



## Dissertation

# Potenzialbewertung von Benzin-Ethanol Kraftstoffmischungen im ottomotorischen Betrieb

## Wirkungsgrad, Emissionen, Kaltstart und Flex Fuel Erkennungsmethoden

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades  
eines Doktors der technischen Wissenschaften unter der Leitung von

Univ. Doz. Dipl.-Ing. Dr. techn. Peter Hofmann  
E315

Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Kraftfahrzeugbau

eingereicht an der Technischen Universität Wien  
**Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften**

von

Dipl.-Ing. Rainer List  
Matrikelnummer 9525193  
Lessingstrasse 14b, D-93049 Regensburg

Wien, im Juni 2008

## VORWORT

Die vorliegende Arbeit entstand größtenteils während meiner Tätigkeit als Projektassistent am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Kraftfahrzeugbau der Technischen Universität Wien in den Jahren 2003 bis 2007 und wurde nach meinem Wechsel zur Continental Automotive GmbH im Jahr 2008 fertig gestellt.

Mein Dank gilt Univ. Doz. Dipl.-Ing. Dr. Peter Hofmann für die Betreuung dieser Dissertation mit wertvollen Anregungen und fachlichen Diskussionen sowie Ao. Prof. Dipl.-Ing. Dr. Anton Friedl für die Übernahme des Koreferats und das Interesse an dieser Arbeit.

Allen Mitarbeitern und Kollegen des Instituts sowie meinen Diplomanten möchte ich an dieser Stelle für ihre Unterstützung in fachlicher aber auch menschlicher Hinsicht danken, welche die Durchführung der Arbeit erleichterten.

Ganz herzlichen Dank gebührt den Herren Dipl.-Ing. Reiner Beckmann und Dipl.-Phys. Gerhard Haft von der Continental Automotive GmbH für die hervorragende Zusammenarbeit. Gleiches gilt für Dr.-Ing. Gerd Rösel sowie Dipl.-Ing. (FH) Klaus Bayerle, die auch nach meinem Wechsel zur Continental Automotive GmbH die Fertigstellung dieser Arbeit gefördert haben.

Schließlich danke ich meinen lieben Eltern, Geschwistern und meiner Freundin Alice, die mich stets ermutigt und Verständnis für die fehlende gemeinsame Zeit entgegen gebracht haben.

Ich widme diese Arbeit meinen verstorbenen Großeltern Lilly und Gustl – Ihr fehlt mir!

Wien, im Juni 2008

Rainer List

## KURZFASSUNG

Durch das stark wachsende Interesse an dem Kraftstoff Bioethanol für die motorische Anwendung gewinnt die Anpassung und Optimierung des Motors an diesen Kraftstoff zunehmend an Bedeutung. Dies war Motivation für die vorliegende Arbeit. Anhand von Analysen der eingesetzten Kraftstoffe sowie Untersuchungen an einem Kanal- und Direkteinspritzmotor wird das Potenzial von unterschiedlichen Benzin-Ethanol Kraftstoffmischungen ausgelotet. Neben den Auswirkungen auf den motorischen Betrieb hinsichtlich Emissionen und Wirkungsgrad werden ein innovatives Kaltstartsystem und neue Erkennungsmethoden zur Bestimmung des Ethanolgehalts im Kraftstoff vorgestellt.

Der Einsatz von Alternativkraftstoffen aus nachwachsenden Rohstoffen bietet die Möglichkeit, fossile Kraftstoffe zu ersetzen und gleichzeitig die CO<sub>2</sub>-Emissionen abzusenken. Bioethanol wird immer öfter konventionellen Benzinkraftstoffen beigemischt und teilweise sogar in reiner Form als Treibstoff eingesetzt. Ein wesentlicher Vorteil des biogenen Flüssigkraftstoffes ist die mögliche Nutzung der bestehenden Tankstelleninfrastruktur weltweit.

Die folgende Arbeit unterteilt sich in sechs Kapitel:

In der Einleitung (Kapitel 1) wird auf die historische Entwicklung sowie auf die politischen und gesetzlichen Rahmenbedingungen für die Verwendung von Ethanolkraftstoffen eingegangen. Zudem wird der Herstellungsprozess von Bioethanol erläutert.

Ein aktueller Überblick über die Auswirkungen von Ethanolbeimischung im Motorbetrieb wird im Stand der Technik (Kapitel 2) gegeben. Der Alternativkraftstoff steigert die Leistung und wirkt sich zumeist positiv auf die Emissionen aus. Am Markt werden heutzutage sogenannte Flex Fuel Fahrzeuge angeboten, um Einsatz und Motorbetrieb von niedrigen sowie hohen Benzin-Ethanol-Mischungen zu ermöglichen. Die notwendigen Modifikationen für die Möglichkeit von Mischbetankungen werden ausführlich beschrieben.

