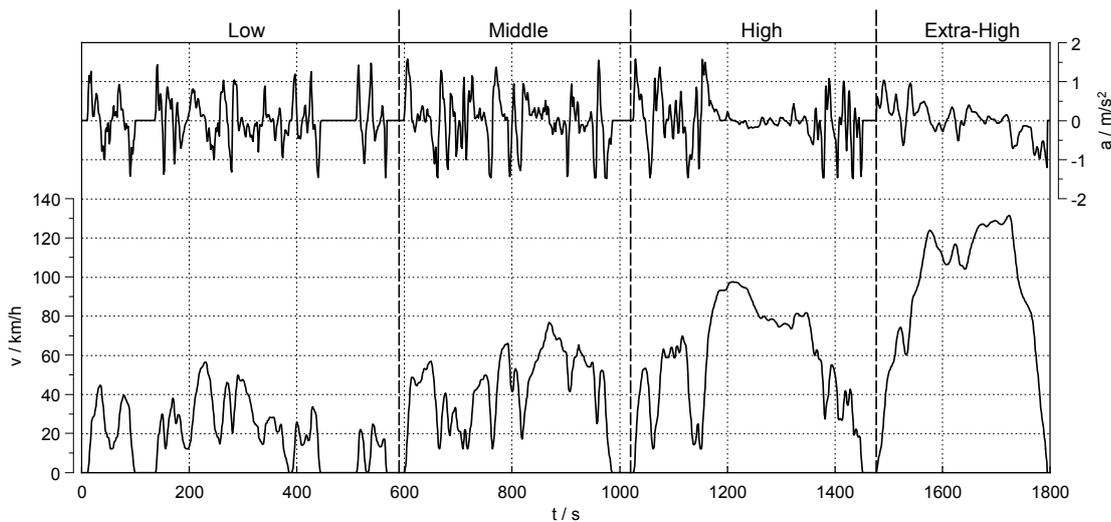


Abbildung 5.1: WLTP-Class-3-Zyklus Version 5

## 5.3 Stripdown-Messungen

Um die Gesamtreibung auf die einzelnen Komponenten aufteilen zu können wurde eine Reibungsanalyse nach der Stripdown-Methode durchgeführt. Diese Methode ist erfah-

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
Min. Beschleunigung	m/s <sup>2</sup>	-1.47	-1.49	-1.49	-1.21	-1.49
Max. Beschleunigung	m/s <sup>2</sup>	1.47	1.57	1.58	1.03	1.58

Tabelle 5.5: Parameter des WLTP-Class-3-Zyklus Version 5 [49]

rungsgemäß die beste Möglichkeit der Reibungszuordnung auf die einzelnen Komponenten. Allerdings ist dies definitionsgemäß keine exakte Ermittlung der Reibung, da wichtige Einflussfaktoren wie z. B. der Brennraumdruck und die Brennraumtemperatur nicht berücksichtigt werden können, da der Motor geschleppt wird. Die durchgeführten Stripdown-Messungen wurden nach der Systematik nach Abbildung 5.2 durchgeführt. Nach einem Kurbelwellen-, Kurbelwellenhauptlager-, Pleuel- und Pleuellagerschaden während der Messungen des 7. Schrittes wurden Schwingungsmessungen mit Beschleunigungssensoren durchgeführt, um die Ursache dieses Schadens zu erforschen. Des Weiteren wurde aus Zeitgründen nach dem Tausch von Kurbelwelle, Pleuel sowie Lagerschalen der weniger bedeutende Schritt 8 nicht mehr durchgeführt.

Die Randbedingungen für die Stripdown-Messungen lauten:

- Die Kühlmittelkonditionierung erfolgt bei jedem Stripdown-Schritt extern, dafür wurde das Wärmemanagementmodul in die Stellung „100 % offen“ gebracht, indem ein Potentiometer den Temperatursensor mit hoher Temperatur simulierte. In diesem Zustand wurde die elektrische Versorgung gekappt. Dies führte zu einem allzeit offenen Wärmemanagementmodul, da das Schneckengetriebe im stromlosen Betrieb seinen letzten Zustand beibehält. Dadurch war es möglich, die Kühlmitteltemperatur vollständig über die Kühlmittelkonditionierung zu regeln.
- Kühlmittel- und Öltemperaturvariation (jeweils selbes Temperaturniveau): 30 °C, 60 °C, 90 °C, 115 °C. Damit soll dem Einfluss der Viskosität des Öls sowie der Wärmeausdehnung der Komponenten bei verschiedenen Temperaturen Rechnung getragen werden. Die Kühlmitteltemperaturen beziehen sich auf den Eintritt in den Zylinderkopf. Die Motoröltemperaturen beziehen sich auf jene im Hauptölkanal.
- Die Kolbenkühl Düsen bleiben bei allen Messungen, bis auf jene ohne eingebaute Kolben, aktiviert.
- Es erfolgt keine Nockenwellenverstellung, d.h. Ein- und Auslassnockenwelle gehen auf ihre Nullstellung in der kein Öldruck zur Aufrechterhaltung benötigt wird.
- Der Wastegatesteller ist bei allen Messungen 100 % offen.

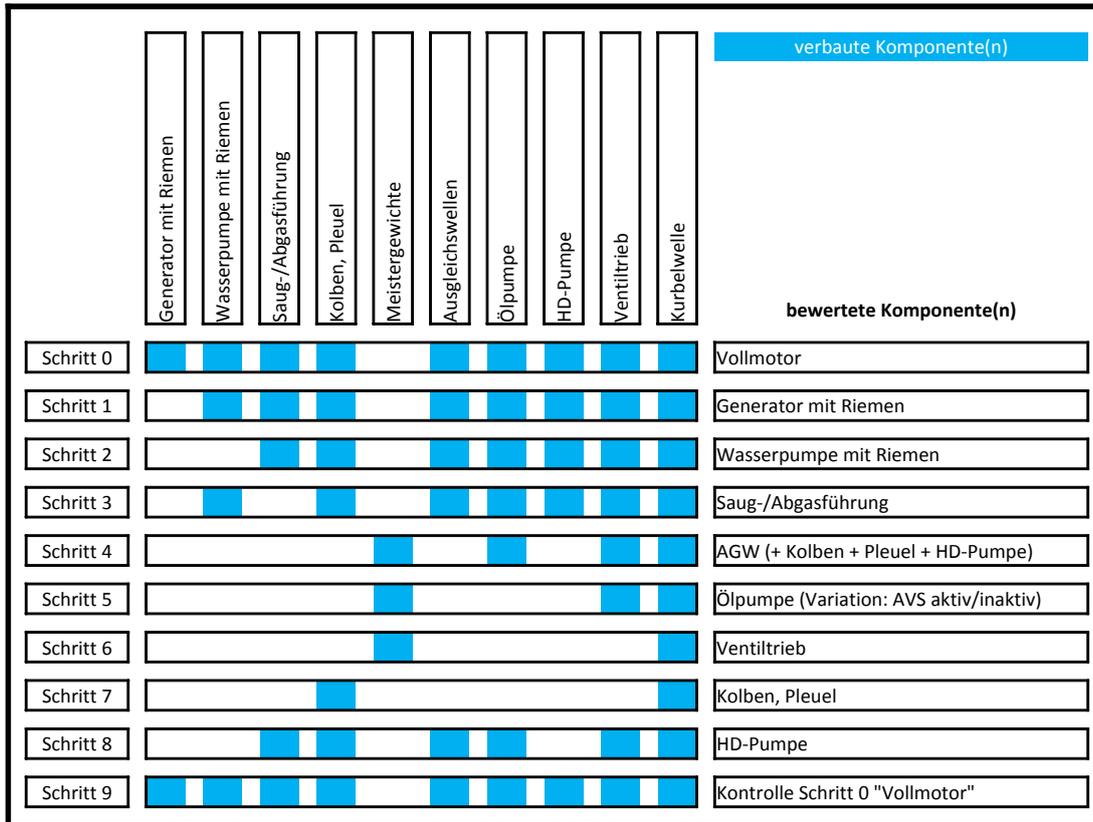


Abbildung 5.2: Audi EA888 Gen. 3 Stripdown-Systematik

- Deaktivierung des AVS (ausgenommen AVS-Variation bei Schritt 5).
- Bestimmte ECU-Informationen (z. B.: Status AVS, Stellung der Ladungsbewegungsklappe, Nockenwellenverstellung) wurden über die VCDS-Software laufend überprüft.

Die folgenden Stripdown-Schritte sind nach den zu bewertenden Komponenten benannt.

### 5.3.1 Schritt 0: Vollmotor

Bei diesem Schritt wurden die Zündspulen sowie die Hochdruck- und Niederdruckeinspritzdüsen deaktiviert, um den Schleppbetrieb verwirklichen zu können. Die Kraftstoffzufuhr blieb allerdings aktiv um den Energieaufwand der Kraftstoffhochdruckpumpe nicht zu verfälschen, welche beim Vollmotor mitgemessen werden sollte. Vom Klimakompressor wurde die eingebaute Klauenkupplung (wie bereits bei allen vorherigen Messungen) entfernt, d.h. der Klimakompressor verhält sich wie eine weitere Umlenkrolle. Der interne Ölkreislauf des EA888 wurde für die Ölkonditionierung abgeändert. So wurde der

Ölstands- und Öltemperatursensor ausgebaut und an dessen Stelle der Rücklauf der Ölkonditionieranlage installiert. Der Vorlauf der Ölkonditionieranlage wurde an Stelle des Ölmesstables montiert. Dadurch konnte die Öltemperatur in der Ölwanne konditioniert werden, welche eindeutig mit der Temperatur im Hauptölkanal zusammenhängt.

### 5.3.2 Schritt 1: Generator mit Riemen

Bei Schritt 1 wurde lediglich der Riemen des Generators entfernt um somit durch Differenzbildung mit Schritt 0 den Reibungsanteil von Generator und Umlenkrollen mit Riemen zu ermitteln.

Demontage von:

- Riemen des Generators

### 5.3.3 Schritt 2: Wasserpumpe mit Riemen

Bei diesem Schritt wurde der Zahnriemen der Wasserpumpe entfernt um somit den Reibanteil der Wasserpumpe durch Differenzbildung mit Schritt 1 bilden zu können. Durch das Entfernen des Riemens der motoreigenen Wasserpumpe musste die externe Versorgung durch die Pumpe der Kühlmittel-Konditionieranlage realisiert werden. Da der Durchfluss bei den vorherigen Schritten mit interner Wasserpumpe protokolliert wurde, konnte mit der externen Wasserpumpe ebenfalls der selbe Durchfluss eingestellt werden.

Demontage von:

- Zahnriemen der Wasserpumpe

### 5.3.4 Schritt 3: Saug- und Abgasführung

Bei diesem Schritt wurde der Zahnriemen der Wasserpumpe wieder montiert und das komplette Ansaugsystem und die Abgasführung abgebaut, sodass die Luft direkt in den Zylinderkopf ein- bzw. aus diesem ausströmt. Dieser Stripdown-Schritt wurde deshalb als eigener durchgeführt um die Gleichheit mit Schritt 1 zu verifizieren. Dieser Vergleich war insofern von Interesse, da die weiteren Stripdown-Schritte bis Schritt 8 keine Saug-/Abgasführung verbaut haben. Für den Kühlmittel- und Ölkreislauf mussten auch Änderungen vorgenommen werden, da der Turbolader abgebaut wurde. Daher wurde der ursprüngliche Ölaustritt des Turboladers blindgeschlossen und der Kühlmittelin- und -austritt des selbigen wurden verbunden.

Demontage von:

- Saug-/Abgasführung

Montage von:

- Zahnriemen der Wasserpumpe

Weitere Randbedingungen:

- Änderung der Anordnung des Kühlmittel- und Ölkreislaufes

### 5.3.5 Schritt 4: Ausgleichswelle, Vakuum- und Kraftstoffhochdruckpumpe, Kolben und Pleuel

Schritt 4 stellt den ersten größeren Umbauschritt dar. Zuerst mussten die Kolben und Pleuel ausgebaut und abgewogen werden. Die Masse des Kolbens und Pleuels wird für die Ermittlung der Masse sowie der Abmessungen der Meistergewichte benötigt. Dabei ergaben sich aus den gemittelten Massen der vier Kolben und Pleuel:

$$m_{\text{Kolben}} = 452.5 \text{ g} \quad (5.6)$$

$$m_{\text{Pleuel}} = 593 \text{ g} \quad (5.7)$$

Anschließend wurde der Abstand der Pleuelaugenmittelpunkte sowie der Massenmittelpunkt der Pleuel, bezogen auf den Mittelpunkt des großen Pleuelauges, ermittelt.

$$x_{\text{Augen}} = 148.2 \text{ mm} \quad (5.8)$$

$$x_{\text{s}} = 37.5 \text{ mm} \quad (5.9)$$

Die Masse der Meistergewichte errechnet sich aus:

$$m_{\text{rot}} = m_{\text{Pleuel}} \left( 1 - \frac{x_{\text{s}}}{x_{\text{Augen}}} \right) = 442.9 \text{ g} \quad (5.10)$$

$$m_{\text{osz}} = m_{\text{Pleuel}} \frac{x_{\text{s}}}{x_{\text{Augen}}} + m_{\text{Kolben}} = 602.6 \text{ g} \quad (5.11)$$

$$m_{\text{Meister}} = m_{\text{rot}} + \frac{1}{2} m_{\text{osz}} = 744.2 \text{ g} \quad (5.12)$$

Die tatsächliche Masse der Meistergewichte wurde aus Bauraumgründen etwas geringer gewählt. Der Außendurchmesser betrug 85 mm, der Innendurchmesser 48 mm und die Breite 22 mm. Mit zwei Schrauben wurden die zwei Halbschalenmeistergewichte auf den vier Kurbelwellenhubzapfen montiert. Die Schraubenberechnung erfolgte nach Köhler/Rögnitz und resultierte in der Wahl von Innensechskantschrauben DIN912 M6 x 20 der Festigkeitsklasse 8.8, [32]. Die Stilllegung der beiden Ausgleichswellen wurde durch das Entfernen der beiden Antriebsketten dieser beiden realisiert. Die Vakuum- und Kraftstoffhochdruckpumpe ist in einer Einheit verbaut und wird von der Auslassnockenwelle angetrieben. Eine Demontage dieser Einheit war aus Öl-Dichtheitsgründen nicht realisierbar, daher blieb die gesamte Einheit verbaut. Allerdings wurden der Stößel der Kraftstoffhochdruckpumpe sowie der Rotor der Vakuumpumpe entfernt, sodass die Vakuum-/Kraftstoffhochdruck-Pumpe keine Arbeit mehr verrichten konnte. Die Kolbenspritzdüsen sind mit einem M10-Außengewinde versehen und konnten somit durch M10-Schrauben verschlossen werden. Der Ventiltrieb blieb weiterhin verbaut. Bereits in diesem Schritt wurde der Betrieb mit der im nächsten Schritt verwendeten Ölkonditioniereinheit vorbereitet. Dafür war es nötig, das Öldruckregelventil des Ölkreislaufes manuell steuern zu können. Das Öldruckregelventil wird durch ein Magnetventil offen oder geschlossen geschaltet. Durch die Trennung der Kommunikation mit der Motorsteuerung und der Versorgung mit einer vom Prüfstand steuerbaren Spannungsquelle,

konnte das Öldruckregelventil und somit der gewünschte Öldruck manuell von der Prüfstandswarte aus gesteuert werden.

Demontage von:

- Kolben und Pleuel
- Zahnriemen der Wasserpumpe
- Ketten der beiden Ausgleichswellen
- Stößel der Kraftstoffhochdruck-Pumpe
- Rotor der Vakuumpumpe
- Kolbenspritzdüsen

Montage von:

- Meistergewichten

Weitere Randbedingungen:

- Öldruckregelventil manuell schaltbar

### 5.3.6 Schritt 5: Ölpumpe mit Variation von AVS (aktiv/inaktiv)

Bei diesem Schritt wurde die Kette der Ölpumpe demontiert um dadurch die Ölpumpe stillzulegen. Daher musste die Ölversorgung bzw. der notwendige Öldruck durch die externe Ölpumpe der Ölkonditioniereinheit bereitgestellt werden. Dafür wurde der Vorlauf der Ölkonditionieranlage über einen modifizierten Ölfilter verwirklicht, der Rücklauf über die Ölwanne blieb bestehen. Die interne Ölpumpe bleibt weiterhin verbaut.

Demontage von:

- Kette der Ölpumpe

Weitere Randbedingungen:

- Adaptierung der Ölkonditioniereinheit

### 5.3.7 Schritt 6: Gesamter Ventiltrieb

Im Schritt 6 ist nur mehr die Kurbelwelle mit den Meistergewichten verbaut. Dies ermöglicht einerseits die Bewertung der Reibung der Kurbelwelle und andererseits durch Differenzbildung mit Schritt 5 die Ermittlung des Reibanteils des Ventiltriebs. Abgebaut wurde lediglich die Steuerkette, um den Antrieb der Nockenwellen zu deaktivieren. Der öldurchflossene Kettenspanner der Steuerkette wurde mit einem Zwischenblech stillgelegt, um keinen undefinierten Ölfluss und damit Druckabfall des Ölkreislaufs zu erhalten.

Demontage von:

- Steuerkette

### 5.3.8 Schritt 7: Kolben und Pleuel

Für die Bewertung des Reibanteils von Kolben und Pleuel mussten die Nockenwellen ausgebaut werden, da bei einem stillgelegten Ventiltrieb eines Reihenvierzylinder-Motors mit eingebauten Nockenwellen nie alle Ventile gleichzeitig geschlossen sind. Dies sorgte für eine weitere Herausforderung, da es entweder die Möglichkeit der Fertigung einer Nullnockenwelle bzw. den Verschluss der versorgenden Ölbohrungen gab. Aus Zeitgründen wurde zweiteres beschlossen und somit wurde die Ölzufuhr in den Zylinderkopf durch jeweils ein Blech in der Dichtfläche zwischen Motorblock und Zylinderkopf und ein Zwischenblech welches den Zufluss zu den Nockenwellenverstellern unterbrach gestoppt.

Demontage von:

- Meistergewichte

Montage von:

- Kolben und Pleuel

### 5.3.9 Schritt 8: Vakuum- und Kraftstoffhochdruckpumpe

Dieser Schritt wurde aus Zeitgründen nach einem Schadensfall in Schritt 7 nicht durchgeführt, da die Reibleistung der Vakuum- und Kraftstoffhochdruckpumpe bei Interesse auch auf einem Aggregateprüfstand ermittelt werden könnte.

### 5.3.10 Schritt 9: Kontrollschritt – Vollmotor

Für die Rückvermessung der Reibung des Vollmotors wurde der gesamte Motor in der ursprünglichen Konfiguration wieder zusammengebaut.



## 6 Analyse und Interpretation

Die gemessenen Daten in ein einheitliches Format zu bringen war für die Analyse ein wichtiger erster Schritt. Die Dateien aus Tornado und VCDS wurde daher mit dem Texteditor Notepad++ 6.1.8 und dem Plugin Python Script 0.9.2.0 mit Hilfe eines programmierten Scripts so formatiert, dass diese beiden Dateien anschließend mit Matlab 7.11.0.584 (R2010b) zusammengefügt werden konnten. Ebenfalls wurden mit Matlab alle für die Auswertung der Messdaten notwendigen Berechnung durch programmierte Matlabscripts durchgeführt. Für die Auswertung der indizierten Messwerte aus IndiCom wurde Concerto 4.0b verwendet. Für die graphische Darstellung der Ergebnisse wurde Uplot 5.31.3 eingesetzt.

### 6.1 Randbedingungen

Bei Messungen mit dem Generator wurde stets Strom für einige Verbraucher im Fahrzeug, welche keine Hilfsfunktion für den Verbrennungsmotor verrichten, vom Generator bereitgestellt. Daher musste diese Bordnetzleistung von der Reibleistung abgezogen bzw. zur effektiven Leistung dazugezählt werden. Des Weiteren wurde eine Heizwertkorrektur bezogen auf 42.5 MJ/kg durchgeführt. Der elektrische Wirkungsgrad des Generators wurde vereinfacht konstant mit 66 % angenommen.

$$\eta_{el} = 0.66 \quad (6.1)$$

$$P_{r\ BN} = U_{BN} I_{BN} \frac{1}{\eta_{el}} \quad (6.2)$$

$$P_{e\ korr\ BN} = P_e + P_{r\ BN} \quad (6.3)$$

$$p_{e\ korr\ BN} = \frac{P_{e\ korr\ BN} \cdot 2}{V_H \cdot n} \quad (6.4)$$

$$p_{r\ korr\ BN} = p_i - p_{e\ korr\ BN} \quad (6.5)$$

$$m_{B\ korr\ Hu} = m_B \frac{H_u}{42.5} = m_B \frac{41.97}{42.5} = m_B \cdot 0.988 \quad (6.6)$$

$$b_{e\ korr\ BN} = \frac{m_{B\ korr\ Hu}}{P_{e\ korr\ BN}} \quad (6.7)$$

$$\eta_{e\ korr\ BN} = \frac{P_{e\ korr\ BN}}{m_{e\ korr\ BN} \cdot H_u} \quad (6.8)$$

$$(6.9)$$

Aus Gründen der Übersichtlichkeit sind bei den folgenden Auswertungen mit  $P_e$ ,  $p_e$ ,  $p_r$ ,  $m_B$ ,  $b_e$  und  $\eta_e$  stets die bereits korrigierten Variablen gemeint.