In Kapitel 3 werden auf Basis von Kraftstoffanalysen - ergänzt durch Literaturangaben - wichtige Stoffeigenschaften berechnet und erläutert. Verschiedene Kraftstoffmischungen beeinflussen den Betrieb eines Motors speziell durch unterschiedliche Heizwerte, Oktanzahlen, Verdampfungsenthalpien und Siedeeigenschaften. Eine detaillierte Analyse der entstehenden CO<sub>2</sub>-Emissionen zeigt das mögliche Einsparungspotenzial von Bioethanol gegenüber Benzin im

direkten Motorbetrieb hinsichtlich einer Tank-to-Wheel Betrachtung. Hinzu kommen noch die primären Vorteile von Biokraftstoffen an sich – die positiven Auswirkungen auf die CO<sub>2</sub>-Bilanz durch die Herstellung von Bioethanol über das Pflanzenwachstum bis hin zur Befüllung des Kraftstofftanks (Well-to-Tank Betrachtung).

Im experimentellen Teil der Arbeit (Kapitel 4) wird der Einfluss von verschiedenen Ethanolmischkraftstoffen an zwei unterschiedlichen Motorkonzepten anhand von Ergebnissen zahlreich durchgeführter Untersuchungen beschrieben. Durch die Anpassung der Motorparameter auf die Kraftstoffmischung wurde mit steigendem Ethanolgehalt im Motorteillastbereich ein deutliches Emissionsreduktionspotenzial und an der Vollast eine wesentliche Wirkungsgradsteigerung, vor allem beim direkteinspritzenden Motor, festgestellt.

Um den Start bei tiefen Umgebungstemperaturen mit hohen Alkoholkonzentrationen, die ein schlechtes Verdampfungsverhalten besitzen, zu gewährleisten ist ein zusätzliches Kaltstartsystem notwendig. An einem klimatisierten Motorenprüfstand wurden Untersuchungen mit einem neuen System durchgeführt, das die Kaltstartfähigkeit verbessert und die minimale Starttemperatur beim Einsatz von reinem Ethanol deutlich absenkt.

Beim Betrieb eines Flex Fuel Fahrzeuges ist die Erkennung des Ethanolgehalts zwecks Einstellung der optimalen Motorparameter im Kraftstoff wesentlich. Deshalb wurden innovative Methoden zur Bestimmung dieses Ethanolgehalts untersucht und analysiert.

Die Arbeit schließt mit einer Zusammenfassung und einem Ausblick über das zukünftige Potenzial von Ethanol-Kraftstoffmischungen in den Kapiteln 5 und 6 ab.

# INHALTSVERZEICHNIS

<b>1</b>	<b>EINLEITUNG .....</b>	<b>1</b>
1.1	MOTIVATION UND ZIELSETZUNG .....	1
1.2	HERSTELLUNG VON ETHANOL .....	2
1.3	ALTERNATIVKRAFTSTOFF ETHANOL .....	5
1.3.1	Historische Entwicklung .....	5
1.3.2	Einsatz von Alkoholkraftstoffen seit 1973 .....	6
1.4	POLITISCHE UND GESETZLICHE RAHMENBEDINGUNGEN .....	13
1.4.1	Kyoto Protokoll .....	13
1.4.2	EU-Richtlinie .....	14
1.4.3	ACEA-Selbstverpflichtung .....	14
1.5	ARGUMENTE FÜR DIE NUTZUNG VON BIOETHANOL .....	15
<b>2</b>	<b>STAND DER TECHNIK .....</b>	<b>18</b>
2.1	AUSWIRKUNGEN VON ETHANOLKRAFTSTOFFEN AUF DEN MOTORBETRIEB .....	18
2.1.1	Drehmoment und Leistung .....	18
2.1.2	Verbrauch und Emissionen .....	20
2.1.3	Kaltstartverhalten .....	25
2.1.4	Direkteinspritzung .....	28
2.1.5	Beimischung von Ethanol zu Dieselmotoren .....	30
2.2	FLEX FUEL FAHRZEUGE .....	31
2.2.1	Modifikationen am Fahrzeug .....	32
2.2.2	Kaltstartsysteme .....	36
2.2.3	Bestimmung des Ethanolanteils im Kraftstoff .....	39
2.3	ZUSAMMENFASSUNG .....	44
<b>3</b>	<b>ANALYSE DER KRAFTSTOFFE BENZIN UND ETHANOL .....</b>	<b>46</b>
3.1	ÜBERBLICK DER STOFFEIGENSCHAFTEN .....	46
3.2	HEIZWERT UND GEMISCHHEIZWERT .....	48
3.2.1	Gemischheizwert für saugrohreinspritzende Motoren .....	48
3.2.2	Gemischheizwert für direkteinspritzende Motoren .....	49
3.2.3	Ergebnisse der Gemischheizwertberechnungen .....	50
3.3	RESEARCH- UND MOTOR-OKTANZAHL .....	50
3.4	VERDAMPFUNGSWÄRME .....	51
3.5	DAMPFD RUCK .....	54
3.6	SIEDEVERHALTEN .....	56
3.7	LAMINARE FLAMMENGESCHWINDIGKEIT .....	58
3.8	WASSERAUFNAHMEVERMÖGEN .....	59
3.9	CO <sub>2</sub> – EMISSIONEN .....	60
3.9.1	Well-to-Wheel Betrachtung .....	60

---

3.9.2	Tank-to-Wheel Betrachtung .....	63
3.10	ZUSAMMENFASSUNG .....	67
<b>4</b>	<b>UNTERSUCHUNGEN MIT BENZIN-ETHANOL BLENDS .....</b>	<b>68</b>
4.1	VERSUCHSTRÄGER.....	68
4.1.1	Kanaleinspritzmotor .....	68
4.1.2	Direkteinspritzmotor .....	69
4.1.3	Motorprüfstand und Messtechnik .....	70
4.2	AUSWIRKUNGEN VON ETHANOLKRAFTSTOFFEN IM MOTORBETRIEB .....	74
4.2.1	Teillast.....	75
4.2.2	Volllast.....	81
4.3	KALTSTART .....	94
4.3.1	SVS Injektor .....	94
4.3.2	Optimierung der Motorparameter .....	96
4.3.3	Untersuchungsergebnisse mit E85-Kraftstoff.....	108
4.3.4	Untersuchungsergebnisse mit E100-Kraftstoff.....	116
4.4	FLEX FUEL ERKENNUNGSMETHODEN .....	122
4.4.1	Flex Fuel Sensor .....	123
4.4.2	Thermoelement im Einlasskanal .....	124
4.4.3	Klopfsensor .....	129
4.4.4	Laufruhe des Motors .....	136
4.5	DISKUSSION UND RESÜMEE .....	144
<b>5</b>	<b>ZUSAMMENFASSUNG.....</b>	<b>146</b>
<b>6</b>	<b>AUSBLICK .....</b>	<b>149</b>
<b>7</b>	<b>LITERATURVERZEICHNIS .....</b>	<b>151</b>

# NOMENKLATUR

## ABKÜRZUNGEN

°KW	Grad Kurbelwinkel
°KWvZOT	Grad Kurbelwinkel vor dem oberen Zünd-Totpunkt
°KWnZOT	Grad Kurbelwinkel nach dem oberen Zünd-Totpunkt
°TPS	Throttle Position (Grad Drosselklappenstellung)
ACEA	Association des Constructeurs Européennes d'Automobiles
AT	Automatic Transmission
ATL	Abgasturbolader
be	spezifischer Kraftstoffverbrauch
BSFC	Break Specific Fuel Consumption
C	Kohlenstoff
C <sub>2</sub> H <sub>4</sub> O	Acetaldehyd
CH <sub>2</sub> O	Formaldehyd
CLD	Chemolumineszenz Detektor
CO	Kohlenmonoxid
CO <sub>2</sub>	Kohlendioxid
COV <sub>pmi</sub>	Variationskoeffizient des indizierten Mitteldrucks
DDGS	Distillers' Dried Grains with Solubles
DI	Direct Injection
EN	Europäische Norm
EOBD	Europäische On Board Diagnose
ETBE	Ethyl-Tertiär-Butyl-Ether
Ex	x Volumprozent Ethanolgehalt im Kraftstoff (z.B. E85 bedeutet 85Vol% Ethanol und 15Vol% Benzin)
FFID	Fast Flammenionisations Detektor
FFV	Flex Fuel Vehicles (Flex Fuel Fahrzeuge)
FID	Flammenionisations Detektor
FSN	Filter Smoke Number (Schwärzungszahl)
FTP	Federal Test Procedure
H	Wasserstoff
HC	(unverbrannte) Kohlenwasserstoffe
IBA	Iso-Butyl-Alkohol
MOZ	Motor Oktanzahl
MPFI	Multi Point Fuel Injection
MTBE	Methyl-Tertiär-Butyl-Ether
NEDC	New European Driving Cycle

NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
Ni-Al	Nickel Aluminium
Ni-Cr	Nickel Chrom
Nkw	Nutzkraftwagen
NO <sub>x</sub>	Stickoxide
O	Sauerstoff
OBD	On Board Diagnose
OH	Hydroxylgruppe
PROÁLCOOL	Programa nacional do alcool
PTC	Positive Temperature Coefficient
ROZ	Research Oktanzahl
ROZ 95	Benzinkraftstoff mit einer Research Oktanzahl von 95 (EuroSuper)
ROZ100	Benzinkraftstoff mit einer Research Oktanzahl von 100
RVP	Reid Vapour Pressure
SHED	Sealed House for Evaporative Determination (Verdunstungsemissionen)
SMD	mittlerer Sauterdurchmesser
SVS	Siemens Variable Spray (Injektor)
TBA	Tertiär-Butyl-Alkohol
Vol%	volumetrischer Prozentanteil
WTW	Well to Wheel
Zünd-OT	oberer Zünd-Totpunkt