## 6.2 Effektiver Mitteldruck und Leistung

Der Verlauf des effektiven Mitteldrucks und der effektiven Leistung über der Drehzahl ist im Vergleich zur Veröffentlichung im MTZ-Artikel in Ausgabe 07-08/2011, ([26]) durchwegs ein wenig besser, was mit der geringen Sammlertemperatur von  $30\text{ }^{\circ}\text{C}$  zu tun haben könnte. Dies verhilft, vor allem im unteren Drehzahlbereich, zu höheren effektiven Mitteldrücken und somit einer höheren Leistung. Es wurden keine Eingriffe in die Motorsteuerung vorgenommen, allerdings wurde der originale Ladeluftkühler durch den bereits erwähnten FG100-4075-2 der Fa. Bowman ersetzt, um Einfluss auf die Sammlertemperatur nehmen zu können. In Abbildung 6.1 sind die Verläufe dargestellt.

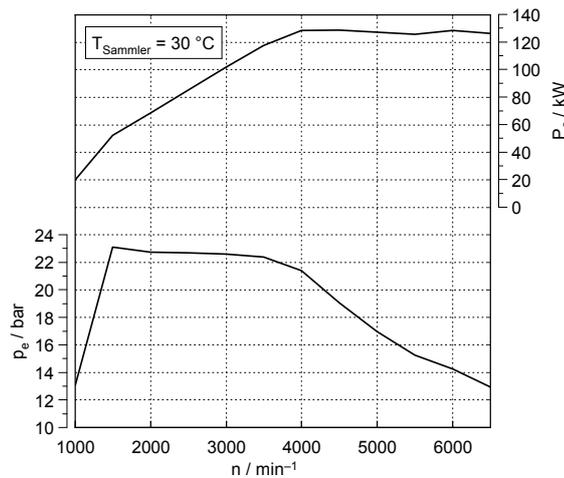


Abbildung 6.1: Volllastkurven des effektiven Mitteldrucks und der effektiven Leistung

## 6.3 Heizverlauf

In Abbildung 6.2 ist das Einspritz- und Zündsignal sowie der Zylinderdruck und Summenheizverlauf bei  $2000\text{ min}^{-1}$  dargestellt. Die beiden Einspritz- und Zündsignale haben eine Signaleinstreuung durch die von einem Netzstecker gespeisten Strommesszangen. Bei einem effektiven Mitteldruck von 2 bar erfolgt eine Saugrohreinspritzung, bei 12 bar effektivem Mitteldruck erfolgt eine 1-fache Direkteinspritzung und bei Volllast eine 2-fache Direkteinspritzung. In Tabelle 6.1 sind weitere Kenngrößen dieser drei Betriebspunkte bei  $2000\text{ min}^{-1}$  zusammengefasst. Bei  $2000\text{ min}^{-1}$  liegt der höchste effektive Wirkungsgrad bei einem effektivem Mitteldruck von ca. 12 bar. Dies liegt daran, dass bei 2 bar effektivem Mitteldruck der Reibmitteldruck prozentual einen großen Anteil hat und somit der effektive Wirkungsgrad gering ist. Bei Volllast, 22,7 bar effektivem Mitteldruck, liegt ein anderer, den effektiven Wirkungsgrad beeinflussender Faktor vor. Auf Grund der begrenzt thermisch belastbaren Bauteile müssen beim Erreichen der kritischen Temperatur verschiedene Maßnahmen zur Senkung dieser ergriffen werden. Daher

wird der Zündzeitpunkt nach „spät“ gestellt um somit das Druckmaximum erst später im Arbeitshub zu realisieren, was zwar zu einer geringeren Brennraumtemperatur, allerdings auch zu einem geringeren Wirkungsgrad führt. Des Weiteren wird durch „Anfetten“ die Brennraumtemperatur gesenkt. Bei diesem Motor geschieht dies nur mäßig, da durch die integrierte Abgaskühlung die Abgastemperatur und somit die kritischen Bauteiltemperaturen von Auslassventilen, Turboladerturbine und Katalysator gesenkt werden können.

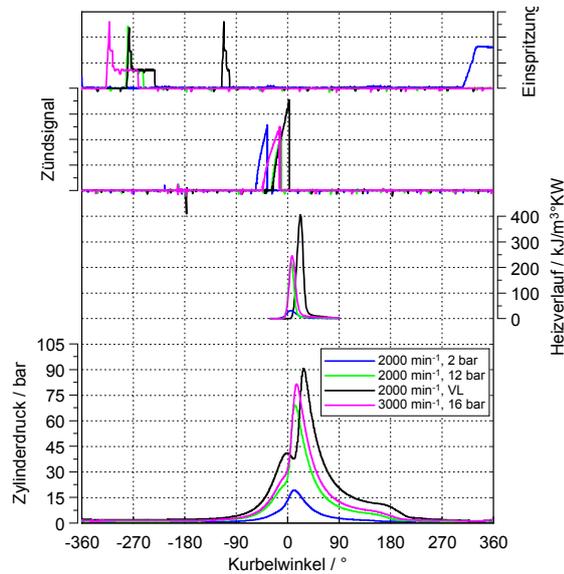


Abbildung 6.2: Vergleich unterschiedlicher Lastpunkte bei  $2000 \text{ min}^{-1}$  sowie des Wirkungsgradbestpunktes

Der maximale effektive Wirkungsgrad innerhalb des gesamten Kennfeldes beträgt etwa 37.5% und wird bei einer Drehzahl von  $3000 \text{ min}^{-1}$  und einem effektiven Mitteldruck von 16 bar erreicht. Bei diesem Betriebspunkt herrscht das Wirkungsgradmaximum, da einerseits der Reibmitteldruck absolut und relativ gesehen gering ist und andererseits ein guter Kompromiss zwischen optimaler Verbrennungslage sowie Bauteilschutz ohne Anfettung besteht.

Die Ladungswechselschleife mit dem größten positiven Ladungswechselmitteldruck wird bei einer Drehzahl von  $1500 \text{ min}^{-1}$  und einem effektiven Mitteldruck von 18 bar erreicht. Hierbei ist die „kurze“ Auslassnocke aktiv, es besteht allerdings keine Ventilüberschneidung. In Abbildung 6.3 sieht man den Druckverlauf des vierten Zylinders dieses Betriebspunktes in einem p-V-Diagramm. Der Ladungswechselmitteldruck beträgt hierbei 0.12 bar.

Die Turboaufladung mit Direkteinspritzung in Zusammenhang mit der ein- und auslassseitigen teilvariablen Ventilsteuerung ermöglicht durch eine Zündfolgetrennung ein positives Spülgefälle. dies bedeutet, dass während beide Ventile geöffnet sind, ein höherer Lade- als Abgasgedruck vorhanden ist. Daher kann der Zylinder mit Frischluft durchspült werden, was einerseits zu einem geringeren Restgasgehalt und andererseits

		2000 - 2 bar	2000 - 12 bar	2000 - VL	3000 - 16 bar
Einspritzung	-	ND	HD1	HD2	HD1
SOI	°KW n. OT	308	-282	-281 und -115	-318
EOI	°KW n. OT	360	-253	-232 und -101	-261
ZZP	°KW n. OT	-35	-12	3	-12.9
MFB50	°KW n. OT	9.7	8.1	23	9.8
$\eta_e$	%	23.3	36.4	33.9	37.5
$\lambda_{ETAS}$	-	1.00	1.00	0.98	1.00
$T_{22}$	°C	31.8	29.8	30	29.5
$p_{22}$	bar rel	-0.26	0.22	1.09	0.43
$T_{41b}$	°C	470	714	820	831
$p_r$	bar	0.64	0.65	0.82	0.76

Tabelle 6.1: Kenngrößen unterschiedlicher Betriebspunkte bei  $2000 \text{ min}^{-1}$  und im Wirkungsgradbestpunkt bei  $3000 \text{ min}^{-1}$

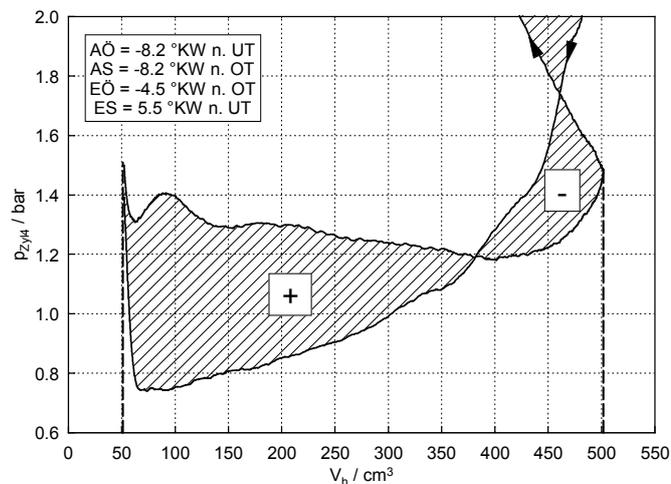
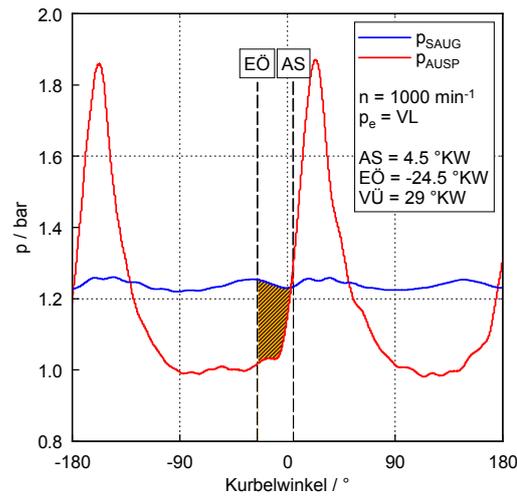


Abbildung 6.3: Ladungswechselschleife des vierten Zylinders bei  $1500 \text{ min}^{-1}$  und 18 bar effektivem Mitteldruck

zu einem höheren auf die Turbine wirkenden Luftmassenstrom führt. Ebenso werden durch dieses „Durchspülen“, auch „Scavenging“ genannt, die Temperaturen von Auslassventilen und Turboladerturbine reduziert. Durch diese Maßnahmen wird der indizierte Mitteldruck angehoben. In Abbildung 6.4 ist diese Zündfolgetrennung bei einer Drehzahl von  $1000 \text{ min}^{-1}$  und Vollast dargestellt. Die Schraffierung markiert den Bereich der Ventilüberschneidung. Dabei ist gut ersichtlich, dass durchwegs ein positives Spülgefälle vorherrscht und somit eine Durchspülung mit Frischluft möglich ist.

## 6.4 Kennfelder

Die Sammlertemperatur der folgenden Kennfelder wurde auf eine konstante Temperatur von  $30 \text{ °C}$  geregelt. Dies entspricht zwar nicht den realen Bedingungen im Fahrzeug, wurde aber zur besseren Vergleichbarkeit unterschiedlicher Motoren so gewählt. Die bereits

Abbildung 6.4: Positives Druckgefälle bei  $1000 \text{ min}^{-1}$  und Volllast

im Kapitel 3 behandelten Maßnahmen zur Reibungsreduzierung des Audi EA888 Gen. 3 erwirken das durchwegs auf niedrigem Niveau befindliche Reibmitteldruckkennfeld wie es in Abbildung 6.5 dargestellt ist.

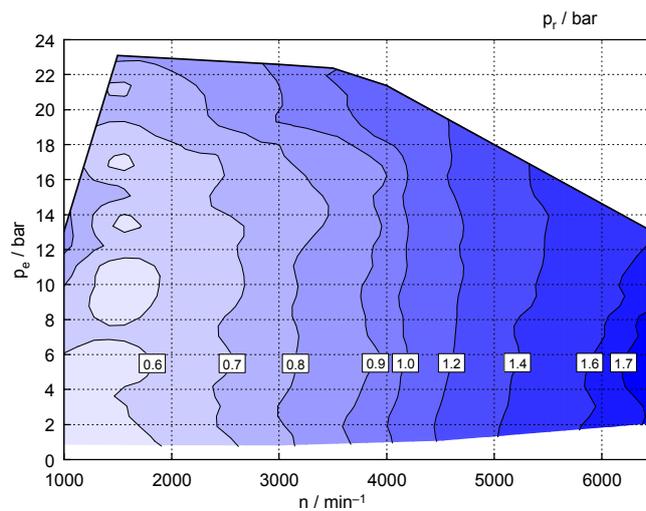


Abbildung 6.5: Reibmitteldruck

Der spezifische Kraftstoffverbrauch hat ein Minimum von  $229 \text{ g/kWh}$  bei einer Drehzahl von  $3000 \text{ min}^{-1}$  und einem effektiven Mitteldruck von  $16 \text{ bar}$ . Dieser Wert entspricht einem effektiven Wirkungsgrad von  $37.5\%$ . Die Verläufe sind in Abbildung 6.6 dargestellt und zeigen einen großen Bereich, welcher sich nahe dem maximalen effektiven Wirkungsgrad befindet.

Das Luft-Kraftstoffverhältnis der am Prüfstand gemessenen Lambda-Breitbandsonde

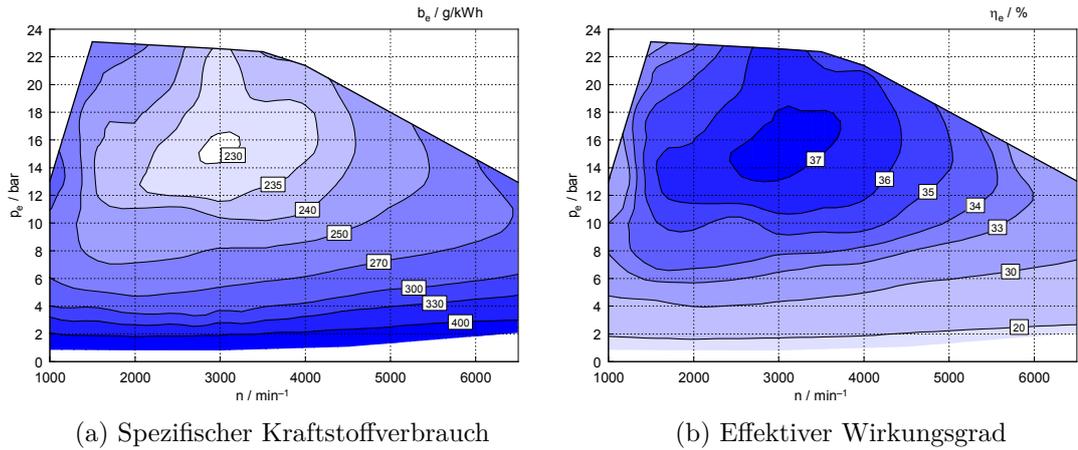


Abbildung 6.6: Spezifischer Kraftstoffverbrauch und effektiver Wirkungsgrad

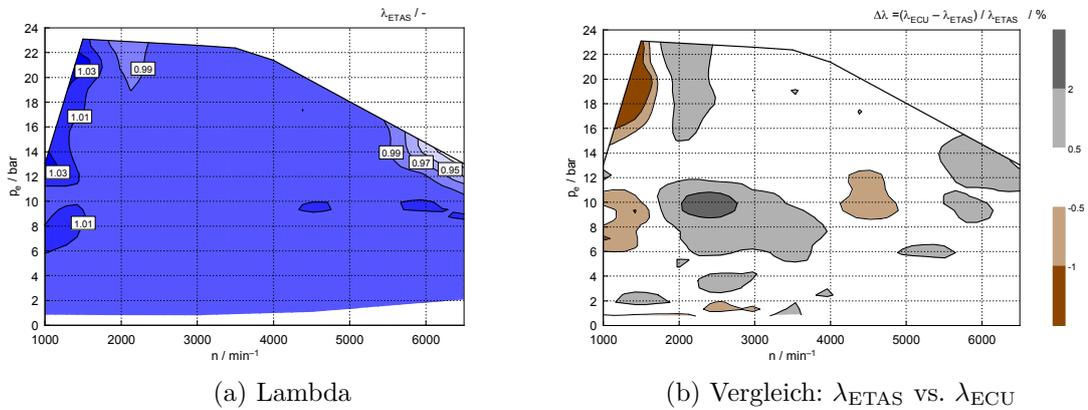


Abbildung 6.7: Lambdakennfelder

$\lambda_{ETAS}$  ist in Abbildung 6.7a dargestellt. Man sieht das in weiten Kennfeldbereichen ein- geregelte Luftverhältnis von 1, was durch die integrierte Abgaskühlung ermöglicht wird. Im hohen Drehzahlbereich bei hohen Lasten ist eine „Anfettung“ des Gemischs unum- gänglich um den Bauteilschutz zu gewährleisten. Im niedrigen Drehzahlbereich bei hohen Lasten tritt scheinbar ein Luftverhältnis größer 1 auf, was auf das Durchspülen mit Fri- schluft zurückzuführen ist. Das tatsächliche Luftverhältnis im Brennraum ist in diesem Bereich mit Ventilüberschneidung sowie einem positiven Druckverhältnis messtechnisch nicht zu erfassen. Weiters sieht man in Abbildung 6.7b einen Vergleich zwischen dem am Prüfstand gemessenen  $\lambda_{ETAS}$  und dem aus dem Motorsteuergerät ausgelesenem  $\lambda_{ECU}$ . In großen Bereichen des Kennfeldes stimmen diese beiden Werte gut überein, allerdings erfasst das Motorsteuergerät im Bereich der Drehzahl  $2500 \text{ min}^{-1}$  und des effektiven Mitteldrucks 10 bar ein zu hohes Luftverhältnis.

Die Kennfelder der Abgasemissionen sind in Abbildung 6.8 dargestellt. Die CO-Emis- sionen besitzen einerseits bei geringeren Drehzahlen und hoher Last und andererseits bei

hohen Drehzahlen und hoher Last ein lokales Maximum. Bei hohen Drehzahlen bewirkt dies der Sauerstoffmangel durch ein Luftverhältnis kleiner als 1 im Brennraum. Dies dient wie bereits oben besprochen, dem Bauteilschutz der Komponenten wie Auslassventilen, Turboladerturbine und Katalysator. Auffällig ist der Kennfeldbereich um  $2500 \text{ min}^{-1}$  und 10 bar effektivem Mitteldruck, da hier hohe THC-,  $\text{NO}_x$ - sowie Partikelemissionen vorliegen (Abbildung 6.8). Dieser Bereich liegt im Umschaltbereich der Nieder- und Hochdruckeinspritzung (Abbildung 6.12a) sowie der Tumbleklappe (Abbildung 6.18a) und weiters liefert die Variable  $\lambda_{\text{ECU}}$  einen Wert knapp größer als 1 (Abbildung 6.7).

Eine Ventilüberschneidung liegt stets im Bereich von unter 12 bar effektivem Mitteldruck sowie bei Volllast bis zum Low-end-torque vor, wie in Abbildung 6.9b zu sehen ist. Im Volllastbereich bis zum Low-end-torque ist zudem die „kurze“ Nocke aktiv (blaue Bereich in Abbildung 6.9a), was eine Zündfolgetrennung und somit ein positives Spülgefälle bei der Ventilüberschneidung ermöglicht. Dadurch wird bei niedrigen Drehzahlen das Drehmoment angehoben.

Die Werte für Zündzeitpunkt und 50 %-Massenumsetzungspunkt (MFB ... **Mass Fraction Burned**) sind in Abbildung 6.10 zu sehen. Der Zündzeitpunkt wird bei Erhöhung der Drehzahl grundsätzlich nach „früh“ verlegt, da sich bei einer höheren Drehzahl und einer angenommenen gleichbleibenden Zündverzugszeit der Zündverzugswinkel entsprechend dem Verhältnis der Drehzahlerhöhung vergrößert. Bei Verringerung der Last verschiebt das Motorsteuergerät den Zündzeitpunkt ebenfalls nach „früh“, da durch den geringeren Zylinderdruck auch die Flammenausbreitungsgeschwindigkeit abnimmt. Im realen Motorbetrieb muss allerdings auf Grund des Zylinderdruckmaximums und Neigung zu Verbrennungsanomalie sowie Druckanstiegsraten (Geräuschemissionen) der Zündzeitpunkt nach hinten geschoben werden. Derjenige Punkt, an dem 50 % der Brennstoffmasse umgesetzt ist, nennt man 50 %-Massenumsatzpunkt. Dieser 50 %-Umsatzpunkt ist stets ein Kompromiss aus hohem Wirkungsgrad, wenn er sich nahe am oberen Totpunkt befindet, und Einhaltung der kritischen Bauteiltemperaturen und -drücke, wenn man ihn später in den Expansionshub legt. Des Weiteren können Komfortwünsche (Verbrennungsstabilität) bei geringen Drehzahlen zu einem späteren 50 %-Umsatzpunkt führen. In Abbildung 6.10b ist dieser Verlauf dargestellt. Bei hohen Lasten, vor allem im unteren Drehzahlbereich, wird aus Klopfgründen die Verbrennungslage nach hinten verschoben. In einem großen Kennfeldbereich beträgt die Lage des 50 %-Umsatzpunktes um die  $8\text{--}10^\circ \text{KW n. OT}$ . Der maximale effektive Wirkungsgrad von 37.5 % wird bei einer Drehzahl von  $3000 \text{ min}^{-1}$  sowie einem effektiven Mitteldruck von 16 bar bei einer Verbrennungslage von  $9.8^\circ \text{KW n. OT}$  erreicht.

Der maximale Zylinderdruck sowie der maximale Druckgradient der einzelnen Betriebspunkte ist in Abbildung 6.11 dargestellt. Der maximale Druckgradient ist für die Geräuschemissionen relevant.

In Abbildung 6.12a sind die verschiedenen Einspritzstrategien dargestellt. Im betriebswarmen Zustand ist der Einsatz einer Saugrohreinspritzung (Niedereinspritzung, ND), einer einfachen Direkteinspritzung (Hochdruckeinspritzung 1, HD1) oder einer zweifachen Direkteinspritzung (Hochdruckeinspritzung 2, HD2) möglich. Die dreifache Hochdruckeinspritzung wird nur bei Kaltstart und hohen Lasten, wie beispielsweise beim WLTP-Class-3-Zyklus mit Kaltstart, eingesetzt. Abbildung 6.12b zeigt das Kennfeld

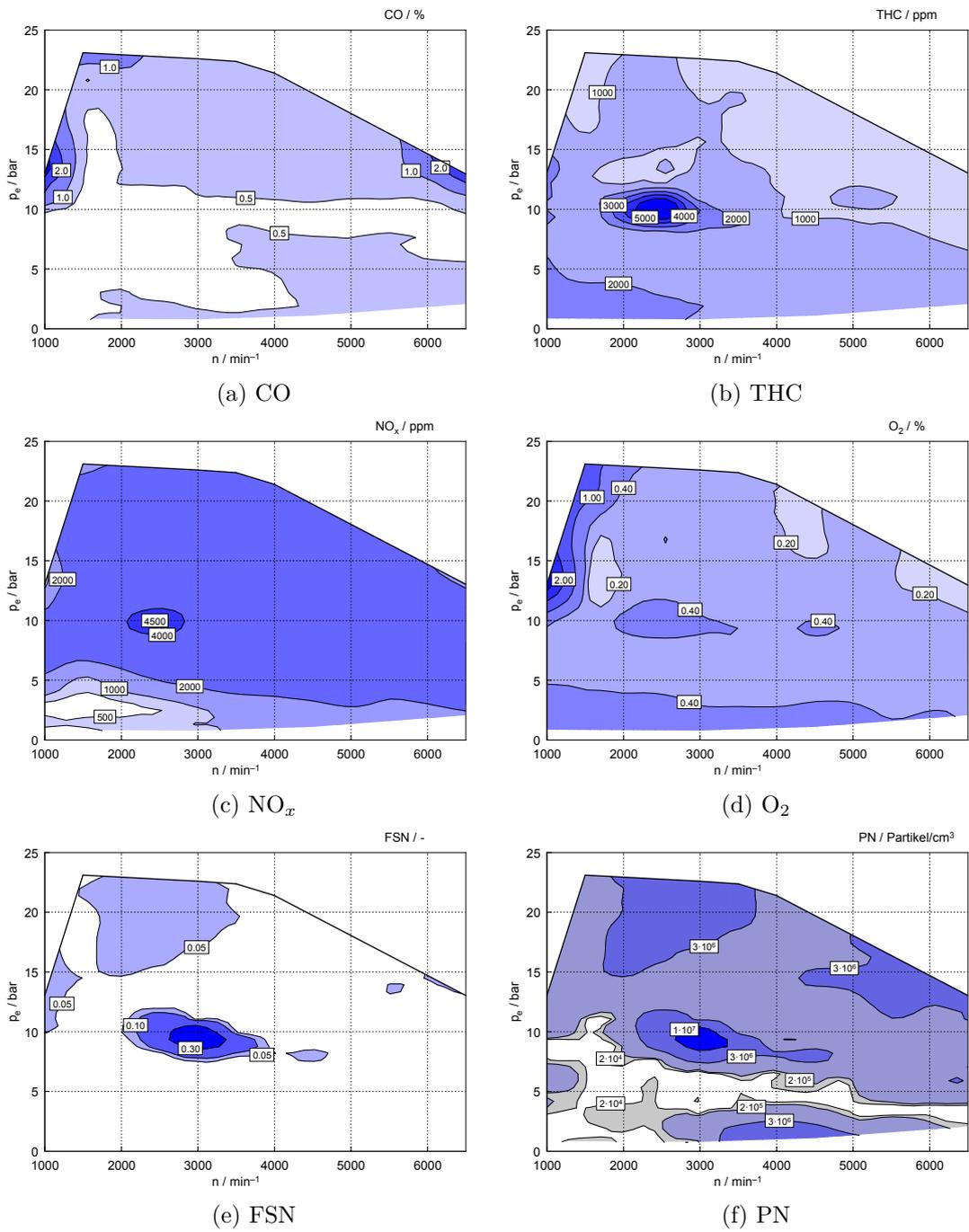


Abbildung 6.8: Emissionskennfelder

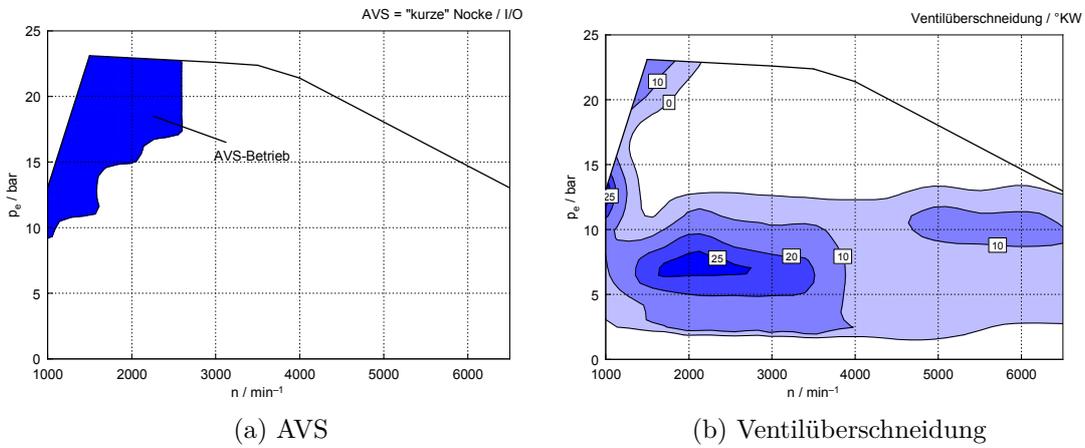


Abbildung 6.9: Nockenwellennocke und Ventilüberschneidung

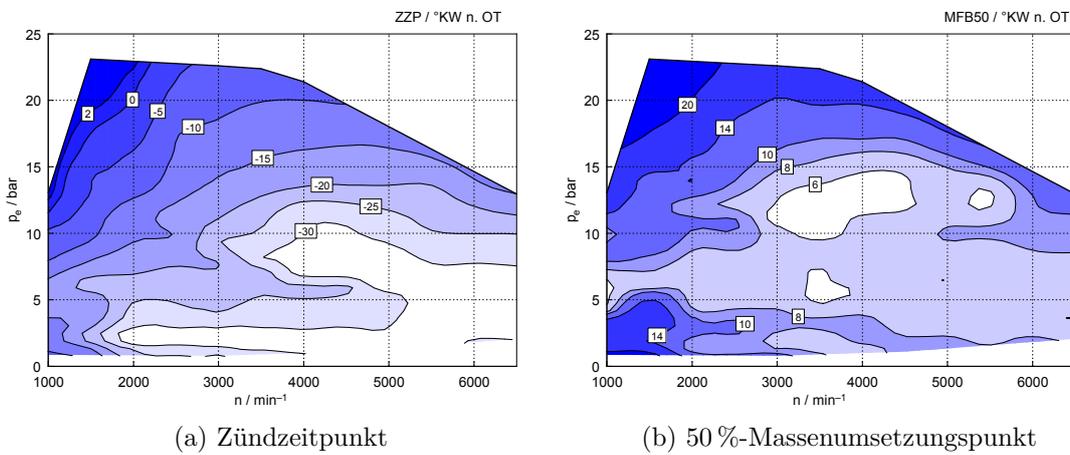


Abbildung 6.10: Zündzeitpunkt und 50 %-Massenumsetzungspunkt

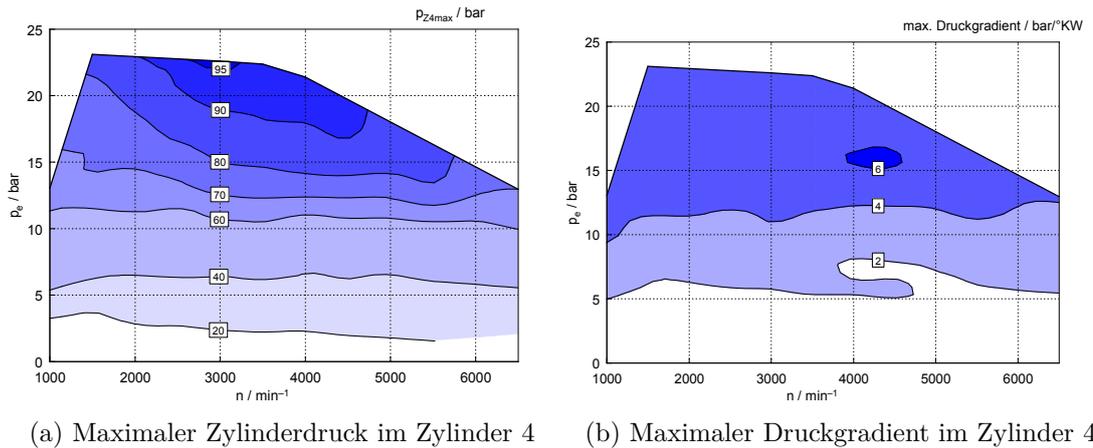


Abbildung 6.11: Maximaler Zylinderdruck und Druckgradient

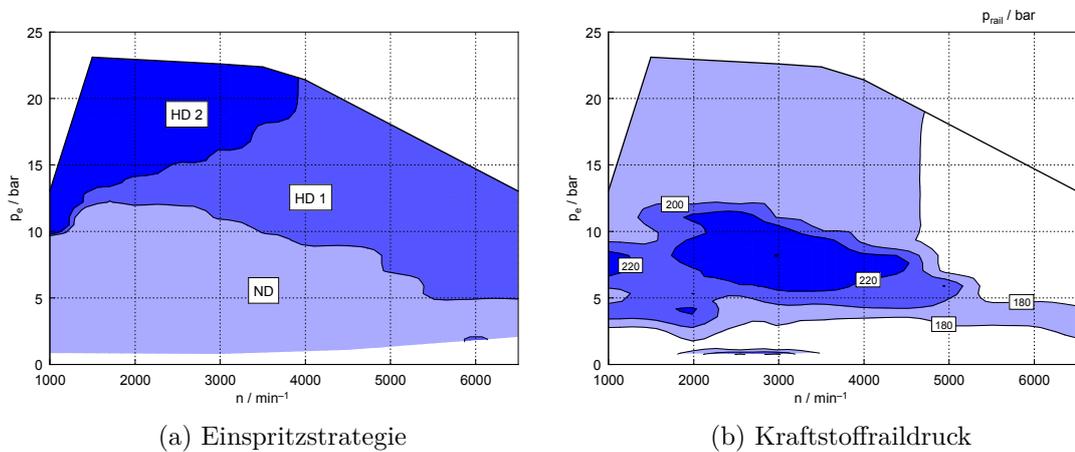


Abbildung 6.12: Einspritzstrategie und Kraftstoffdruck

des Kraftstoffdrucks im Hochdruckrail. Dabei ist ersichtlich, dass im Bereich der Saugrohreinspritzung, Raildrücke von über 220 bar auftreten. In diesem Bereich erfolgt keine Kraftstoffentnahme aus dem Hochdruckrail, somit kann sich der Kraftstoff erwärmen was weiters zu einer Druckerhöhung im Hochdruckrail führt.

Da der Audi EA888 Gen. 3 keine einlassseitige vollvariable Ventilsteuerung besitzt ist auch kein entdrosselter Betrieb möglich. Daher tritt bei der Drosselklappe im unteren Lastbereich stets ein Druckverlust auf, der den Luftaufwand  $\lambda_a$  bzw. den Liefergrad  $\lambda_l$  und somit die im Zylinder nach Abschluss des Ladungswechsel befindliche Frischladung reduziert. Dies ist die klassische Regelung der Motorlast eines Ottomotors ohne Direkteinspritzung und wird auch als Quantitätsregelung bezeichnet. Durch diese Drosselung sinkt die effektive Verdichtung bei stets gleichbleibendem geometrischen Verdichtungsverhältnis und somit reduziert sich der Wirkungsgrad des Motors

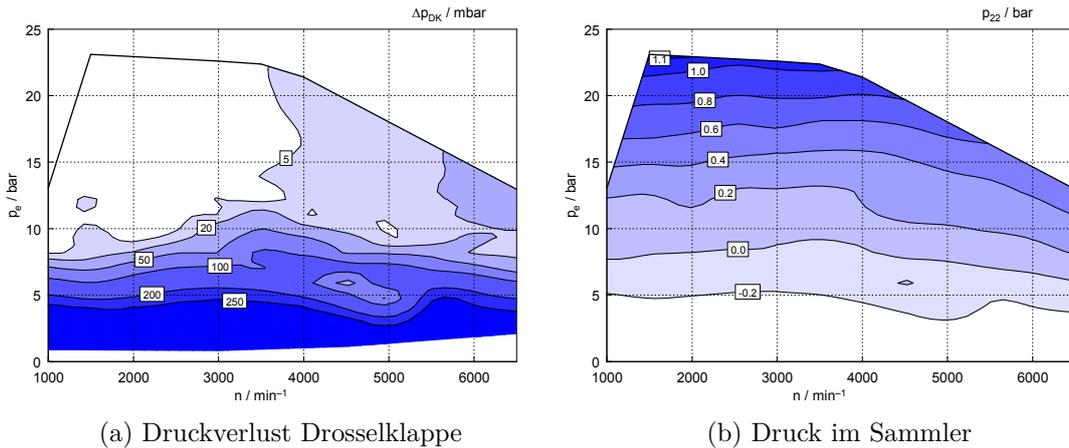


Abbildung 6.13: Drosselklappendruckverlust und Sammlerdruck

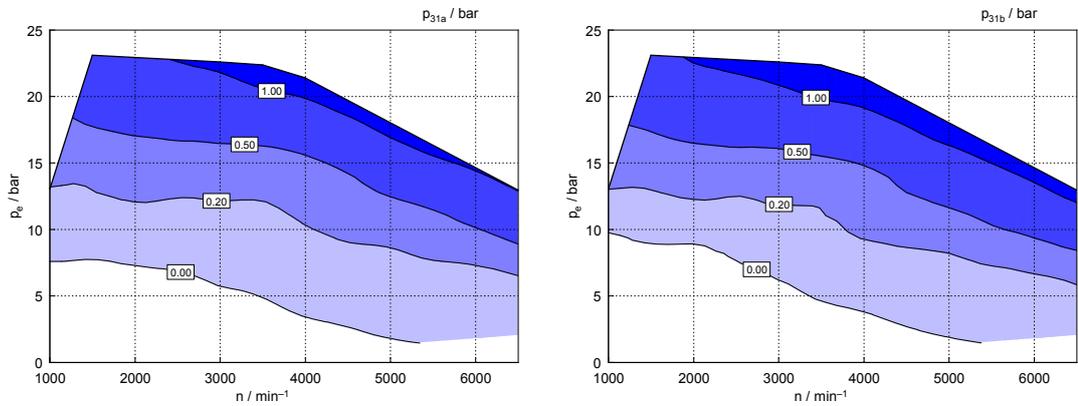
in diesen Betriebspunkten, [15]. Dieser Drosselverlust ist auch in Abbildung 6.13b im unteren Lastbereich ersichtlich. Der maximale Ladedruck im Sammler beträgt 1.1 bar (bezogen auf den Umgebungszustand) und steht bereits bei einer Drehzahl von knapp unter  $1500 \text{ min}^{-1}$  zur Verfügung. Dieser Ladedruck definiert neben dem Wirkungsgrad und der Bauteilbeständigkeit das maximal erreichbare Drehmoment des Motors.

In Abbildung 6.14 sind die beiden Abgasdrücke vor Turbineneintritt dargestellt. Flut a bezeichnet die Abgasführung von Zylinder 1 und 4, Flut b die von Zylinder 2 und 3. Da die Strecke vom Auslassventil bis vor die Turbine für die Flut b eine geringere ist, herrschen dort die höheren Drücke sowie Temperaturen.

Durch das Wärmemanagementmodul ist innerhalb des gesamten Kennfelds eine ideale Temperaturvorgabe des Kühlmediums durch die Motorsteuerung möglich. Um die Reibung niedrig zu halten, wird im unteren Last- und Drehzahlbereich eine Kühlmittelintrittstemperatur von über  $100^\circ\text{C}$  gewählt. Bei steigenden Drehzahlen und Lasten wird die Kühlmittelintrittstemperatur bis unter  $80^\circ\text{C}$  gesenkt, um eine ausreichende Kühlung der Bauteile sowie eine Minimierung der Klopfneigung zu gewährleisten.

Da sowohl der vom Generator erzeugte, als auch der zum Fahrzeug an das Bordnetz fließende Strom gemessen wurde, konnte anschließend durch Differenzbildung dieser beiden Größen die Stromaufnahme und somit Leistungsaufnahme der Motorperipherie ermittelt werden. Hin zu hohen Lasten und Drehzahlen ergibt sich eine höhere Leistungsaufnahme der elektrischen Motorperipherie (Abbildung 6.16).