## PHYSIKALISCHE GRÖßEN

$\Delta h$	[J/kg]	Enthalpiedifferenz
$\Delta T$	[°C]	Temperaturabfall infolge der Kraftstoffverdampfung
$\varepsilon$	[-]	Verdichtungsverhältnis
$\kappa$	[-]	Isentropenexponent
$\lambda$	[-]	Luftzahl
$\lambda_a$	[-]	Luftaufwand
$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Dichte
$\rho_{th}$	[kg/m <sup>3</sup> ]	theoretische Ladungsdichte
$c$	[%]	Massenanteil an Kohlenstoff im Kraftstoff
$c_p$	[J/kgK]	spezifische Wärmekapazität
$c_{pmL}$	[J/kgK]	mittlere spezifische Wärmekapazität der Luft
$g$	[m/s <sup>2</sup> ]	Erdbeschleunigung

---

$H_{GA}$	[kJ/m <sup>3</sup> ]	Gemischheizwert für gemischansaugende Motoren
$H_{Gi}$	[kJ/m <sup>3</sup> ]	Gemischheizwert für direkteinspritzende Motoren
$H_u$	[J/kg]	unterer Heizwert
$h$	[%]	Massenanteil an Wasserstoff im Kraftstoff
$h_i$	[J/kg]	spezifische Enthalpie
$h_{Kf}$	[J/kg]	spezifische Enthalpie des Kraftstoffes an der Siedelinie
$h_{Kv}$	[J/kg]	spezifische Enthalpie des Kraftstoffes an der Taulinie
$h_{L1}$	[J/kg]	spezifische Enthalpie der Luft vor der Verdampfung
$h_{L2}$	[J/kg]	spezifische Enthalpie der Luft nach der Verdampfung
$L_{ST}$	[-]	stöchiometrischer Luftbedarf
$M$	[kg/mol]	Molmasse
$m$	[kg]	Masse
$m_g$	[kg]	Ladungseinsatz (zugeführte Zylinderfüllung je Arbeitsspiel)
$m_K$	[kg]	Kraftstoffmasse
$\dot{m}_K$	[kg/h]	Kraftstoffmassenstrom
$m_L$	[kg]	Luftmasse
$\dot{m}_L$	[kg/h]	Luftmassenstrom
$m_{th}$	[kg]	theoretische Ladung pro Arbeitsspiel (Frischladung beim Füllen des geometrischen Hubraums mit Luft / Gemisch)
$o$	[%]	Massenanteil an Sauerstoff im Kraftstoff
$p$	[N/m <sup>2</sup> ]	Druck
$\dot{Q}$	[W]	Wärmestrom
$Q_a$	[J]	äußere Wärme
$Q_{ab}$	[J]	abgeführte Brennstoffwärme
$Q_{zu}$	[J]	zugeführte Brennstoffwärme
$R$	[J/kgK]	Gaskonstante
$r$	[kJ/kg]	Verdampfungswärme
$T$	[K]	Temperatur
$V$	[m <sup>3</sup> ]	Volumen
$V_H$	[m <sup>3</sup> ]	Hubvolumen
$v_i$	[m/s]	Geschwindigkeit
$W_t$	[J]	technische Arbeit
$z_i$	[m]	geodätische Höhe

# 1 Einleitung

## 1.1 Motivation und Zielsetzung

Das in den letzten Jahren stetig wachsende Interesse an dem Alternativkraftstoff Bioethanol diente als Motivation, um sich mit dem Thema eingehend auseinanderzusetzen.

Nach der ersten weltweiten Ölkrise in den Jahren 1973/74 gab es bereits einen großen Ethanolboom, auf welchen am Anfang der Arbeit ausführlich eingegangen wird. Viele Erfahrungen und das gewonnene Wissen von damals sind noch heute von großem Nutzen. Aufgrund der innovativen Motoren- und Fahrzeugkonzepte hat sich aber auch vieles verändert. So etablierte sich beispielsweise in den letzten Jahren die sogenannte Flex Fuel Technologie, bei der Motoren mit unterschiedlichen Benzin-Ethanol Mischungen betrieben werden können. Global betrachtet erstreckt sich heutzutage der Einsatz von kleinen Beimischungskonzentrationen mit konventionellen Benzinkraftstoffen bis hin zum Fahrzeugbetrieb mit reinem Ethanol.

Im Zuge dieser Arbeit wurden Untersuchungen mit modernen Ottomotoren durchgeführt und die gewonnenen Ergebnisse mit theoretischen Grundlagen analysiert, um sowohl Vorteile als auch Probleme beim Betrieb mit unterschiedlichen Ethanolkraftstoffmischungen aufzuzeigen. Von der experimentellen Seite unterteilt sich diese Dissertation in drei Schwerpunkte:

- Abschätzung des Potenzials hinsichtlich Emissionen und Wirkungsgrad beim Einsatz von Ethanol-Mischkraftstoffen in einem saugrohr- und einem direkteinspritzenden Ottomotor
- Verbesserung der Kaltstartfähigkeit eines saugrohreinspritzenden Motors über eine Beheizung des Kraftstoffes beim Betrieb mit hohen Ethanolbeimischungen
- Methoden zur Bestimmung und Plausibilisierung des Ethanolgehalts im Kraftstoff während des Motorbetriebs

Das Ziel ist zum einen der Gewinn an neuen wissenschaftlichen Erkenntnissen über den Motorbetrieb mit unterschiedlichen Kraftstoffmischungen und zum anderen innovative Lösungsansätze vorzustellen, mit denen sowohl das Kaltstartverhalten als auch die Kraftstofferkennung verbessert werden können.

## 1.2 Herstellung von Ethanol

Vor etwa neun Jahrtausenden wusste man in China bereits über den Prozess der Fermentierung Bescheid und stellte aus Reis, Honig und Früchten eine Art Wein her, was wohl den Ursprung der Herstellung von alkoholischen Produkten darstellt. Anfang des 20. Jahrhunderts wurde bereits Alkohol aus Kartoffeln, Rüben und Mais hergestellt und mit Benzin oder Benzol zu einem Kraftstoff vermischt, [1]. Zu dieser Zeit entstand auch die Petrochemie, wodurch eine synthetische Herstellung von Ethanol aus Ethylen, welches in den Raffinerien anfiel, möglich wurde. Bis zur ersten Ölkrise 1973 wurde die fermentative Ethanolproduktion sehr stark von der synthetischen Herstellung aus Ethylen ersetzt, da der Rohstoff Öl billiger war, [2]. Heutzutage dienen stärke-, zucker- und lignozellulosehaltige Rohstoffe als Basis für die Ethanolkraftstoffproduktion. Zu den zucker- und stärkehaltigen Produkten zählen vor allem Zuckerrohr, Zuckerhirse, Zuckerrüben, Weizen, Roggen, Triticale, Mais und Kartoffeln. Lignozellulosehaltige Rohstoffe sind Holz (z.B. schnellwachsende Baumarten wie Pappeln und Weiden), einjährige Grünpflanzen (Hanf oder Kenaf), landwirtschaftliche Rückstände (Bagasse, Stroh, Hülsen oder Schalen) und kommunale Abfälle (Altpapier oder Holzreste). Letztgenannte stehen somit im Gegensatz zu den zucker- und stärkehaltigen Rohstoffen nicht in Konkurrenz zur Lebensmittelproduktion.

In Tabelle 1-1 sind Vergleichsdaten für die unterschiedlichen Rohstoffe zur Gewinnung von Ethanol angeführt. Dabei zeigt sich, dass der Flächenertrag bzw. Bruttokraftstoff-ertrag von zuckerhaltigen Rohstoffen am höchsten ist und sich die Zuckerrübe und das (brasilianische) Zuckerrohr diesbezüglich nur geringfügig voneinander unterscheiden. Das Einsparungspotenzial an Primärenergie und somit von Kohlendioxid ist jedoch bei der Produktion über Zuckerrohr wesentlich höher, was anhand der Nettoertragsenergie zu erkennen ist. Diese ergibt sich aus der Differenz des Bruttoenergieertrags und der eingesetzten Energie in der Biokraftstoffproduktion, wobei Kuppelprodukte wie DDGS (Distillers' Dried Grains with Solubles) berücksichtigt und gutgeschrieben sind, [3].

Tabelle 1-1: Eigenschaften von Rohstoffen für die Ethanolgewinnung im Vergleich; Datenquelle: [3].

Rohstoff	Biomasse [t/ha]	Biokraftstoff [l/ha]	Bruttokraftstoff-ertrag [GJ/ha]	Nettoenergie-ertrag [GJ/ha]	Verhältnis Output/Input	Preis [Euro/Liter]
Getreide	6,6	2554	54	30	1,25:1	0,47
Zuckerrüben	58,02	6237	132	88	2:1	0,51
Zuckerrohr	73,8	6458	137	116	5,5:1	0,2
Lignozellulose	2,88	985	21	18	6:1	0,64

Bei der Betrachtung des Verhältnisses von Nettoenergiebetrag zur eingesetzten Primärenergie wird das Zuckerrohr allerdings noch von der Lignozellulose als energie-effizientester Rohstoff übertroffen, was jedoch in der Herstellung sehr teuer ist. Die angegebenen Werte besitzen auch gewisse Streubreiten, die wesentlich von der Produktionstechnologie und der Art der Prozessenergie abhängen.

Während die Gewinnung der Glukose, dem Ausgangsstoff für die Fermentation, bei zuckerhaltigen Rohstoffen einfach ist, erweist sich diese bei den stärkehaltigen als aufwändig und bei zellulosehaltigen als schwierig. In der Herstellung von Ethanol, Abbildung 1-1, unterscheidet sich deshalb vor allem dieser Prozess.