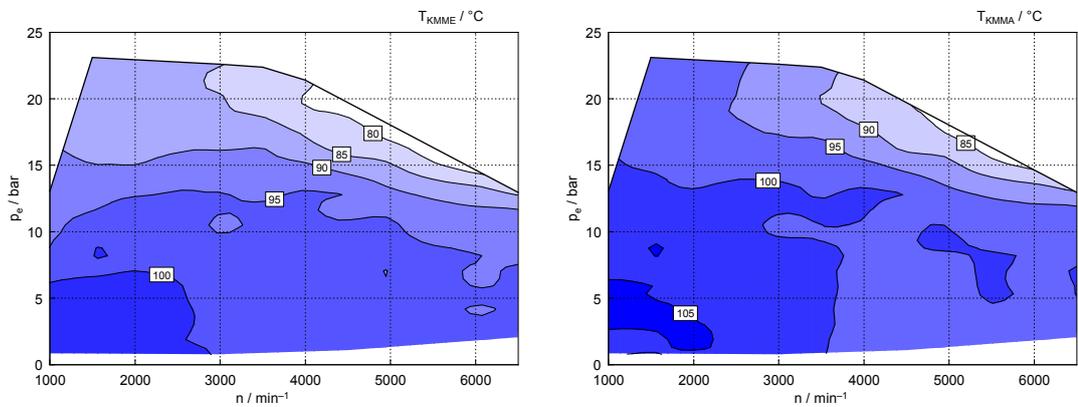
Abbildung 6.17 zeigt die Stellung des Ladedruckregelventils und die Turboladerdrehzahl. Im Lastbereich von unter 7 bar effektivem Mitteldruck ist das Ladedruckregelventil stets voll geöffnet, da in diesem Bereich durch Öffnen des Ventils der Abgasgegendruck abgesenkt wird, was zu einem höheren Wirkungsgrad führt, da in diesem Lastbereich kein Ladedruck durch den Turbolader zur Verfügung gestellt werden muss. Im Bereich des Low-end-torque sorgt das elektrische Ladedruckregelventil für ein vollständig geschlossenes Ventil, um die Turboladerturbine mit dem maximalen Abgasenthalpiestrom zu versorgen und dadurch den maximal möglichen Ladedruck durch das Verdichterrad



(a) Abgasdruck vor Turbine Flut a  
(Zylinder 1 und 4)

(b) Abgasdruck vor Turbine Flut b  
(Zylinder 2 und 3)

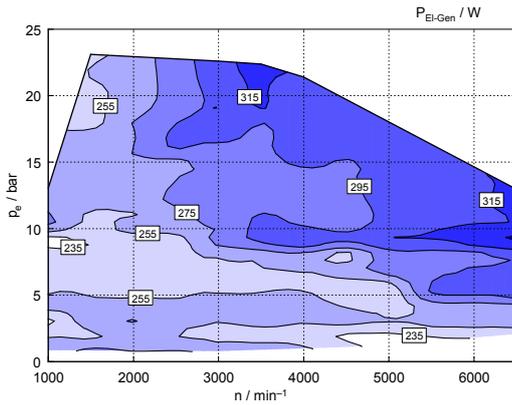
Abbildung 6.14: Abgasdruck vor Turbine



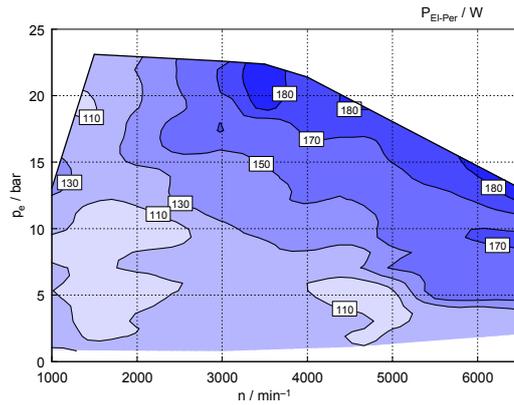
(a) Kühlmitteltemperatur direkt am  
Motoreintritt

(b) Kühlmitteltemperatur direkt am  
Motorausritt

Abbildung 6.15: Kühlmitteltemperatur am Motorein- und -austritt

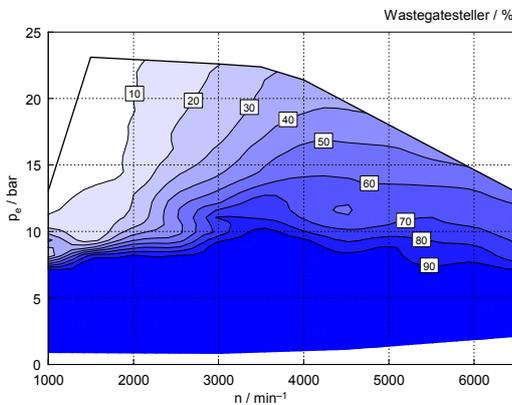


(a) Elektrische Leistung des Generators

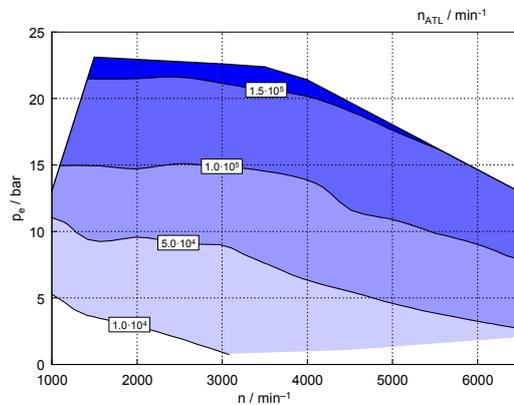


(b) Elektrische Leistung für die Motorperipherie

Abbildung 6.16: Elektrische Leistungen



(a) Stellung des Ladedruckregelventils



(b) Turboladerdrehzahl

Abbildung 6.17: Stellung des Ladedruckregelventils und Turboladerdrehzahl

zu erzeugen.

Der ausgefüllte Bereich in Abbildung 6.18a zeigt den Bereich, in dem die Tumbleklappe eine Tumble-Bewegung erzeugt, also aktiviert bzw. geschlossen ist. Diese Deaktivierung führt bei ausreichender Ladungsbewegung zu einem höheren Füllungsgrad im Zylinder und ebenfalls zu einem höheren Wirkungsgrad. Die vier Kolbenkühl Düsen sind im stationären, betriebswarmen Zustand lediglich bei Drehzahlen  $< 1000 \text{ min}^{-1}$  sowie im Leerlauf bis  $3000 \text{ min}^{-1}$  nicht durchströmt (Abbildung 6.18b). Beim Warmlauf, vor allem bei transients Betriebsweise wie beispielsweise beim WLTP-Class-3-Zyklus sind die Kolbenspritzdüsen bis zum betriebswarmen Zustand auch bei höheren Lasten nicht durchströmt um die Aufwärmphase und die mit ihr korrelierenden höheren Emissionen zu verringern. Die Deaktivierung der Kolbenspritzdüsen dient zu einem kleinen Teil der Reduzierung der Leistungsanforderung der Ölpumpe und damit der Verringerung der

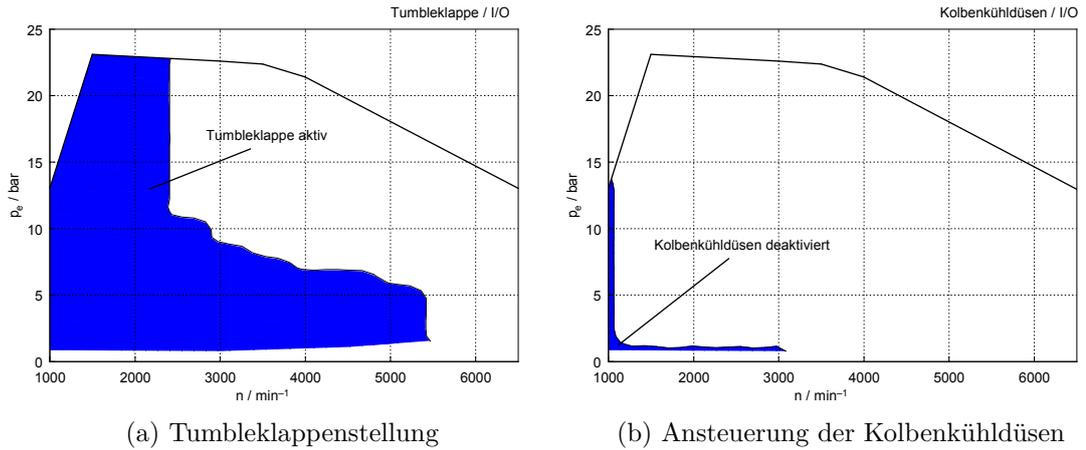


Abbildung 6.18: Tumblestellung und Kolbenkühldüsenansteuerung

Reibung.

An Hand der in Abbildung 6.19 dargestellten Betriebsweise mit aktivierter und deaktivierter Tumbleklappe bei  $2000 \text{ min}^{-1}$  ist der Einfluss und die Notwendigkeit einer solchen Ladungsbewegungsklappe gut ersichtlich. Ohne Tumblebewegung verschiebt sich der 50 %-Massenumsetzungspunkt bei gleichbleibenden Zündzeitpunkt um fast  $5^\circ \text{KW}$  in Richtung „spät“, wodurch der Wirkungsgrad sinkt. In Abbildung 6.19 ist der prozentual geringere spezifische Kraftstoffverbrauch mit Tumblebewegung für jeden Messpunkt berechnet.

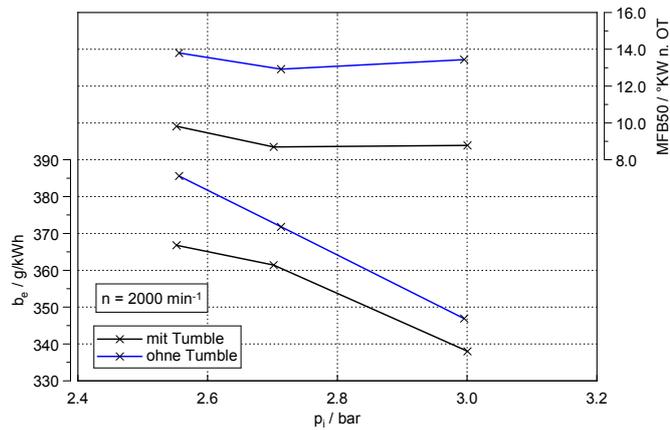


Abbildung 6.19: Tumbleklappe aktiv vs. inaktiv bei  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$

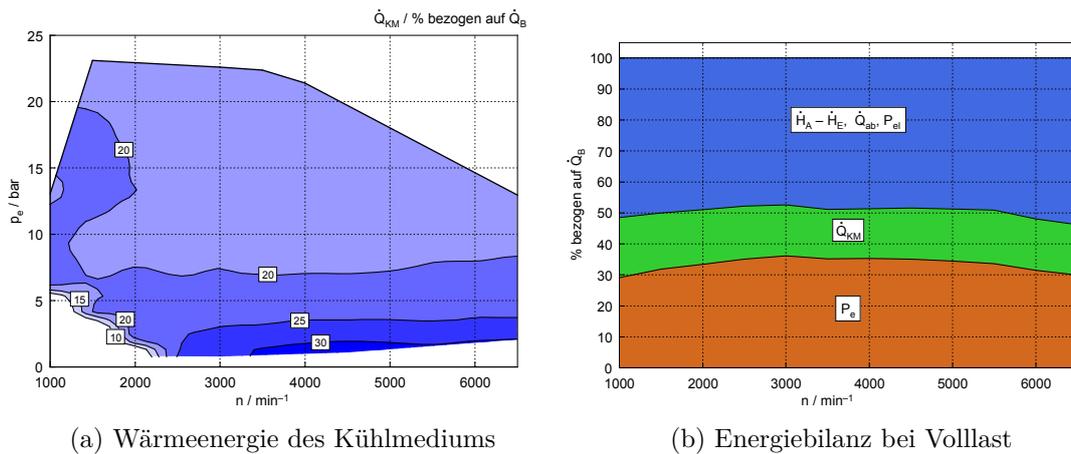


Abbildung 6.20: Energiebilanz

## 6.5 Energiebilanz

Für die Energiebilanz wurde zuerst die zugeführte Brennstoffenergie  $\dot{Q}_B$  berechnet.

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_B H_u \quad (6.10)$$

Danach wurde mit der Annahme einer konstanten Wärmekapazität  $c_p$  des Kühlmediums (50/50-Mischung Wasser/Glysantin) von  $3.4 \text{ kJ/kg K}$  der Kühlmittelwärmestrom  $\dot{Q}_{KM}$  berechnet.

$$\dot{Q}_{KM} = (T_{KM\text{aus}} - T_{KM\text{ein}}) c_p \dot{V}_{KM} \quad (6.11)$$

Die innere Leistung  $P_i$  wurde bereits durch die Zylinderdruckindizierung ermittelt. Die elektrische Leistung  $P_{el}$  für die Motorperipherie wurde berechnet, allerdings stellte sich heraus, dass dieser Wert stets weniger als 1% beträgt und wurde daher in der Darstellung in Abbildung 6.20 nicht als eigener Bereich gekennzeichnet.

In Abbildung 6.20a sieht man, dass in weiten Bereichen des Kennfelds der prozentuale Anteil des Wärmeenergiestroms des Kühlmediums im Bereich von 20% liegt. Abbildung 6.20b zeigt die Energiebilanz bei Vollast.  $\dot{Q}_{ab}$  beschreibt den Wärmeübergang des Motors an die Umgebung durch Konvektion oder Strahlung. Den größten Anteil dieses Bereiches macht allerdings die Differenz der Enthalpieströme zwischen Abgas und Frischluft aus.

## 6.6 Lastschnitte

Der Sammlerdruck  $p_{22}$  der Lastschnitte bei den Drehzahlen 1000, 4000, 5000 und 6000  $\text{min}^{-1}$  ist in Abbildung 6.21 über dem effektiven Mitteldruck aufgetragen. Beispielhaft

ist bei  $4000 \text{ min}^{-1}$  das Luftverhältnis der maximalen effektiven Mitteldrücke der verschiedenen Sammlertemperaturen  $T_{22}$  hinzugefügt. Bei  $30^\circ\text{C}$  herrscht ein noch stöchiometrisches Luftverhältnis. Bei  $40^\circ\text{C}$  muss bereits angefettet werden um Klopfen und Bauteilschäden zu vermeiden. Durch diese Kühlungsanfettung wird auch ein etwas höherer maximaler effektiver Mitteldruck erreicht. Auch bei  $50^\circ\text{C}$  findet eine weitere Anfettung sowie Steigerung des effektiven Mitteldrucks statt. Bei  $60^\circ\text{C}$  nimmt das Luftverhältnis noch ein wenig ab, es wird allerdings der effektive Mitteldruck reduziert um Klopfen sowie Bauteilschädigungen zu vermeiden. Eine weitere Erhöhung der Temperatur auf  $70^\circ\text{C}$  senkt den maximalen effektiven Mitteldruck wiederum. Durch die Erhöhung der Sammlertemperatur steigt auch stets der Enthalpiestrom auf die Turboladerturbine und somit der Ladedruck im Sammler.

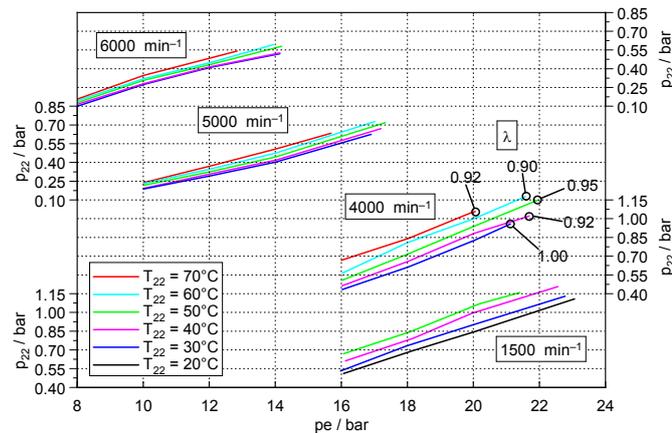


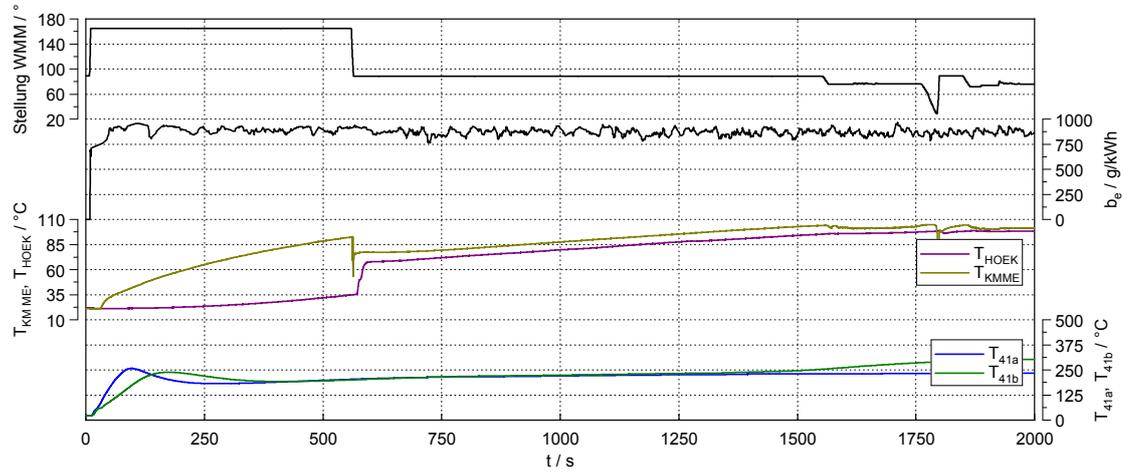
Abbildung 6.21: Lastschnitte bei Drehzahlen von 1000, 4000, 5000 und  $6000 \text{ min}^{-1}$  und Sammlertemperaturvariation

## 6.7 Warmlauf

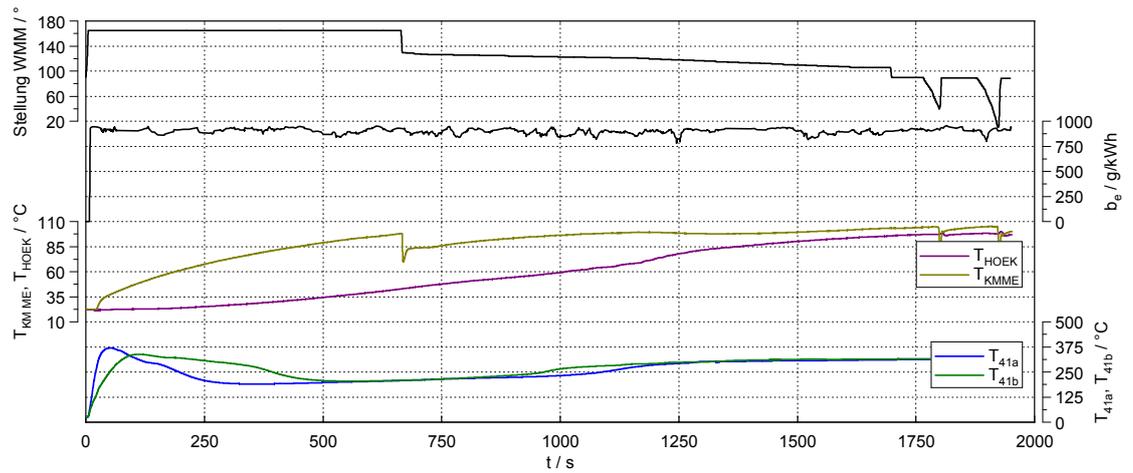
Der Warmlauf wurde im Leerlauf und im Betriebspunkt  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_e = 2 \text{ bar}$  durchgeführt. Im Leerlauf stellt sich der betriebswarme Zustand nach ca. 30 min ein, im Betriebspunkt  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_e = 2 \text{ bar}$  bereits nach ca. 11 min. In Abbildung 6.22 und 6.23 sind die Messgrößen Stellung des Wärmemanagementmoduls, spezifischer Kraftstoffverbrauch  $b_e$  sowie die Temperaturen des Kühlmittels vor Motoreintritt  $T_{\text{KM ME}}$ , im Hauptölkanal  $T_{\text{HOEK}}$ , im ersten Monolithen des Katalysators  $T_{41a}$  und zwischen den beiden Monolithen  $T_{41b}$  dargestellt. Insgesamt wurden etliche Warmlaufversuche durchgeführt, da diese ohne großen Aufwand vor anderen Messungen aufgezeichnet werden konnten. Dabei war eine Besonderheit festzustellen, denn bei selber Bauteil- und Medientemperatur zu Beginn des Warmlaufs auf Umgebungstemperatur, regelte die Motorsteuerung das Wärmemanagementmodul und somit die Kühlmittel- und Öltemperaturen mit unterschiedlichen Strategien. Bei allen Warmläufen bleibt zunächst die Stellung des Wärmemanagementmoduls bis zu einer Kühlmitteltemperatur von ca.  $95^\circ\text{C}$  im Leerlauf

und  $80\text{ }^{\circ}\text{C}$  bei  $2000\text{ min}^{-1}$  auf  $164\text{ }^{\circ}$ . Bei dieser Stellung steht das gesamte Kühlmittel im Zylinderkopf, daher erwärmt sich das Kühlmittel rasch. Danach gibt es zwei Regelstrategien der Motorsteuerung. Bei den Messreihen 88 (Abbildung 6.22a) und 82 (Abbildung 6.23a) ändert die Motorsteuerung die Stellung des Wärmemanagementmoduls sofort auf  $89\text{ }^{\circ}$  – dies bedeutet die Freigabe des kompletten Querschnitts zur Durchströmung des Kühlmittel-Öl-Wärmetauschers. Beim Warmlauf der Messreihen 30 (Abbildung 6.22b) und 27 (Abbildung 6.23b) stellt das Wärmemanagementmodul zuerst auf  $135\text{ }^{\circ}$ , was einen minimalen Durchfluss durch den Wärmetauscher erlaubt. Der Unterschied dieser beiden Regelstrategien resultiert in einem veränderten Aufwärmverhalten von Kühlmittel und Motoröl. Bei der Regelstrategie, bei der der Wärmetauscher sofort komplett durchströmt wird, benötigt die Kühlmitteltemperatur länger und die Motoröltemperatur kürzer, bis sie die Solltemperaturen erreicht haben. Beim Warmlauf im Leerlauf befindet sich die Temperatur im ersten Monolithen  $T_{41a}$  nach ungefähr 25 s auf  $300\text{ }^{\circ}\text{C}$ , die Temperatur zwischen den beiden Monolithen  $T_{41b}$  erreicht diesen Wert nach insgesamt 70 s.

Beim Warmlauf bei  $2000\text{ min}^{-1}$  befindet sich die Temperatur im ersten Monolithen  $T_{41a}$  bereits nach ungefähr 30 s auf  $400\text{ }^{\circ}\text{C}$ , die Temperatur zwischen den beiden Monolithen  $T_{41b}$  erreicht diesen Wert ein wenig später nach insgesamt 60 s.