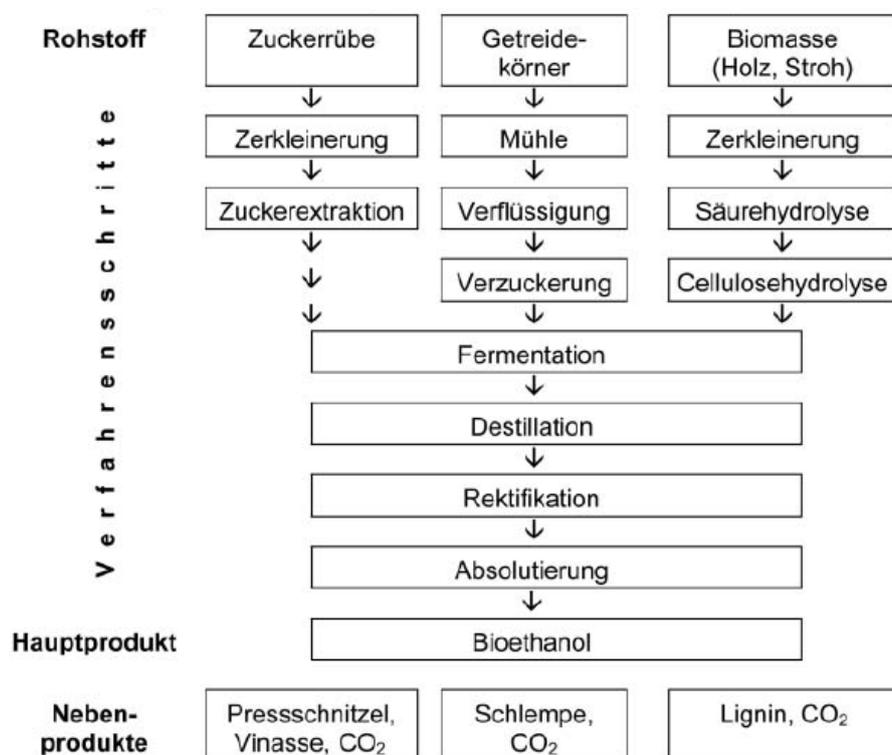
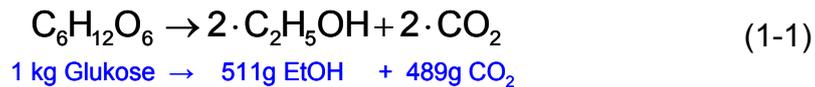


Abbildung 1-1: Vereinfachtes Schema der Ethanolherstellung mit unterschiedlichen Rohstoffen; [4].

Bei der Zuckerrübe werden mit mechanischen und thermischen Verfahren die Zellen für die Extraktion aufgeschlossen, wobei der in der Wurzel gespeicherte Zucker mit Wasserdampf herausgelöst wird. Bei den Getreidearten kommt es nach Schrottung der Körner zu einer Verflüssigung mit Enzymen, in der der Abbau von hochmolekularer Stärke erfolgt, und anschließend zu einer Verzuckerung. Der Aufschluss von zellulosehaltigen Ausgangsstoffen erfolgt durch sehr feines Vermahlen bzw. in einem Hochdruck-Dampf Verfahren, da die kristalline Struktur der Zellulosekette enzymatisch nicht lösbar ist. Danach erfolgt eine Hydrolyse

mit Säuren und Enzymen und die Glukose wird durch die Zuckertrennung von der Säure gewonnen.

Durch Enzyme von Mikroorganismen und Hefen kommt es bei der alkoholischen Gärung zur Umsetzung von Glukose in Alkohol und Kohlendioxid, Gleichung 1-1. Bei diesem exothermen Vorgang werden je Mol Ethanol 117,5 kJ/mol Energie freigesetzt, [5]. Aus 1kg Glukose entstehen ca. 0,5 kg Ethanol und 0,5 kg CO<sub>2</sub>:



Durch die konventionelle Gärung erhält man maximal eine Lösung von 18% Ethanol im Wasser, bei höheren Konzentrationen geht die Hefe zugrunde. Mittlerweile ist es jedoch gelungen, mit gentechnischen Mitteln Hefe- und Bakterienstämme zu erzeugen, die auch noch bei wesentlich höheren Ethanolkonzentration stabil bleiben und somit kann der Energieaufwand für das Destillieren reduziert werden. [6]

Beim industriellen Fermentationsprozess bestehen drei verschiedene Verfahren:

- Bei dem klassischen *Batch Verfahren* findet die vollständige Gärung in einem Gärbehälter statt bis die Fermentation abgeschlossen und der Zucker vollständig abgebaut ist. Positive Aspekte sind hierbei die einfache Gärführung sowie die geringe Gefahr eines Infektionsrisikos. Im Falle einer Infektion würden sich Mikroorganismen vermehren, die im Gegensatz zu den Hefezellen nicht für die Ethanolproduktion notwendig sind und somit die Ethanolausbeute verringern bzw. den Gärprozess stoppen.
- Beim *Kaskaden Verfahren* werden die Gärbehälter hintereinander geschaltet und jedem Behälter kommt neben der Gärung eine spezielle Funktion (Maischebelüftung, Hefeseparierung etc.) zu. Vorteilhaft sind die hohe Ethanolausbeute und die Energieeinsparung, nachteilig gestaltet sich der hohe Personalaufwand.
- Bei dem *kontinuierlichen Verfahren* finden alle Fermentationsschritte zeitgleich statt. Es wird gleichzeitig Hefe gezüchtet und Ethanol erzeugt, zuckerhaltiges Substrat zugegeben und vergorene Maische abgezogen. Für dieses Verfahren sprechen der hohe Automatisierungsgrad sowie eine kompakte Bauweise und ein geringer Energiebedarf.