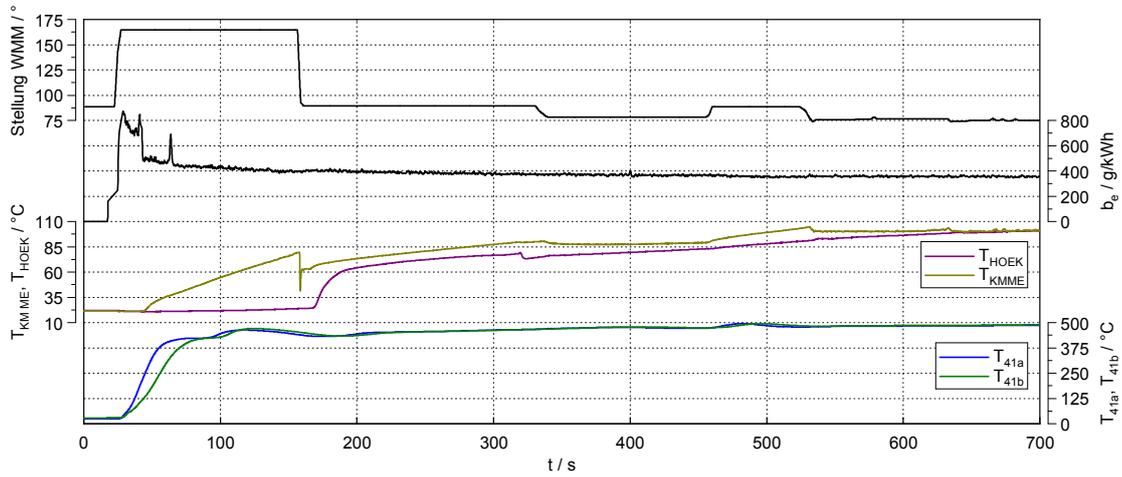


(a) Versuch 1 (MR 88)

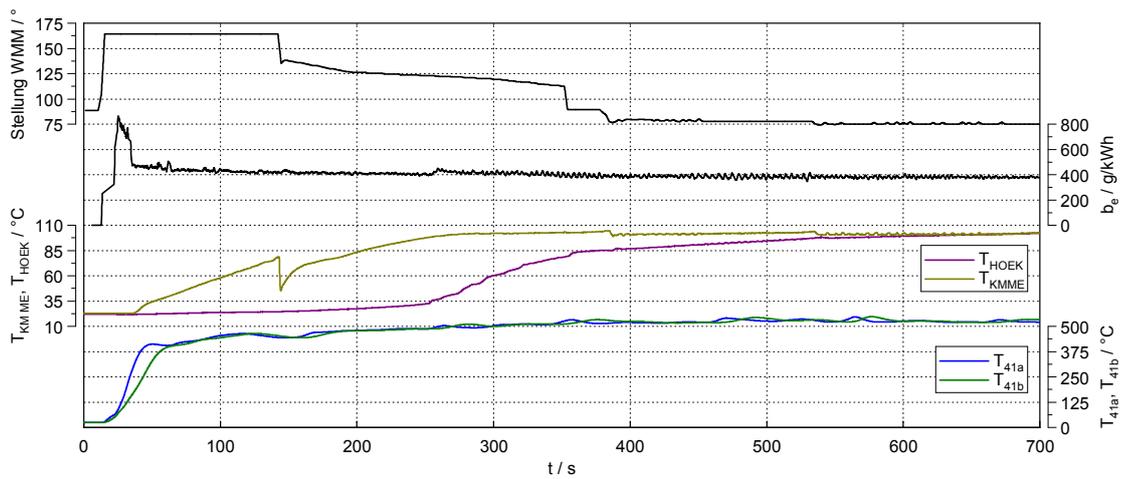


(b) Versuch 2 (MR 30)

Abbildung 6.22: Warmlauf bei Leerlauf



(a) Versuch 1 (MR 82)



(b) Versuch 2 (MR 27)

Abbildung 6.23: Warmlauf bei  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$  und  $p_e = 2 \text{ bar}$

## 6.8 Diverse Rampen

Der Lastsprung von  $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_e = 2 \text{ bar}$  auf Volllast bei konstanter Drehzahl ist in Abbildung 6.24 zu sehen. Dargestellt sind Sammlerdruck und -temperatur, das effektive Drehmoment  $M_e$  sowie die Gaspedalstellung  $\alpha$ . Das Erreichen des „Saugerdrehmoments“ geschieht rasch, da sobald die Drosselklappe voll geöffnet ist, die Drosselklappenverluste augenblicklich wegfallen und sich somit annähernd der Umgebungsdruck als Sammlerdruck  $p_{22}$  einstellt. Danach stellt sich der Ladedruck der durch das Verdichterrad bereitgestellt wird bis auf ca. 1.2 bar ein. Dieser Vorgang dauert ca. 6 s, was für diesen Lastsprung einen ungewöhnlich großen Wert darstellt. Möglicherweise verhält sich auf Grund der zahlreichen Modifikationen am Verbrennungsmotor die Motorsteuerung nicht wie im realen Fahrzeugbetrieb und gibt somit nicht das reale dynamische Verhalten wieder.

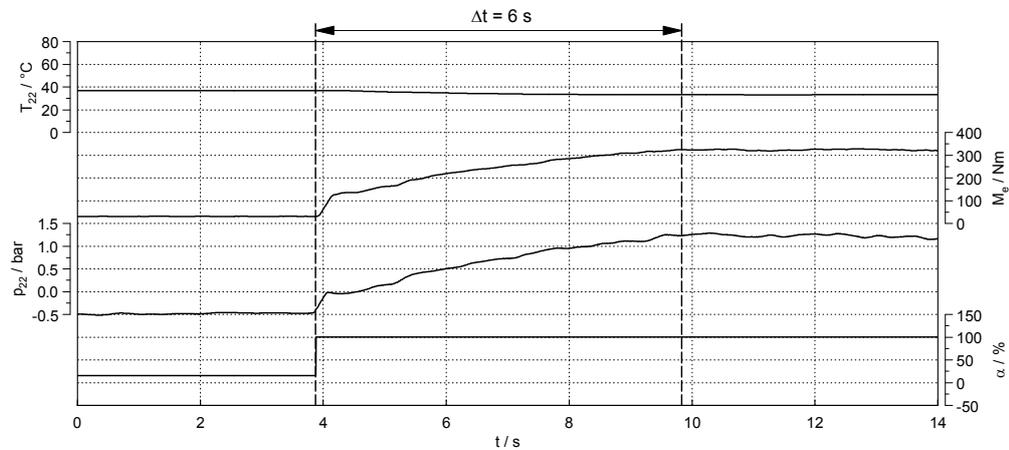


Abbildung 6.24: Lastsprung von  $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_e = 2 \text{ bar}$  auf Volllast

Das Erreichen des maximalen Ladedrucks und damit des maximalen effektiven Drehmoments erfolgt beim Lastsprung von  $n = 2500 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_e = 2 \text{ bar}$  auf Volllast wesentlich schneller (Abbildung 6.25). Abbildung 6.26 stellt die Rampe von Leerlauf ( $n = 750 \text{ min}^{-1}$ ) auf das Low-end-torque ( $n = 1500 \text{ min}^{-1}$  und Volllast) dar. Durch die Zündfolgetrennung und positive Ventilüberschneidung ist in diesem Bereich ein Luftverhältnis größer als 1 gemessen. Auch hier sieht man, dass das „Saugerdrehmoment“ rasch erreicht wird, sich jedoch anschließend der Ladedruck noch aufbauen muss. Dieser Vorgang dauert insgesamt ca. 25 s.

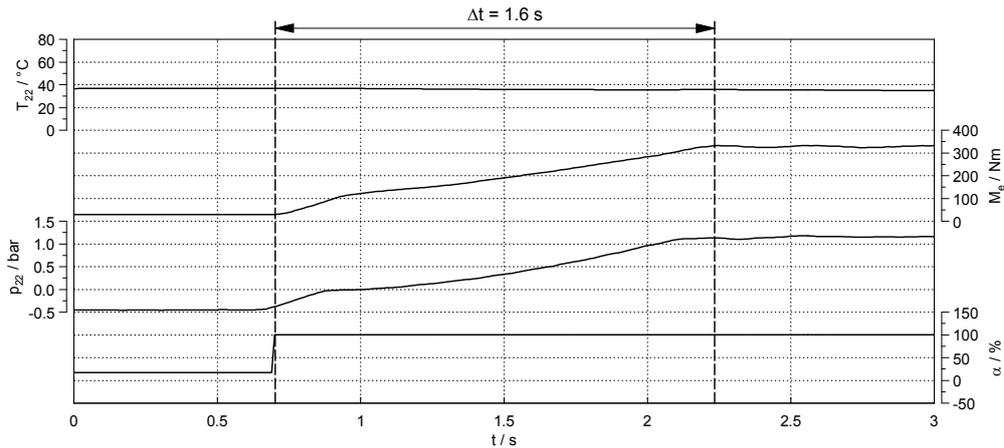
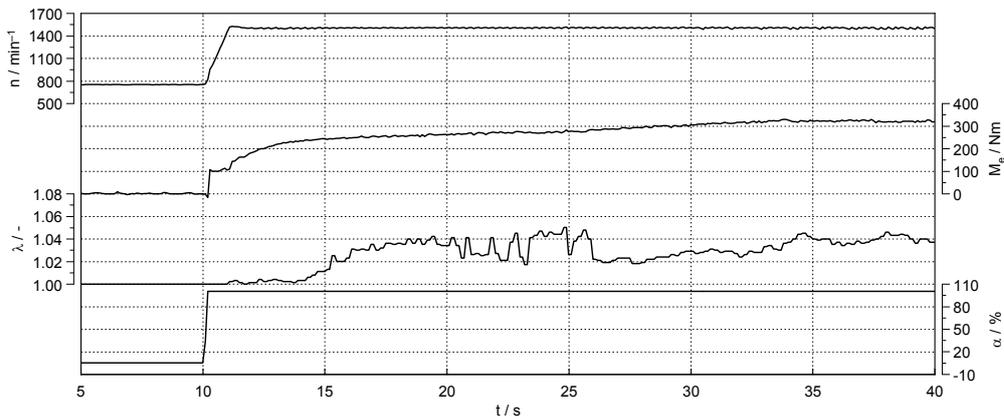
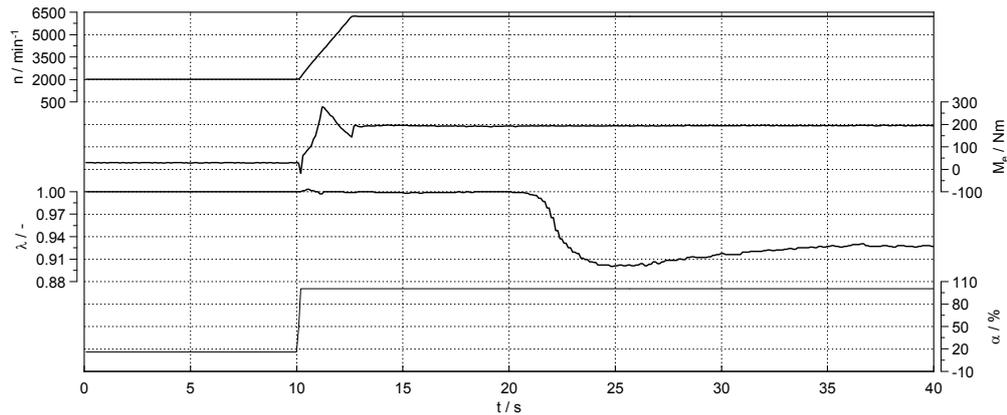
Abbildung 6.25: Lastsprung von  $n = 2500 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_e = 2 \text{ bar}$  auf Volllast

Abbildung 6.26: Rampe: Leerlauf auf Low-end-torque

Die Rampe von  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_e = 2 \text{ bar}$  auf die maximale effektive Leistung  $P_{e \max}$  bei einer Drehzahl von  $6200 \text{ min}^{-1}$  und Volllast ist in Abbildung 6.27 dargestellt. Die Messung des Luftverhältnisses wurde abermals mit der Bosch Breitbandsonde und dem ETAS Lambda-Meter durchgeführt. Interessant bei dieser Rampe ist der Verlauf des effektiven Drehmoments sowie des Luftverhältnisses. Das Luftverhältnis verändert sich erst nach ca. 10 s zu einem Wert kleiner 1, nachdem die Bauteile eine höhere Temperatur erreicht haben, da diese „Anfettung“ im Bereich der maximalen Leistung hauptsächlich dem Bauteilschutz dient. Der Wert des Luftverhältnisses von 0.93 im eingeschwungenen Zustand nach ungefähr 30 s entspricht dem bei der stationären Kennfeldmessung.

Abbildung 6.27: Rampe:  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_e = 2 \text{ bar}$  auf  $P_{e \text{ max}}$ 

## 6.9 WLTP-Class-3-Zyklus

Für die Analyse des WLTP-Class-3-Zyklus mussten zuerst einige Berechnungen durchgeführt werden. Als mittlere molare Masse der HC-Emissionen wurde jene von  $\text{C}_3\text{H}_8$  gewählt.

$$R_m = 8.3144621 \frac{\text{J}}{\text{mol K}} \quad (6.12)$$

$$p_N = 1.013 \cdot 10^5 \text{ Pa} \quad (6.13)$$

$$T_N = 273.15 \text{ K} \quad (6.14)$$

$$V_m = \frac{R_m T_N}{p_N} = 0.02271 \text{ m}^3 \quad (6.15)$$

$$M_{\text{NO}} = 30.01 \frac{\text{g}}{\text{mol}} \quad (6.16)$$

$$M_{\text{NO}_2} = 46.01 \frac{\text{g}}{\text{mol}} \quad (6.17)$$

$$M_{\text{CO}} = 28.01 \frac{\text{g}}{\text{mol}} \quad (6.18)$$

$$M_{\text{CO}_2} = 46.01 \frac{\text{g}}{\text{mol}} \quad (6.19)$$

$$M_{\text{HC}} = 44.1 \frac{\text{g}}{\text{mol}} \quad (6.20)$$

$$x_{\text{WLTP}} = 23263 \text{ m} \quad (6.21)$$

$$\rho_L = 1.293 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (6.22)$$

$$L_{\text{st}} = 14.02 \frac{\text{kg L}}{\text{kg Br}} \quad (6.23)$$

$$(6.24)$$

Es wurde ein Faktor  $\bar{f}$  für die weitere Berechnung gebildet wobei die Abgasdichte durch

die Luftdichte  $\rho_L$  angenähert wurde. Die Zahlenwerte wurden in kohärenten Einheiten eingesetzt. Bei der Multiplikation bzw. Division von Vektoren wird jeweils zeilenweises Multiplizieren bzw. Dividieren verstanden.

$$\vec{f} = (\vec{m}_L + \vec{m}_B) \frac{1}{V_m \rho_L} \Delta t = \left(1 + \frac{\vec{m}_B}{\vec{m}_L}\right) \frac{\vec{m}_L}{V_m \rho_L} \Delta t \quad (6.25)$$

$$= \left(1 + \frac{1}{L_{St} \vec{\lambda}_{ETAS}}\right) \frac{\vec{m}_L}{V_m \rho_L} \Delta t \quad (6.26)$$

Der Faktor  $\vec{f}$  stellt einen Vektor dar, der Zeitschritt  $\Delta t$  der aufgezeichneten Messwerte beträgt 1s. Beispielhaft ist nun die Berechnung der CO<sub>2</sub>-Emissionen des gesamten WLTP-Class-3-Zyklus angegeben.

$$\vec{E}_{CO_2} = \vec{A}G_{CO_2 n.Kat} M_{CO_2} \vec{f} \quad (6.27)$$

$$E_{CO_2} = \frac{1}{x_{WLTP}} \sum_{i=1}^{1800} E_{CO_2 i} \quad (6.28)$$

$$(6.29)$$

Da mit der Abgasmessanlage AMA i60 der Fa. AVL vor und nach Katalysator gemessen wurde, können die Konvertierungsraten ermittelt werden. Beispielhaft werden die Konvertierungsraten über den gesamten WLTP-Class-3-Zyklus, der 1800s dauert, beschrieben.

$$K_{CO} = 1 - \frac{1}{1800} \sum_{i=1}^{1800} \frac{\vec{A}G_{CO n.Kat i}}{\vec{A}G_{CO v.Kat i}} \quad (6.30)$$

$$K_{HC} = 1 - \frac{1}{1800} \sum_{i=1}^{1800} \frac{\vec{A}G_{HC n.Kat i}}{\vec{A}G_{HC v.Kat i}} \quad (6.31)$$

$$K_{NO_x} = 1 - \frac{1}{1800} \sum_{i=1}^{1800} \frac{\vec{A}G_{NO_x n.Kat i}}{\vec{A}G_{NO_x v.Kat i}} \quad (6.32)$$

$$K_{NO} = 1 - \frac{1}{1800} \sum_{i=1}^{1800} \frac{\vec{A}G_{NO n.Kat i}}{\vec{A}G_{NO v.Kat i}} \quad (6.33)$$

$$(6.34)$$

Die Ergebnisse aus den Prüfzyklen sind in Tabelle 6.2 dargestellt. Die Ergebnisse sind aufgeteilt in Low, Middle, High, Extra-High und Gesamt. Die Messreihe 113 ist weiß, die Messreihe 117 stets grau hinterlegt.

Der Kraftstoffverbrauch ist äquivalent zum CO<sub>2</sub>-Ausstoß und wird mit 23.5 g/km je 1l/100km angenommen. Messreihe 113 und 117 unterscheiden sich im CO<sub>2</sub>-Ausstoß um weniger als 1%, bei den Konvertierungsraten von CO und HC bestätigen sich die beiden Messreihen ebenfalls. Lediglich bei den Konvertierungsraten von NO<sub>x</sub> und NO befinden sich die Werte weiter auseinander, was auf den geringen Absolutwert von NO<sub>x</sub> und

Komponente	Einheit	Low	Middle	High	Extra-High	Gesamt
CO <sub>2</sub>	g/km	298.7	207.8	167.2	182.7	198.5
		295.0	200.9	169.1	181.4	196.7
Kraftstoffverbrauch	l/100km	12.7	8.8	7.1	7.8	8.5
		12.6	8.6	7.2	7.7	8.4
CO	mg/km	4166	36	58	146	631
		4289	38	72	159	657
HC	mg/km	2109	30	20	51	311
		1638	15	14	37	238
NO	mg/km	53	7	8	13	15
		63	6	6	10	15
K <sub>CO</sub>	%	96.0	98.4	98.8	93.3	96.9
		92.5	99.3	99.6	99.3	97.2
K <sub>HC</sub>	%	92.0	98.8	99.5	99.1	96.8
		88.1	98.9	98.6	93.6	94.3
K <sub>NO<sub>x</sub></sub>	%	80.1	88.4	85.3	88.7	85.2
		30.4	83.9	83.1	87.0	67.1
K <sub>NO</sub>	%	73.2	84.6	79.0	87.3	80.4
		24.7	82.9	81	86.3	64.4

Tabelle 6.2: Ergebnisse aus dem WLTP-Class-3-Zyklus der Messreihe 113 (weiß) und 117 (grau)

NO zurückzuführen ist. Im Vergleich zum NEDC, bei dem der Audi 1.8-Liter-TFSI-EA888 Gen. 3 einen CO<sub>2</sub>-Ausstoß von ca. 130 g/km, [26] aufweist, ist der Ausstoß an Kohlendioxid beim WLTP-Class-3-Zyklus um ca. 50 % höher. Dies lässt sich auf die weitaus transientere Betriebsweise sowie den höheren erforderlichen Leistungen beim WLTP-Zyklus erklären. Da Medien- und Bauteiltemperaturen des Verbrennungsmotors zu Beginn des Zyklus Umgebungstemperatur aufwiesen, war der Emissionsausstoß zu Beginn auf Grund des Kaltstarts hoch. Nach ca. 45 s beträgt die Temperatur innerhalb des ersten Monolithen im Katalysators ( $T_{41a}$ ) erstmals über 400 °C (Abbildung 6.28).

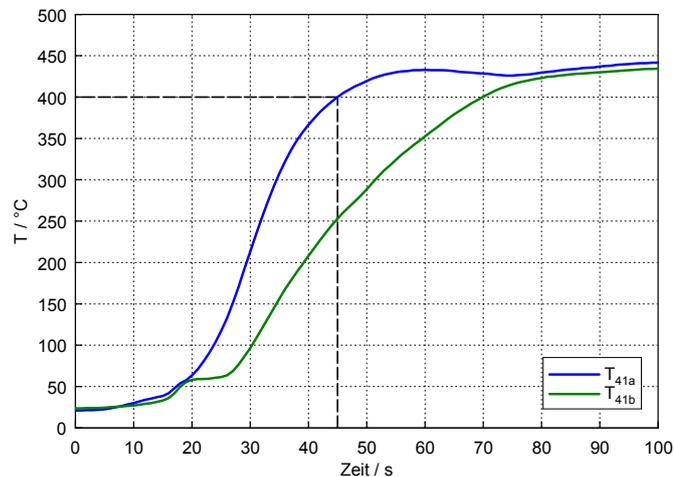


Abbildung 6.28: Temperaturen innerhalb der Monolithen beim WLTP-Class-3-Zyklus

Die Kolbenspritzendüsen sind bei beiden Messreihen bis zur einer Zykluszeit von 399 s deaktiviert.

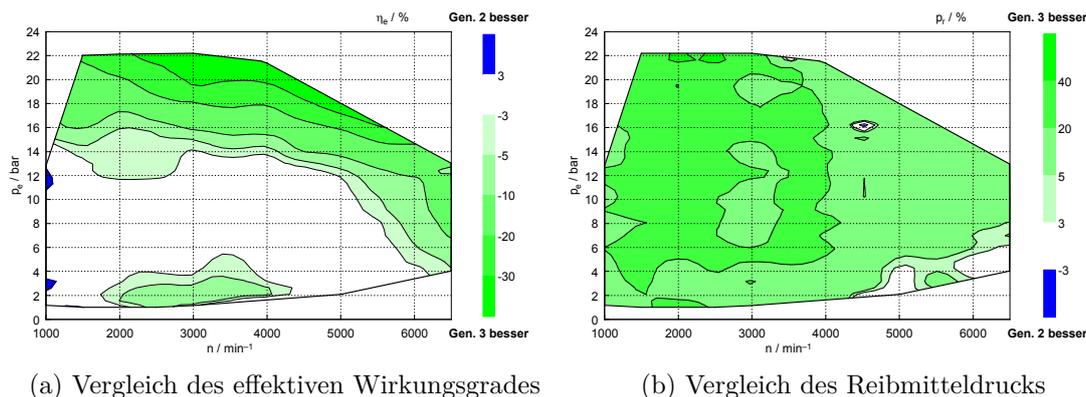


Abbildung 6.29: Vergleich des effektiven Wirkungsgrades und des Reibmitteldrucks (EA888 Gen. 2 vs. Gen. 3)

## 6.10 Vergleich mit Audi 2.0-Liter-TFSI-EA888 Gen. 2

Die Messwerte des Audi 2.0-Liter-TFSI-EA888 Gen. 2 waren bereits Bestandteil einer abgeschlossenen Diplomarbeit und wurden für den Vergleich ausgewertet, [48]. Zum Vergleich wurden einige Differenzkennfelder erstellt. Die Berechnung erfolgte dabei mit folgender Gleichung, wobei  $x$  eine Kenngröße darstellt.

$$x = \frac{x_{\text{EA888Gen2}} - x_{\text{EA888Gen3}}}{x_{\text{EA888Gen2}}} \quad (6.35)$$

Des Weiteren wurden die Bereiche des Kennfelds blau für bessere Werte und grün für schlechtere Werte des EA888 Gen. 2 eingefärbt. Die Bereiche bei denen keine oder nur geringe Unterschiede vorliegen sind in weiß gehalten. Die Bereiche sind mit Farbstufen versehen, hellere Farbstufen zeigen einen geringeren Unterschied als dunklere. Die Farbskalen rechts der Diagramme geben Auskunft über die Zahlenwerte dieser Bereiche. Abbildung 6.29a zeigt den Kennfeldvergleich des effektiven Wirkungsgrades. Der Bereich in dem der 2.0-Liter-EA888 Gen. 2 Vorteile gegenüber dem 1.8-Liter-EA888 Gen. 3 aufweisen kann ist eigentlich nicht vorhanden. Dieser befindet sich lediglich im unteren Drehzahl- und Lastbereich und kann möglicherweise auf den Hubraumunterschied zurückgeführt werden. Im mittleren Lastbereich ist der Wirkungsgrad über beinahe die gesamte Drehzahl ähnlich. Im hohen Lastbereich sind Vorteile bei der dritten Generation auszumachen, die hauptsächlich aus der Verwendung der integrierten Abgasführung sowie dem Wärmemanagementmodul resultieren. Die Unterschiede im Vollastbereich sind dramatisch. So besteht bei der dritten Generation ein Vorteil im Vollastbereich von 30%. Im niederen Lastbereich bei mittleren Drehzahlen entstehen die Vorteile für die dritte Generation hauptsächlich durch die Saugrohreinspritzung sowie das Wärmemanagementmodul.

Die bereits besprochenen Maßnahmen zur Reibungsreduzierung wie beispielsweise die Applikation des Wärmemanagementmoduls, Beschichtung der Kolbenhemden, Ausweitung der niederen Öldruckstufe bis hin zu höheren Drehzahlen führen zu einem durch-

wegs geringeren Reibmitteldruck beim EA888 der dritten Generation obwohl der 1.8-Liter-EA888 Gen. 3 einen um 10 % geringeren Hubraum hat und damit im niedrigen Lastbereich einen Nachteil beim Vergleich des aufs Volumen bezogenen Reibmitteldruck hat (Abbildung 6.29b).

Durch die Integration der mit Kühlmittel umströmten Abgasführung im Zylinderkopf kann auf die Anfettung bei hohen Motorleistungen bei der dritten Generation größtenteils verzichtet werden. Dies führt in diesem Bereich zu höheren Wirkungsgraden und damit geringeren spezifischen Verbräuchen und geringeren Emissionen.

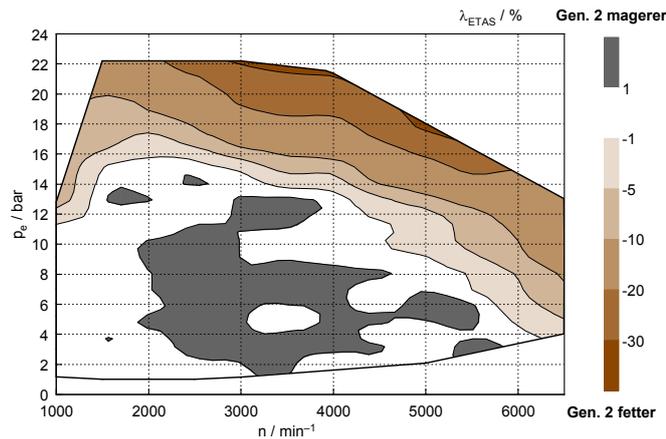


Abbildung 6.30: Vergleich des Luftverhältnisses (EA888 Gen. 2 vs. Gen. 3)

## 6.11 Vergleich mit BMW 2.0-Liter-TVDI-N20

Die Messwerte des BMW 2.0-Liter-TVDI-N20 waren ebenfalls bereits Bestandteil einer abgeschlossenen Diplomarbeit und wurden für den Vergleich ausgewertet, [48]. Beim Vergleich mit dem BMW N20 gilt für die Interpretation der Farbverläufe Ähnliches. Kenngrößen bei denen der BMW N20 einen Vorteil gegenüber dem Audi EA888 Gen. 3 besitzt sind im blauen Farbverlauf, jene Bereiche die einen Grünerton haben, stellen einen Vorteil des EA888 Gen. 3 dar. Die Farbskalen rechts der Diagramme geben Auskunft über die Zahlenwerte dieser Bereiche. Die Berechnung erfolgte dabei mit folgender Gleichung, wobei  $x$  eine Kenngröße darstellt.

$$x = \frac{x_{N20} - x_{EA888Gen3}}{x_{N20}} \quad (6.36)$$

Im mittleren Kennfeldbereich befindet sich der effektive Wirkungsgrad auf ähnlichem Niveau. Durch die einlassseitige vollvariable Ventilsteuerung des N20 ergeben sich im unteren Drehzahlbereich Vorteile für diesen, da die Drosselverluste reduziert werden und somit die Ladungswechselverluste sinken. Im oberen Leistungsbereich kommen die enormen Vorteile durch die integrierte Abgaskühlung zum Tragen und ermöglichen einen um 30 % höheren effektiven Wirkungsgrad des EA888 Gen. 3.

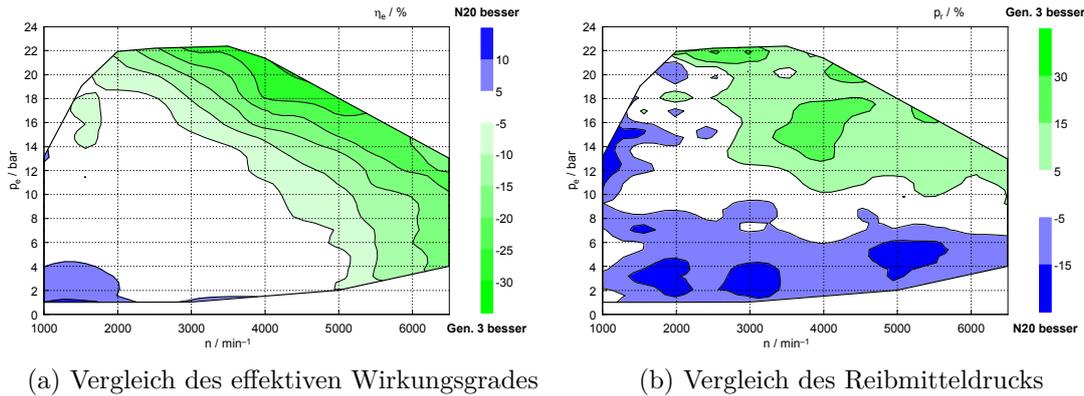


Abbildung 6.31: Vergleich des effektiven Wirkungsgrades und Reibmitteldrucks (N20 vs. EA888 Gen. 3)

Der Vergleich des Reibmitteldrucks ist bei Motoren mit unterschiedlichen Hubräumen schwierig. Der Reibmitteldruck stellt die Reibarbeit bezogen auf den Hubraum dar. Der prozentuale Unterschied zwischen einem Hubraum von 1.81 und 2.01 beträgt 10%. Da zur Reibung auch die Antriebsleistung von Nebenaggregaten wie Ölpumpe, Kühlmittelpumpe und Kraftstoffhochdruckpumpe dazugezählt werden, diese aber nicht automatisch um 10% mehr Leistung aufnehmen, ist der Vergleich der aufs Volumen bezogenen Reibmitteldrücke nicht immer aussagekräftig. Dies tritt besonders im unteren Drehzahlbereich zum Vorschein, da bei diesen der Leistungsbedarf der Nebenaggregate eine ähnliche absolute Größe besitzt, durch den hubvolumenbezogenen Reibmitteldruck allerdings ein scheinbarer Vorteil für den größeren Hubraum entsteht. Daher besitzt im unteren Lastbereich der N20 durchwegs geringere Reibmitteldrücke (Abbildung 6.31b). Im mittleren Lastbereich sind die Werte des Reibmitteldrucks ähnlich. Im gesamten Kennfeld ermöglicht das Wärmemanagementmodul des EA888 Gen. 3 eine bezüglich der Reibung optimale Wahl der Kühlmittel- und Öltemperatur. Im Hochlastbereich ist der Reibmitteldruck beim EA888 Gen. 3 geringer. Im Hochleistungsbereich entsteht durch die bereits erwähnte, im Zylinderkopf integrierte, Abgaskühlung eine geringere Notwendigkeit zum Bauteilschutz durch Anfettung (Abbildung 6.32).

## 6.12 Reibung

Die Analyse der Reibung und deren Aufteilung auf die einzelnen Komponenten mit der Stripdown-Methode erfordert besondere Sorgfalt bei den einzelnen Messungen, da Differenzen für die Bewertung der einzelnen Komponenten gebildet werden. Diese können sehr geringe Werte annehmen und so wirken sich minimale Änderungen des Minuenden oder Subtrahenden prozentual stark aus. Schritt 0, die Schleppmessung des Vollmotors, sowie Schritt 7, die Schleppmessung der Kolbengruppe, sind die beiden Messungen, bei denen der Absolutwert verwendet wurde. Bei allen anderen Messungen wurde mit der Differenzenbildung die Reibung der unterschiedlichen Komponenten ermittelt. Für

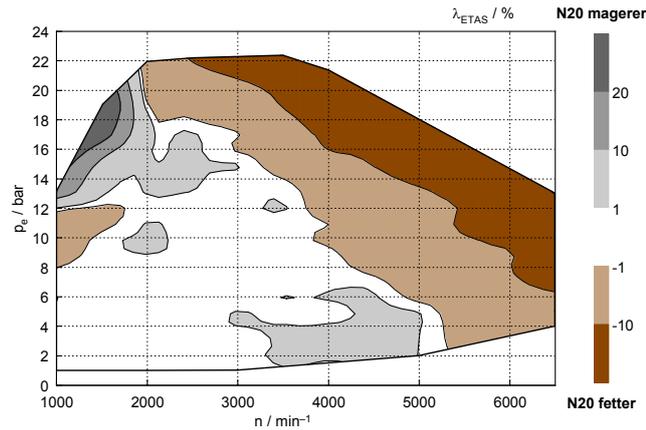
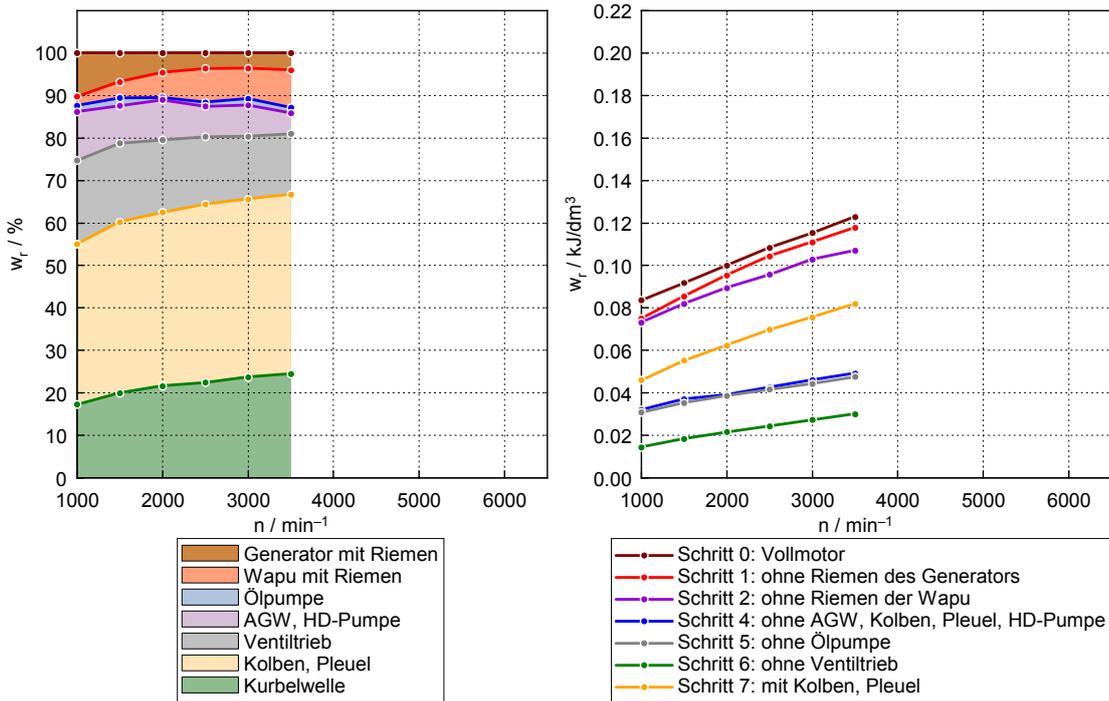


Abbildung 6.32: Vergleich des Luftverhältnisses (N20 vs. EA888 Gen. 3)

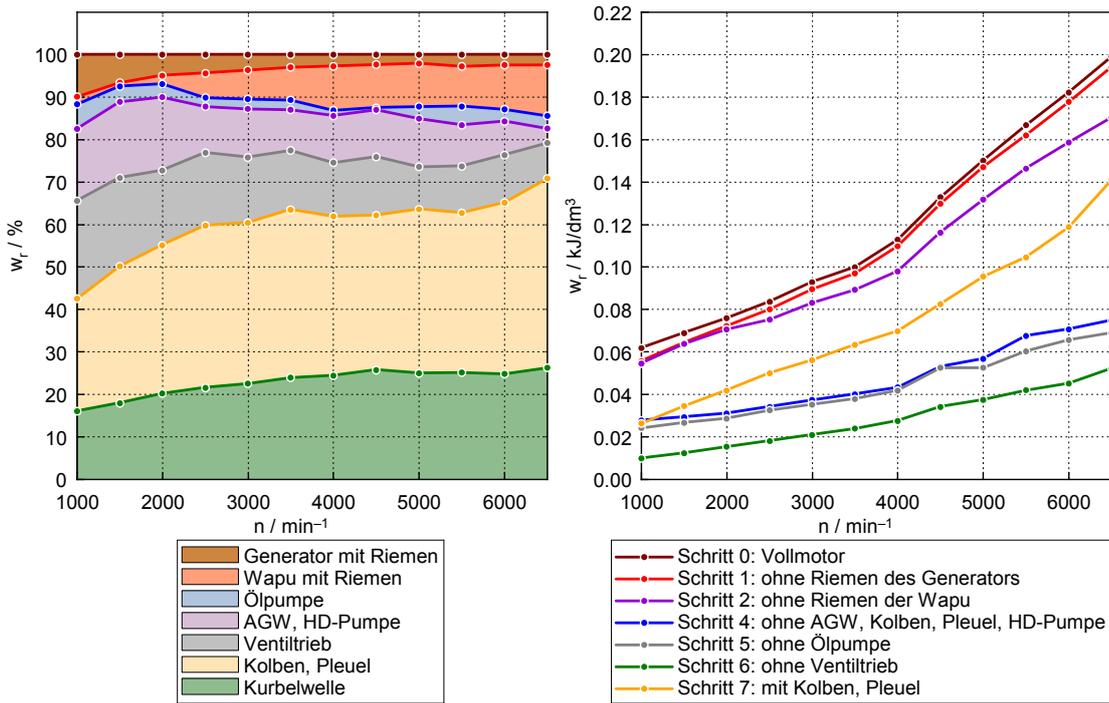
den geschleppten Vollmotor wurde die um die Bordnetzleistung reduzierte Reibleistung angesetzt. Diese wurde ebenfalls als Nenner bei der Berechnung der prozentualen Anteile des Reibmitteldrucks bzw. der spezifischen Reibarbeit gesetzt. Diese Reibanteile sowie die absoluten Werte für 30 °C sind in Abbildung 6.33a, für 60 °C in Abbildung 6.33b, für 90 °C in Abbildung 6.34a sowie für 115 °C in Abbildung 6.34b dargestellt. Der prozentuale Anteil an der Gesamtreibung des Vollmotors der Kurbelwelle und des Kurbeltriebs nimmt bei steigenden Medientemperaturen durchwegs ab. Der Ventiltrieb und die Ölpumpe steigen prozentual gesehen bei steigenden Medientemperaturen an. Für die Ausgleichswelle, die Kraftstoffhochdruckpumpe, den Generator (samt Riemen und Klimakompressor) sowie für die Wasserpumpe mit Riemen ist keine eindeutige Tendenz bezogen auf die Variation der Medientemperatur ersichtlich.

In Abbildung 6.35a ist der Verlauf der spezifischen Reibarbeit des Vollmotors dargestellt. Die Reibung sinkt mit steigenden Medientemperaturen, außer bei 1000 min<sup>-1</sup>. Die Reibung bei 115 °C ist höher als die bei 90 °C bei dieser Drehzahl. Dies lässt vermuten, dass die Gleitgeschwindigkeit zwischen den Reibpartnern zu gering ist für die reduzierte Viskosität bei 115 °C und man schon in einen Bereich der Mischreibung gelangt, in dem eine höhere Reibungszahl und somit höhere Reibung vorliegt. Diese Theorie bestätigt sich auch in Abbildung 6.36a und 6.38a, da sich dort das selbe Verhalten feststellen lässt.