Bei der anschließenden Destillation kommt es zu einer thermischen Abtrennung und der Alkohol erreicht eine Konzentration von 82 bis 87%. Mit einem weiteren Reinigungsprozess, der Rektifikation, wird der Alkohol von Begleitstoffen befreit und erlangt eine Konzentration von 96%. Höhere Konzentrationen sind durch atmosphärische Destillations-/ Rektifikationsverfahren nicht zu erreichen. Durch die abschließende Absolutierung wird der Wassergehalt weiter verringert und das Ethanol bis zu 99,9% aufkonzentriert. Dies ist destillativ nicht ohne Zusätze möglich und erfolgt mittels Schlepptmitteln (Cyclohexan), Membranen oder Molekularsieben. [7]

Während der Alkoholgewinnung fallen außer dem Kohlendioxid je nach Art des Rohstoffes weitere Nebenprodukte an, Abbildung 1-1:

Im Falle von Zuckerrüben können die Pressschnitzel aus dem Zerkleinerungsprozess sowie die bei der Destillation verbleibende Vinasse als Futtermittel, letzteres zudem als Düngemittel, verwendet werden.

Bei Getreideprodukten wird das am Boden der Destillierkolonne befindliche Nebenprodukt als Schlempe bezeichnet, welche alle Inhaltsstoffe des Rohstoffes außer Zucker oder Stärke enthält. Diese kann im flüssigen Zustand als Dünger eingesetzt oder innerhalb von wenigen Tagen verfüttert werden. Um das mögliche Futtermittel jedoch länger haltbar zu machen, wird die Schlempe sehr oft energieintensiv zu proteinreichem DDGS getrocknet und pelletiert. Besteht keine Möglichkeit zur Schlempeverfütterung, kann die eingedickte Schlempe verbrannt werden, wodurch zumindest der Prozessenergiebedarf der Schlempeeindampfung abgedeckt wird.

Dieser Weg bietet sich insbesondere für Verfahren auf Basis zellulosehaltiger Rohstoffe an. Die nicht aufgeschlossene Zellulose, Lignin und ungelöste Reststoffe aus den Hydrolysereaktoren werden aus dem Produktstrom entfernt und zum Zwecke der Erzeugung von Prozesswärme gemeinsam mit der Schlempe verbrannt. Dadurch können Effizienz der Produktionsanlagen und die CO<sub>2</sub>-Bilanz verbessert werden, was in Kapitel 3.9.1 näher erläutert wird.

## **1.3 Alternativkraftstoff Ethanol**

### **1.3.1 Historische Entwicklung**

Die Verwendung von Ethanol als Kraftstoff ist beinahe so alt wie der Ottomotor selbst, da Nikolaus Otto seinen ersten Motor mit reinem Alkohol betrieb. Auch Henry Ford plante ursprünglich, das erste Ford T-Modell im Jahre 1908 mit Ethanol zu betreiben und entwarf es auf Basis der Nutzung von diesem Kraftstoff, weil er

bereits Visionen von der nachhaltigen Einbeziehung der Landwirtschaft als Kraftstofflieferant hatte, [8].

Aufgrund der Stoffeigenschaften von Alkoholkraftstoffen wie einer hohen Oktanzahl und der besseren Zylinderfüllung wurden bereits 1912 vom U.S. Bureau of Mines Untersuchungen mit Ethanol und Methanol durchgeführt, [9]. In den folgenden Jahrzehnten nahm das Interesse zu und in [10] sind Veröffentlichungen zum Thema Herstellung und Einsatz von Ethanol sowie Ethanol-Benzin-Kraftstoffen zu finden.

Bis zum zweiten Weltkrieg hatten bereits über vierzig Länder weltweit Alkohol den konventionellen Kraftstoffen beigemischt, üblicherweise im Bereich von 10-25%. In Europa wurden vor Kriegsbeginn bereits über vier Millionen Fahrzeuge mit Alkoholkraftstoffen betrieben. Auch während des zweiten Weltkrieges spielten Alkoholkraftstoffe eine große Rolle und wurden zudem in Flugzeugen eingesetzt. Nach dem Krieg ging das Interesse an dem alternativen Kraftstoff verloren, vor allem wegen des niedrigen Ölpreises. Bis Anfang der 1970er Jahre kam Alkohol hauptsächlich im Rennsport zum Einsatz, [8].