Die spezifische Reibarbeit des Generators und stillgelegten Klimakompressors (Umlaufrolle) mit Riemen hat ein Minimum im mittleren Drehzahlbereich, wobei wie oben erwähnt, kein Einfluss durch die Temperaturvariation des Kühlmittels sowie des Motoröls vorliegt. Der Wirkungsgrad des Generators mit Umlenkrollen und Riemen ist in

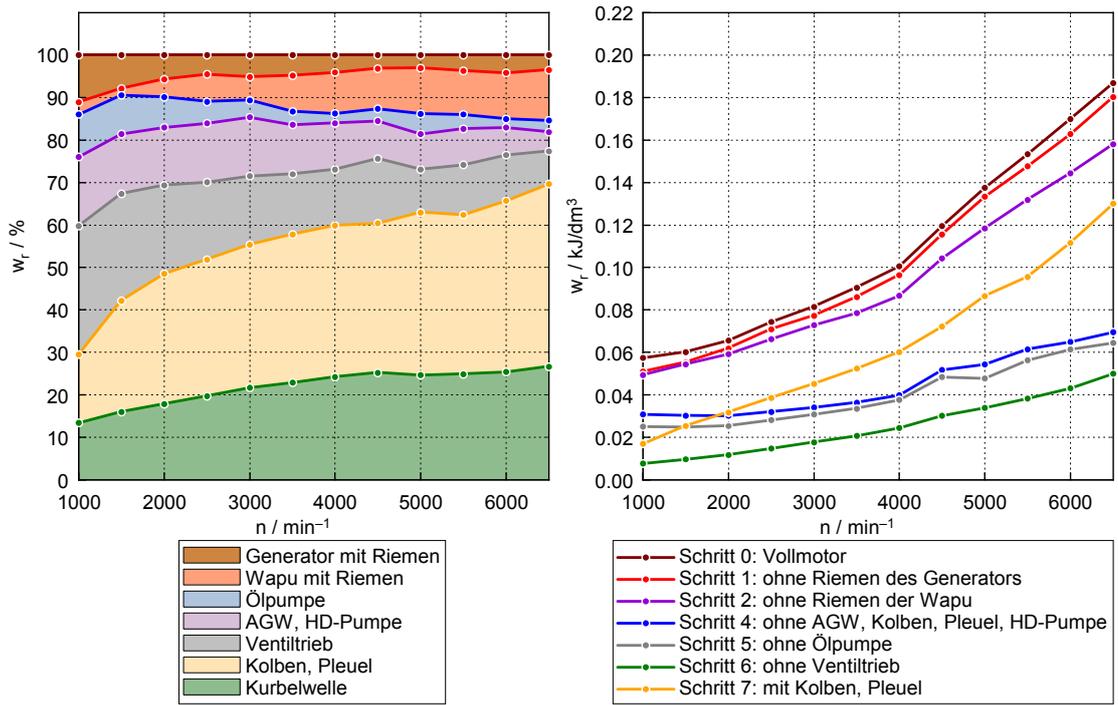


(a) 30 °C Öl- und Kühlmitteltemperatur

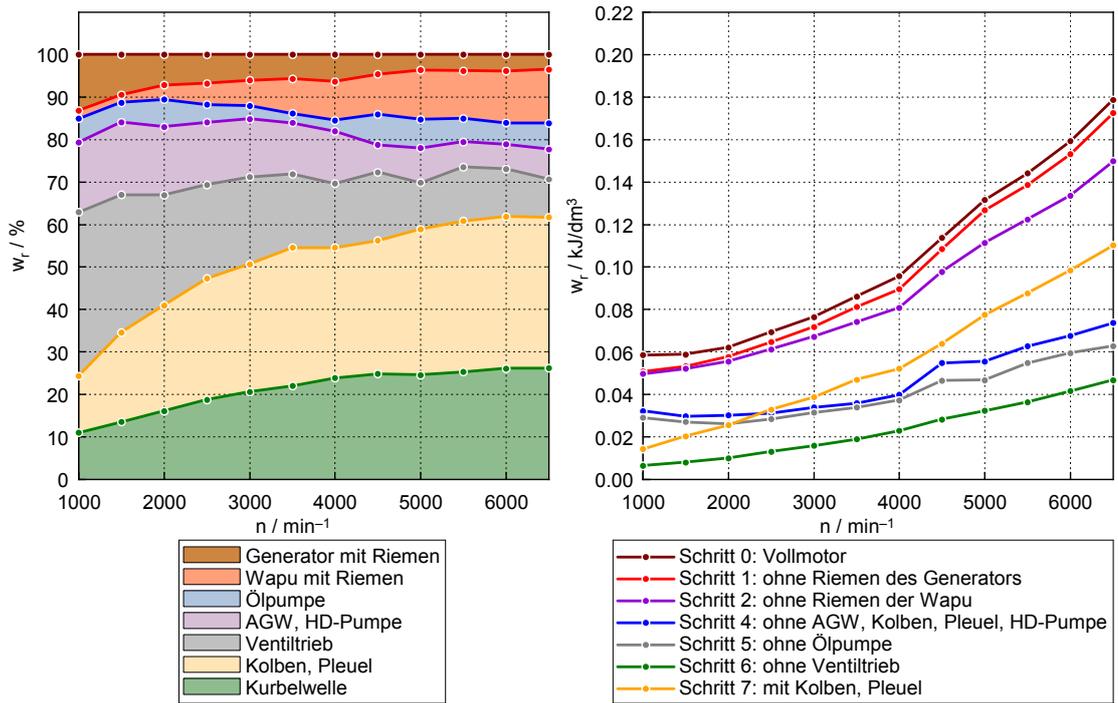


(b) 60 °C Öl- und Kühlmitteltemperatur

Abbildung 6.33: Prozentuale und absolute spezifische Reibarbeit bei 30 °C und 60 °C



(a) 90 °C Öl- und Kühlmitteltemperatur



(b) 115 °C Öl- und Kühlmitteltemperatur

Abbildung 6.34: Prozentuale und absolute spezifische Reibarbeit bei 90 °C und 115 °C

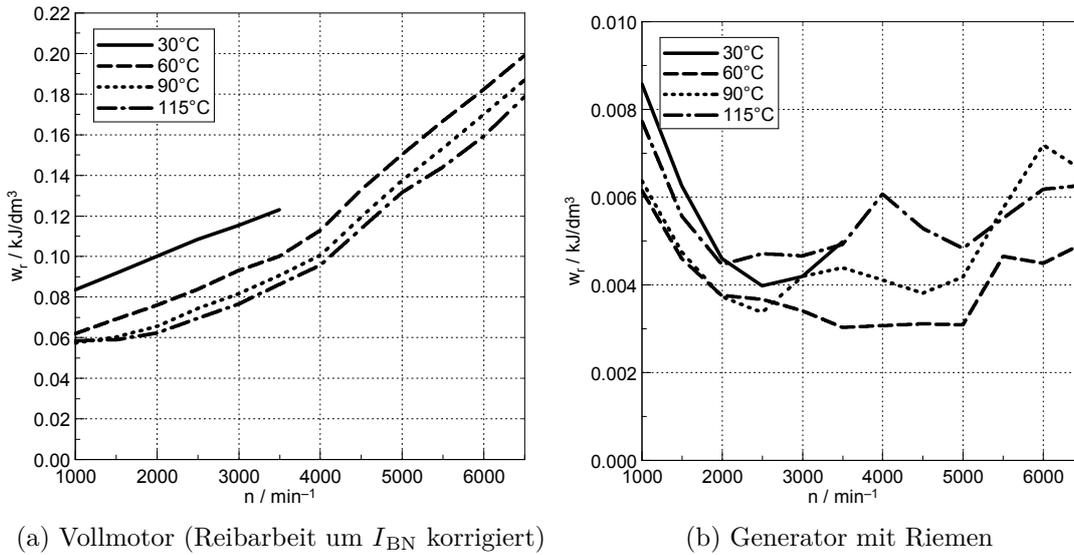


Abbildung 6.35: Spezifische Reibarbeit des Vollmotors und des Generators mit Riemen

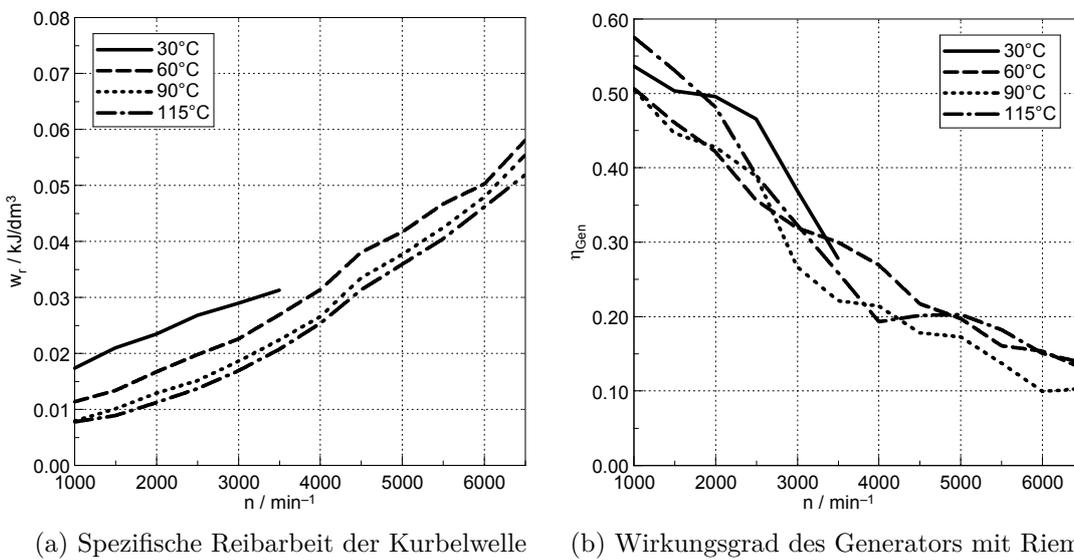


Abbildung 6.36: Spezifische Reibarbeit der Kurbelwelle und Wirkungsgrad des Generators mit Riemen

Abbildung 6.36b dargestellt. Die Berechnung wurde wie folgt durchgeführt:

$$P_{el} = U_{GEN} I_{GEN} \quad (6.37)$$

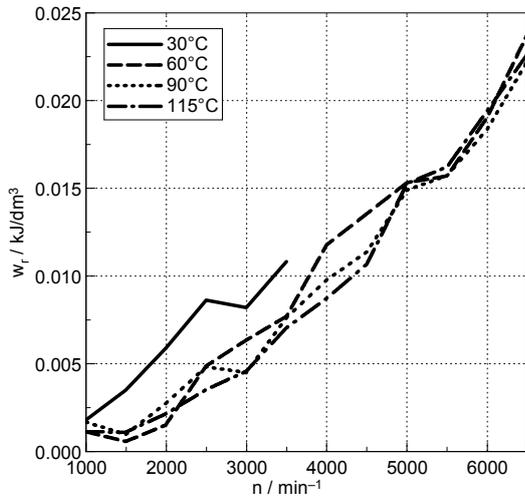
$$P_{r0-1} = P_{r\text{Schritt}0} - P_{r\text{Schritt}1} \quad (6.38)$$

$$\eta_{GKR} = \frac{P_{el}}{P_{r0-1}} \quad (6.39)$$

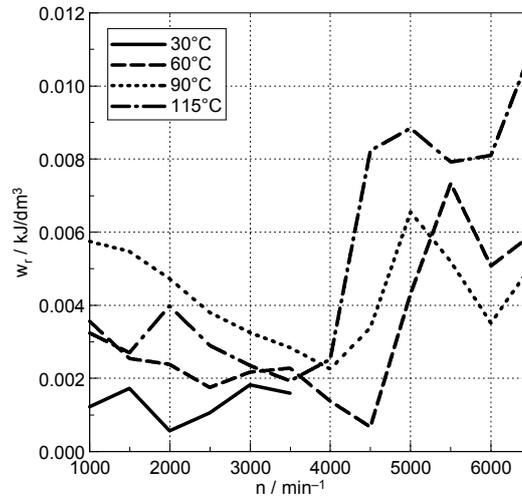
$$P_{rBN} = \frac{U_{BN} I_{BN}}{\eta_{el}} \quad (6.40)$$

$$P_{r\text{Schritt}0\text{korrBN}} = P_{r\text{Schritt}0} - P_{rBN} \quad (6.41)$$

Aus dieser Berechnung resultiert auch die um das Bordnetz korrigierte spezifische Reibarbeit für Schritt 0. In Abbildung 6.37a ist die spezifische Reibarbeit der Wasserpumpe mit Riemen zu sehen. Da die Viskosität von Wasser sich innerhalb des gemessenen Temperaturbereichs kaum ändert, ändert sich auch die spezifische Reibarbeit bei Variation der Medientemperaturen kaum. Die Viskosität des Motoröls hingegen ändert sich bei einer Temperaturvariation und so steigt die spezifische Reibarbeit der Ölpumpe bei sinkender Viskosität, sprich bei steigender Temperatur. Dies liegt an einem steigenden Strömungswiderstand, der bei einem vergrößerten Volumenstrom bei konstantem Druck auftritt. Ab  $4500 \text{ min}^{-1}$  wird auf die hohe Öldruckstufe umgeschaltet, was zu einem sprunghaften Anstieg der Leistungsaufnahme der Ölpumpe führt (Abbildung 6.37b). Durch die volumenstromgeregelte Außenzahnradölpumpe, die stets auf ein Druckniveau regelt, sollte die spezifische Reibarbeit der einzelnen Druckstufen annähernd konstant sein. Durch die Druckverluste in den Ölkämen steigt diese vor allem bei höheren Drehzahlen und hoher Öldruckstufe jedoch an. Da die Gesamtreibung über der Drehzahl durchwegs steigt (Abbildung 6.35a) nimmt daher der prozentuale Anteil der Ölpumpe im unteren Drehzahlbereich bis zur Umschaltung zur hohen Öldruckstufe ab, danach bleibt er annähernd konstant. Die Reibung des gesamten Ventiltriebs zeigt eine Medientemperaturabhängigkeit im unteren Drehzahlbereich bis zu  $4000 \text{ min}^{-1}$  bei der niederen Öldruckstufe (Abbildung 6.38a). Bei einer Temperaturänderung von  $30^\circ\text{C}$  auf  $60^\circ\text{C}$  sinkt die Reibung auf Grund der abnehmenden Tragfilmdicke des Motoröls durch die sinkende Viskosität zunächst. In diesem Bereich herrscht Flüssigkeitsreibung. Bei einer weiteren Temperatursteigerung des Motoröls und damit einer weiteren Abnahme der Viskosität nimmt die Tragfilmdicke weiter ab, sodass nun Mischreibung herrscht – dadurch nimmt die Reibung bis  $115^\circ\text{C}$  wieder zu. Ab  $4500 \text{ min}^{-1}$  wird die hohe Druckstufe aktiviert, bei der kaum ein Einfluss durch die Variation der Kühlmittel- und Motoröltemperatur zu sehen ist. Über der Drehzahl bleibt die Reibung relativ konstant, was prozentual betrachtet zu einer Reduzierung des Anteils des Ventiltriebs an der Gesamtreibung führt. Bei Kühlmittel- und Öltemperaturen von  $90^\circ\text{C}$  und  $115^\circ\text{C}$  ist der Anteil des Ventiltriebs an der Gesamtreibung bei niedrigen Drehzahlen mit über 30 % am größten (Abbildung 6.34a und 6.34b). Die Reibung der Kolbengruppe nimmt über dem gesamten Drehzahlbereich einen großen Anteil an der Gesamtreibung ein und steigt von allen betrachteten Komponenten über der Drehzahl am stärksten. Die Reibung nimmt mit steigender Kühlmittel- und Motoröltemperatur bis  $115^\circ\text{C}$  durchwegs ab (Abbildung 6.38b) und hat bei hohen Drehzahlen stets den höchsten Anteil an der Gesamtreibung.

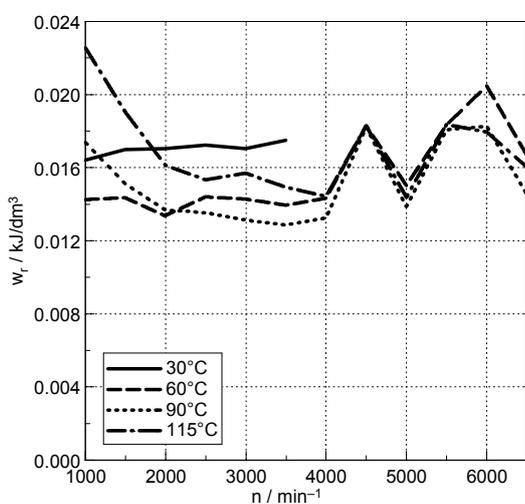


(a) Wasserpumpe mit Riemen

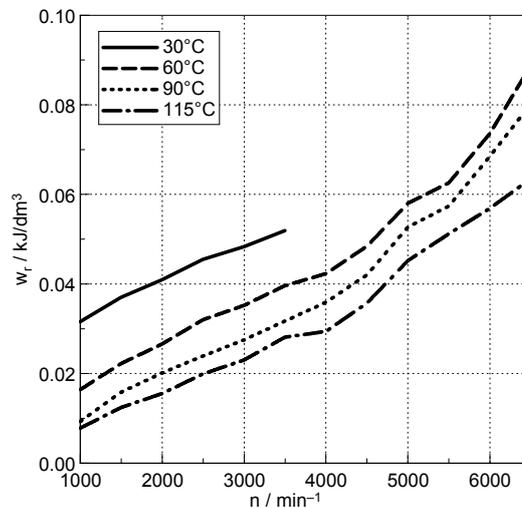


(b) Ölpumpe

Abbildung 6.37: Spezifische Reibarbeit der Wasserpumpe mit Riemen und der Ölpumpe



(a) Gesamter Ventiltrieb



(b) Kolbengruppe

Abbildung 6.38: Spezifische Reibarbeit des Ventiltriebs und der Kolbengruppe



## 7 Zusammenfassung und Ausblick

Die Analyse der Reibung und der thermodynamischen Eigenschaften des Audi 1.8-Liter-TFSI-EA888-Ottomotor der dritten Generation lieferte wichtige Erkenntnisse. Dieser Motor besitzt hierbei, dem Trend bei Pkw-Ottomotoren entsprechend, die klassischen Merkmale, wie vier Zylinder in Reihe, Direkteinspritzung, Wärmemanagementmaßnahmen, teilvariabler Ventiststeuerung und Aufladung. Die Reduktion von beispielsweise sechs auf vier Zylinder bei gleichbleibendem Einzelzylinderhubraum, auch „Downsizing“ genannt, und Aufladung bietet eine Reihe an Vorteilen. Durch dieses „Downsizing“ wird die Reibung verringert und weiters eine Betriebspunktverschiebung realisiert. Bei gleicher Drehmomentanforderung wird ein höherer Mitteldruck und somit prozentual eine höhere Last des Motors benötigt. Dadurch wird die Drosselklappe weiter geöffnet, was sich in einer Reduktion der Drosselverluste niederschlägt. Um dennoch die selbe oder höhere Leistung wie ein Motor mit größerem Gesamthubraum zu erhalten, wird eine Aufladung benötigt. Beim EA888 der dritten Generation wurde dies mit einem Monoscroll-Turbolader mit Flutentrennung bis knapp vor Turbineneintritt sowie einer umschaltbaren „kürzeren“ Auslassnocke, welche für die Zündfolgetrennung verantwortlich ist, realisiert. Erwähnenswerte Merkmale des Audi EA888 der dritten Generation sind das Wärmemanagementmodul, mit dem bei einem Betriebspunkt beliebige Kühlmitteltemperaturen eingeregelt werden können und die in den Zylinderkopf integrierte, mit Kühlmittel umströmte, Abgasführung, welche im Warmlauf die Abgasenergie vorteilhaft nutzen und bei hoher Last mit Hilfe des Kühlmittels die Abgastemperatur heruntersetzen kann. Dadurch kann fast zur Gänze auf „Anfettung“ als Maßnahme für den Bauteilschutz verzichtet werden. Weiters zu erwähnen ist das duale Einspritzsystem, bestehend aus Saugrohreinspritzung für niedere und mittlere Lasten und Direkteinspritzung in den Brennraum für höhere Lasten und Warmlauf. Die Saugrohreinspritzung sorgt für eine bessere Homogenisierung, für eine Reduktion der Partikelemissionen sowie für eine Verringerung der Reibleistung der Kraftstoffpumpe. Zur weiteren Reibleistungsreduzierung trägt ebenfalls die volumenstromgeregelte Ölpumpe mit vergrößertem Kennfeldbereich auf der niederen Öldruckstufe bei. Mit über 22 bar effektivem Mitteldruck über einen Drehzahlbereich von  $1500 \text{ min}^{-1}$  bis  $3700 \text{ min}^{-1}$  und einem Leistungsplateau von knapp über 125 kW von  $3800 \text{ min}^{-1}$  bis  $6200 \text{ min}^{-1}$  und einem minimalen spezifischen Kraftstoffverbrauch von 229 g/kWh sowie einem weiten Kennfeldbereich mit geringem spezifischen Kraftstoffverbrauch zählt der Audi 1.8-Liter-EA888 der dritten Generation zu einem hervorragenden Ottomotor. Beim Warmlauf kommen dem EA888 der dritten Generation die Wärmemanagementmaßnahmen, das Wärmemanagementmodul und die integrierte Abgasführung, zu Gute, was in einer kürzeren Dauer bis zur gewünschten Betriebstemperatur und somit in einer Verringerung der Emissionen in dieser emissionskritischen Phase resultiert. Im Vergleich zum Vorgängermotor, dem Audi 2.0l EA888

der zweiten Generation, hat sich der effektive Wirkungsgrad und Reibmitteldruck im gesamten relevanten Kennfeldbereich verbessert. Verglichen mit dem BMW 2.0l TWDI N20 hat der Audi EA888 der dritten Generation einen ähnlich hohen effektiven Wirkungsgrad im mittleren Lastbereich und einen höheren im hohen Last- und Drehzahlbereich. Durch die vollvariable Ventilsteuerung des N20 hat dieser einen höheren effektiven Wirkungsgrad im unteren Lastbereich. Durch die unterschiedlichen Hubraumgrößen ist ein Vergleich nicht immer möglich, da nicht alle Reibleistungen proportional mit der Größe des Hubraums zunehmen, wie beispielsweise die Reibleistung der Ölpumpe oder der Hochdruckeinspritzpumpe.

Die Reibungsanalyse wurde mit Hilfe des Schleppverfahrens mit der Stridownmethode für 30 °C, 60 °C, 90 °C und 115 °C durchgeführt. Durch die temperaturabhängige Ölviskosität verändert sich der Reibungsverlauf der einzelnen Komponenten. Im unteren Drehzahlbereich nimmt die Reibung des Ventiltriebs einen großen prozentualen Anteil an, der mit steigender Öltemperatur noch weiter zunimmt. Der Reibungsanteil der Kolbengruppe ist gefolgt von dem der Kurbelwelle bei hohen Drehzahlbereichen prozentual der größte Anteil.

Die Steigerung der Effizienz und Verringerung der Emissionen sind die wichtigsten Ziele bei der Entwicklung von heutigen Verbrennungsmotoren, um einerseits den Kundenwunsch nach verbrauchsärmeren Fahrzeugen und andererseits heute und in Zukunft gültige Abgasgesetzgebungen erfüllen zu können. Um diesen Zielen gerecht zu werden, sind umfangreiche Optimierungsmaßnahmen am Verbrennungsmotor notwendig. Des Weiteren ist für die Steigerung des Wirkungsgrads eine Verringerung der Reibung der Motoren nötig. Dies erfordert auch den verstärkten Einsatz von bedarfsgerecht geregelten Nebenaggregaten. Neben der Optimierung des Wirkungsgradmaximums ist ein großer Kennfeldbereich mit einem guten Wirkungsgrad von immenser Bedeutung, um einen geringen Kraftstoffverbrauch im Zyklus- und realen Motorbetrieb zu erhalten. Die Betriebspunktverschiebung ist ebenfalls wichtig, um entsprechend der Leistungsanforderung den Betriebspunkt stets in einen Kennfeldbereich mit geringem spezifischen Kraftstoffverbrauch legen zu können. All diese Maßnahmen zusammen mit dem Einsatz alternativer Brennverfahren und Kraftstoffe werden den Verbrennungsmotor auch in den nächsten Jahrzehnten als Antrieb für die individuelle Mobilität dominieren lassen.

# Literaturverzeichnis

- [1] acam mess electronic: Picoturn,  
[http://www.acam.de/fileadmin/Download/pdf/Deutsch/DB\\_PicoTurnBM\\_d.pdf](http://www.acam.de/fileadmin/Download/pdf/Deutsch/DB_PicoTurnBM_d.pdf),  
abgerufen am 24.01.2013
- [2] ADAC, EcoTest - Test- und Bewertungskriterien,  
[http://www.adac.de/\\_mmm/pdf/ADAC%20EcoTest%20Methodik%20184KB\\_118924.pdf](http://www.adac.de/_mmm/pdf/ADAC%20EcoTest%20Methodik%20184KB_118924.pdf),  
abgerufen am 24.01.2013
- [3] Audi AG: Reparaturleitfaden 4-Zyl. Direkteinspritzer 1,8l; 2,0l 4V TFSI Motor (Generation III) Mechanik, 2012
- [4] Audi AG: Reparaturleitfaden 4-Zyl. Direkteinspritzer 1,8l; 2,0l Turbo 4V (Generation III) Einspritz- und Zündanlage, 2012
- [5] Audi AG: Stromlaufplan Audi A5, 04.2012
- [6] Audi AG: TFSI,  
[http://www.audi.de/de/brand/de/neuwagen/effizienz/effizienztechnologien/vdt\\_category/tfsi.html](http://www.audi.de/de/brand/de/neuwagen/effizienz/effizienztechnologien/vdt_category/tfsi.html),  
abgerufen am 13.02.2013
- [7] AVL: 365C Winkelaufnehmer,  
<https://www.avl.com/crank-angle-encoder>,  
abgerufen am 24.01.2013
- [8] AVL: AMA i60 Abgasmessanlage,  
<https://www.avl.com/ama-i60-exhaust-measurement-system>,  
abgerufen am 24.01.2013
- [9] AVL: IndiCom Indicating Software,  
<https://www.avl.com/indicom-indicating-software>,  
abgerufen am 24.01.2013
- [10] AVL: Indiset Advanced Gigabit,  
[https://www.avl.com/c/document\\_library/get\\_file?uuid=4c99b7cd-11e7-4286-bf3b-7efd9ca0f987&groupId=10138](https://www.avl.com/c/document_library/get_file?uuid=4c99b7cd-11e7-4286-bf3b-7efd9ca0f987&groupId=10138),  
abgerufen am 24.01.2013

- [11] AVL: Micro IFEM Sensor ID Piezo,  
[https://www.avl.com/c/document\\_library/get\\_file?uuid=4195cab0-d20a-48bf-8df7-55d2dd812172&groupId=10138](https://www.avl.com/c/document_library/get_file?uuid=4195cab0-d20a-48bf-8df7-55d2dd812172&groupId=10138),  
abgerufen am 24.01.2013
- [12] AVL: Particle Counter,  
[https://www.avl.com/c/document\\_library/get\\_file?uuid=a2785dd6-896b-4606-9e5d-8863c2edc1d1&groupId=10138](https://www.avl.com/c/document_library/get_file?uuid=a2785dd6-896b-4606-9e5d-8863c2edc1d1&groupId=10138),  
abgerufen am 24.01.2013
- [13] AVL: Smoke Meter,  
[https://www.avl.com/c/document\\_library/get\\_file?p\\_l\\_id=10473&folderId=15583&name=DLFE-427.pdf](https://www.avl.com/c/document_library/get_file?p_l_id=10473&folderId=15583&name=DLFE-427.pdf),  
abgerufen am 24.01.2013
- [14] Basshuysen, R.: Fahrzeugentwicklung im Wandel, 1. Auflage, ATZ/MTZ-Fachbuch, Vieweg+Teubner, 2010
- [15] Basshuysen, R.: Handbuch Verbrennungsmotor, 6. Auflage, Herausgegeben von Fred Schäfer, ATZ/MTZ-Fachbuch, Vieweg+Teubner, 2012
- [16] Czichos, H.; Habig, K.: Tribologie-Handbuch, 3. Auflage, Vieweg+Teubner, 2010
- [17] Eichlseder, H.; VKM-Funktionsentwicklung und Antriebskonzepte (313.016), IVT TU Graz, 2010
- [18] Eiglmeier, C.; et al.: Der neue R4 – 2,0l TFSI SULEV/PZEV-Motor von Audi, 16. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, 2007
- [19] Eiser, A.; et al.: Der neue 1,8-l-TFSI-Motor von Audi Teil 1: Grundmotor und Thermomanagement, MTZ 06/11, 2011
- [20] Fasch, S.: Reibungs- und Kennfelduntersuchungen an einem aufgeladenen PKW-Ottomotor, Diplomarbeit, Technische Universität Graz, 2012
- [21] Grebe, U.; Weiterentwicklung des Ottomotors (315.032), TU Wien, 2005
- [22] Handelsblatt: Der Kampf um die US-Kunden, Ausgabe vom 14.01.2013, S.14
- [23] Handelsblatt: Daimlers Aufholjagd, Ausgabe vom 15.01.2013, Titelthema
- [24] HBM: T40 Drehmomentmessflansch,  
<http://www.hbm.com.pl/pdf/b2483.pdf>,  
abgerufen am 24.01.2013
- [25] Heiduk, Th.; et al.: Die neue Motorengeneration des R4 TFSI von Audi, 32. Internationales Wiener Motorensymposium, 2011
- [26] Heiduk, Th.; et al.: Der neue 1,8-l-TFSI-Motor von Audi Teil 2: Gemischbildung, Brennverfahren und Aufladung, MTZ 07-08/11, 2011

- 
- [27] Heiduk, Th.; et al.: The New EA888 2.0l R4 TFSI Engines from Audi – Top of the Class in the 4-Cylinder Segment, 21. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, 2012
- [28] Jung, M.; et al.: Der neue 1,8L TFSI von Audi im Längseinbau für den Audi A4 und A5, 16. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, 2007
- [29] Kistler: Drucksensor 6041A,  
<http://www.kistler.com/de/de/product/pressure/6041A31>,  
abgerufen am 24.01.2013
- [30] Krebs, R.; et al.: Der neue Audi 2,0T FSI Motor – Der erste direkteinspritzende Turbo-Ottomotor bei Audi, 25. Internationales Wiener Motorensymposium, 2004
- [31] Kristl, Seibt & Co GmbH: TORNADO System,  
[http://www.ksengineers.at/artikel/portfolio/automotive\\_engineering/system\\_tornado.html](http://www.ksengineers.at/artikel/portfolio/automotive_engineering/system_tornado.html),  
abgerufen am 24.01.2013
- [32] Künne, B.: Köhler/Rögnitz Maschinenteile 1, 10. Auflage, Springer Vieweg, 2007
- [33] Lunanova, M.: Optimierung von Nebenaggregaten, 1. Auflage, Vieweg+Teubner, 2009
- [34] Merker, P.; et al.: Grundlagen Verbrennungsmotoren, 6. Auflage, ATZ/MTZ-Fachbuch, Vieweg+Teubner, 2012
- [35] Nitz, N.; et al.: INA Schiebenockensystem, Schaeffler Kolloquium, 2010
- [36] Papula, L.: Mathematik für Ingenieure und Naturwissenschaftler Band 3, 6. Auflage, Vieweg+Teubner, 2011
- [37] Pischinger ,R.; Klell, M.; Sams, Th.: Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine, 3. Auflage: Der Fahrzeugantrieb, Herausgegeben von Helmut List, Springer-WienNewYork, 2009
- [38] Popov, V.: Kontaktmechanik und Reibung, 2. Auflage, Springer, 2010
- [39] Regelung Nr. 83 der Wirtschaftskommission der Vereinten Nationen für Europa (UN/ECE) — Einheitliche Bedingungen für die Genehmigung der Fahrzeuge hinsichtlich der Emission von Schadstoffen aus dem Motor entsprechend den Kraftstoffanforderungen des Motors,  
<http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2012:042:0001:0207:DE:PDF>,  
abgerufen am 06.02.2013
- [40] Regelung Nr. 101 der Wirtschaftskommission der Vereinten Nationen für Europa (UN/ECE) — Einheitliche Bedingungen für die Genehmigung der Personenkraftwagen, die nur mit einem Verbrennungsmotor oder mit Hybrid-Elektroantrieb

betrieben werden, hinsichtlich der Messung der Kohlendioxidemission und des Kraftstoffverbrauchs und/oder der Messung des Stromverbrauchs und der elektrischen Reichweite sowie der nur mit Elektroantrieb betriebenen Fahrzeuge der Klassen M1 und N1 hinsichtlich der Messung des Stromverbrauchs und der elektrischen Reichweite,

<http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2008:048:0078:0081:DE:PDF>,

abgerufen am 06.02.2013

[41] Reif, K.: Sensoren im Kraftfahrzeug, Bosch Fachinformation Automobil, Vieweg+Teubner, 2010

[42] Ross-Tech: Diagnosetool VCDS,

<http://www.diagnosetool.de/>,

abgerufen am 24.01.2013

[43] Rössel Messtechnik: Metallgeschützte Messeinsätze - Thermoelemente und Widerstandsthermometer DIN 43 735,

[http://www.roessel-messtechnik.de/webro-wAssets/docs/Produktinformationen/PI076\\_Messeinsätze.pdf](http://www.roessel-messtechnik.de/webro-wAssets/docs/Produktinformationen/PI076_Messeinsätze.pdf),

abgerufen am 24.01.2013

[44] Steinparzer, F.; et al.: Der neue BMW 2,0l 4-Zylinder Ottomotor mit Twin Power Turbo Technologie, 32. Internationales Wiener Motorensymposium, 2011

[45] Steven, H.: Proposals of WLTC versions for low powered vehicles,

<http://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/doc/2012/wp29grpe/WLTP-DHC-12-06e.ppt>,

abgerufen am 24.01.2013

[46] Thermoelement Typ K - Thermopaar aus Nickel-Chrom / Nickel-Aluminium,

[http://www.temp-web.de/cms/front\\_content.php?idcat=146](http://www.temp-web.de/cms/front_content.php?idcat=146),

abgerufen am 24.01.2013

[47] VERORDNUNG (EG) Nr. 715/2007 DES EUROPÄISCHEN PARLAMENTS UND DES RATES vom 20. Juni 2007 über die Typgenehmigung von Kraftfahrzeugen hinsichtlich der Emissionen von leichten Personenkraftwagen und Nutzfahrzeugen (Euro 5 und Euro 6) und über den Zugang zu Reparatur- und Wartungsinformationen für Fahrzeuge,

[http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/site/de/oj/2007/l\\_171/l\\_17120070629de00010016.pdf](http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/site/de/oj/2007/l_171/l_17120070629de00010016.pdf),

abgerufen am 24.01.2013

[48] Wichtl, R.: Wettbewerbsvergleich zweier Ottomotoren mit Aufladung und Direkteinspritzung, Diplomarbeit, Technische Universität Graz, 2012

- [49] WLTP Class 3 Cycle,  
<http://www.dieselnet.com/standards/cycles/wltp.php>,  
abgerufen am 24.01.2013
- [50] Wurms, R.; et al.: Der neue 2.0L TFSI mit Audi Valvelift System für den Audi A4  
- die nächste Generation der Audi Turbo FSI Technologie, 17. Aachener Kolloquium  
Fahrzeug- und Motorentechnik, 2008



# Abbildungsverzeichnis

1.1	Automobilabsatzzahlen und operative Margen [23] . . . . .	2
1.2	Verbrauchsvorteil durch Zylinderabschaltung eines 8-Zylinder-Motors [15]	5
1.3	Einfluss auf Kraftstoffverbrauch und Emissionen bei Veränderung der Ladungsverdünnung [15] . . . . .	7
2.1	Gleitreibung eines durch Normalkraft $F_N$ und Tangentialkraft $F$ beanspruchten Körpers auf einer Ebene [38] . . . . .	20
2.2	Stribeckkurve [15] . . . . .	21
2.3	Mechanischer Wirkungsgrad in Abhängigkeit von $p_i$ und $p_r$ . . . . .	23
3.1	Historie der Motorbaureihe EA888 [25] . . . . .	29
3.2	Grundmotor EA888 Gen. 3 [25] . . . . .	33
3.3	Ölkreislauf des EA888 Gen. 3 [25] . . . . .	36
3.4	Regelölpumpe mit verschiebbarem Außenzahnrad [28] . . . . .	37
3.5	Turbolader des EA888 Gen. 3 [25] . . . . .	38
3.6	Unterschiedliche Ladungsbewegungsklappen des EA888 Gen. 3 [27] . . . . .	38
3.7	Druckverläufe ohne/mit Zündfolgetrennung [50] . . . . .	40
3.8	Druckverläufe ohne/mit Audi-Valvelift-System [50] . . . . .	41
3.9	Gemischbildung des EA888 Gen. 3 [25] . . . . .	42
3.10	Zylinderkopf mit integrierter Abgaskühlung des EA888 Gen. 3 [25] . . . . .	43
3.11	Kühlmittelkreislauf des EA888 Gen. 3 [25] . . . . .	44
3.12	Wärmemanagementmodul des EA888 Gen. 3 [25] . . . . .	45
4.1	Bohrungen im Zylinderkopf für die Zylinderdruckindizierung . . . . .	50
4.2	Modifizierte integrierten Abgasführung für die Sensorapplikation . . . . .	50
4.3	Modifizierung für Bauteiltemperaturmessungen des Stegs und der Außenlage des Turboladerflansches . . . . .	51
4.4	Kühlmittelkonditionieranlage . . . . .	52
4.5	Ölkonditionieranlage . . . . .	52
4.6	Ladeluftkonditionieranlage . . . . .	53
4.7	Kraftstoffkonditionieranlage . . . . .	53
4.8	Auswirkung des Winkelfehlers auf die Energiebilanz und den Reibmitteldruck eines Dieselmotors [34] . . . . .	60
4.9	Massendurchflussermittlung durch das Coriolismessprinzip [15] . . . . .	62
4.10	Euro 6 Abgasemissionen [47] . . . . .	63
4.11	Messstellen beim Audi EA888 Gen. 3 . . . . .	65

5.1	WLTP-Class-3-Zyklus Version 5 . . . . .	73
5.2	Audi EA888 Gen. 3 Stripdown-Systematik . . . . .	75
6.1	Volllastkurven des effektiven Mitteldrucks und der effektiven Leistung . .	82
6.2	Vergleich unterschiedlicher Lastpunkte bei $2000 \text{ min}^{-1}$ sowie des Wirkungsgradbestpunktes . . . . .	83
6.3	Ladungswechselschleife des vierten Zylinders bei $1500 \text{ min}^{-1}$ und 18 bar effektivem Mitteldruck . . . . .	84
6.4	Positives Druckgefälle bei $1000 \text{ min}^{-1}$ und Volllast . . . . .	85
6.5	Reibmitteldruck . . . . .	85
6.6	Spezifischer Kraftstoffverbrauch und effektiver Wirkungsgrad . . . . .	86
6.7	Lambdakennfelder . . . . .	86
6.8	Emissionskennfelder . . . . .	88
6.9	Nockenwellenocke und Ventilüberschneidung . . . . .	89
6.10	Zündzeitpunkt und 50 %-Massenumsetzungspunkt . . . . .	89
6.11	Maximaler Zylinderdruck und Druckgradient . . . . .	90
6.12	Einspritzstrategie und Kraftstoffdruck . . . . .	90
6.13	Drosselklappendruckverlust und Sammlerdruck . . . . .	91
6.14	Abgasdruck vor Turbine . . . . .	92
6.15	Kühlmitteltemperatur am Motorein- und -austritt . . . . .	92
6.16	Elektrische Leistungen . . . . .	93
6.17	Stellung des Ladedruckregelventils und Turboladerdrehzahl . . . . .	93
6.18	Tumblestellung und Kolbenkühldüsenansteuerung . . . . .	94
6.19	Tumbleklappe aktiv vs. inaktiv bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ . . . . .	94
6.20	Energiebilanz . . . . .	95
6.21	Lastschnitte bei Drehzahlen von 1000, 4000, 5000 und $6000 \text{ min}^{-1}$ und Sammlertemperaturvariation . . . . .	96
6.22	Warmlauf bei Leerlauf . . . . .	98
6.23	Warmlauf bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_e = 2 \text{ bar}$ . . . . .	99
6.24	Lastsprung von $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ , $p_e = 2 \text{ bar}$ auf Volllast . . . . .	100
6.25	Lastsprung von $n = 2500 \text{ min}^{-1}$ , $p_e = 2 \text{ bar}$ auf Volllast . . . . .	101
6.26	Rampe: Leerlauf auf Low-end-torque . . . . .	101
6.27	Rampe: $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ , $p_e = 2 \text{ bar}$ auf $P_{e \max}$ . . . . .	102
6.28	Temperaturen innerhalb der Monolithen beim WLTP-Class-3-Zyklus . . .	104
6.29	Vergleich des effektiven Wirkungsgrades und des Reibmitteldrucks (EA888 Gen. 2 vs. Gen. 3) . . . . .	105
6.30	Vergleich des Luftverhältnisses (EA888 Gen. 2 vs. Gen. 3) . . . . .	106
6.31	Vergleich des effektiven Wirkungsgrades und Reibmitteldrucks (N20 vs. EA888 Gen. 3) . . . . .	107
6.32	Vergleich des Luftverhältnisses (N20 vs. EA888 Gen. 3) . . . . .	108
6.33	Prozentuale und absolute spezifische Reibarbeit bei $30 \text{ }^\circ\text{C}$ und $60 \text{ }^\circ\text{C}$ . . .	109
6.34	Prozentuale und absolute spezifische Reibarbeit bei $90 \text{ }^\circ\text{C}$ und $115 \text{ }^\circ\text{C}$ . . .	110
6.35	Spezifische Reibarbeit des Vollmotors und des Generators mit Riemen . .	111

6.36 Spezifische Reibarbeit der Kurbelwelle und Wirkungsgrad des Generators mit Riemen . . . . .	111
6.37 Spezifische Reibarbeit der Wasserpumpe mit Riemen und der Ölpumpe .	113
6.38 Spezifische Reibarbeit des Ventiltriebs und der Kolbengruppe . . . . .	113



# Tabellenverzeichnis

3.1	Kenndaten 1.8-Liter-TFSI-EA888-Ottomotor [19, 28] . . . . .	30
3.2	Kenndaten 2.0-Liter-TFSI-Ottomotor [18, 27, 30] . . . . .	35
3.3	Steuerzeiten des Audi EA888 Gen. 3 [19, 26] . . . . .	41
3.4	Verschiedene Stellmöglichkeiten des Wärmemanagementmoduls . . . . .	45
3.5	Kenndaten 2.0-Liter-TVDI-N20 [44] . . . . .	47
3.6	Audi EA888 vs. BMW N20 [19, 26, 27, 44] . . . . .	48
4.1	Überblick der Temperaturmessstellen . . . . .	56
4.2	Überblick der Druckmessstellen . . . . .	57
5.1	Ergebnis der Kraftstoffanalyse des Ottokraftstoffs Super Plus . . . . .	69
5.2	Indizierte Normlastpunkte . . . . .	71
5.3	Betriebspunkte zur Ermittlung des Einflusses der Ölverdünnung . . . . .	72
5.4	Rampen . . . . .	73
5.5	Parameter des WLTP-Class-3-Zyklus Version 5 [49] . . . . .	74
6.1	Kenngrößen unterschiedlicher Betriebspunkte bei $2000 \text{ min}^{-1}$ und im Wirkungsgradbestpunkt bei $3000 \text{ min}^{-1}$ . . . . .	84
6.2	Ergebnisse aus dem WLTP-Class-3-Zyklus der Messreihe 113 (weiß) und 117 (grau) . . . . .	104