1973 drosselten die arabischen Länder aufgrund des Krieges im Nahen Osten ihre Erdölförderung und es kam zur ersten weltweiten Energiekrise. Als Folge stieg der Ölpreis um das Vierfache und weltweit wurde nach Alternativen zu den konventionellen Kraftstoffen gesucht. Ein großer Vorteil von Alkoholen ist, dass sie flüssig und prinzipiell mit Benzin mischbar sind, wodurch diese in den darauf folgenden Jahren sowohl als Mischkomponenten als auch in reiner Form zum Einsatz kamen.

### **1.3.2 Einsatz von Alkoholkraftstoffen seit 1973**

Entscheidend für den großen Aufschwung der Alkoholkraftstoffe Ethanol und Methanol war die Möglichkeit der Herstellung im eigenen Land in den Jahren nach der ersten Energiekrise. Ethanol wurde im großen Rahmen in Ländern mit vorwiegend landwirtschaftlicher Struktur produziert, da ausreichend Pflanzen und Biomasse vorhanden waren. Im Gegensatz dazu fand Methanol, welches aus Kohle, Erdgas, Holz oder sogar Müll hergestellt wurde, hauptsächlich in Industrieländern Verwendung, [11].

Weltweit betrachtet hat die Anzahl an Förderprogrammen für Biokraftstoffe in den letzten Jahren stark zugenommen. Die Ausgestaltung reicht dabei von der Unterstützung von Forschung und Entwicklung und Pilotprojekten über Mindestverwendungsquoten bis hin zu Steuerbefreiungen und -ermäßigungen, Investitionsförderungen für Produktionsanlagen und Subventionen in der Landwirtschaft. Um die Verbreitung und den Einsatz der unterschiedlichen

Alkoholkraftstoffe zu betrachten, wird im Folgenden auf ausgewählte Länder und deren Entwicklung eingegangen.

### 1.3.2.1 Brasilien

Das südamerikanische Land besitzt bedingt durch das heimische Zuckerrohr eine Vorreiterrolle hinsichtlich Ethanolkraftstoff. Dieser ertragreiche Rohstoff zur Ethanolherzeugung ist auch der Grund, weshalb zurzeit nur in Brasilien die Produktion im Vergleich zu fossilen Kraftstoffen absolut wettbewerbsfähig ist. Man erstellte bereits Mitte der 1970er Jahre als erstes Land ein breit angelegtes Programm zur Nutzung regenerativer Energieträger im Kfz-Verkehr und setzte es konsequent um, wie in [12] beschrieben.

Die erste Ölkrise 1973 traf Brasilien, das damals rund 80 Prozent seines Rohöls importieren musste, besonders hart. Die Regierung sah ihre Energieversorgung gefährdet, hinzu kam der politische Druck der damals einflussreichen Zuckerwirtschaft, die unter niedrigen Weltmarktpreisen litt. Diese Konstellation gab den Nährboden für das PROÁLCOOL (Programa nacional do alcool) -Programm, das als Zusammenarbeit zwischen Staat und Privatwirtschaft konzipiert war: Mittels massiver Eingriffe (Subventionen, billige Kredite und Steuerbefreiungen für Alkoholfahrzeuge, Festlegung einer Treibstoffpreisdifferenz zwischen Benzin und Ethanol, Marktstabilisierung durch Volumenregulierung) forcierte der Staat die Umstellung eines Großteils des Kfz-Verkehrs von Benzin auf Äthylalkohol und setzte positive wirtschaftliche Impulse für die heimische Industrie und Agrarwirtschaft. Gravierend waren jedoch die technischen Mängel und Umweltschäden, die das Programm vor allem in der Anfangsphase charakterisierten. Im Zuckerrohranbau stellt neben dem oft übermäßigen Einsatz von Düngemitteln und Pestiziden das Abbrennen der Felder vor der Ernte ein gravierendes Umweltproblem dar.

Bis zur zweiten Ölkrise 1979 wurde die Beimischung von wasserfreiem Ethanol auf 22% beschränkt, [13]. Dieser Kraftstoff wird als Gasohol bezeichnet und bis heute in ähnlicher Konzentration am brasilianischen Markt angeboten (Mindest-Ethanolgehalt in Benzinkraftstoffen von 20% lt. Regierungsbeschluss). Durch die Beimischung von Alkohol zum normalen Benzin konnte schon früh auf den Zusatz von Blei als Antiklopffmittel verzichtet werden. In einer zweiten Phase zog auch die Automobilindustrie nach anfänglichem Zögern mit und begann mit der Entwicklung und Produktion von Fahrzeugen und Motoren, die mit reinem, nicht wasserfreiem Ethylalkohol betrieben werden konnten. Dieser Ethanol ist mit 7Vol% Wasser versetzt, was aus Kosten- und Produktionsgründen zweckmäßig ist, jedoch eine intensive Maßnahme zur Gemischheizung verlangt, [14]. Zeitweise wurden bis zu

90 Prozent der Neuwagen mit purem Alkohol betrieben, Abbildung 1-2. Im September 1983 wurde das millionste Alkoholfahrzeug produziert, [15].

Man war vom Erdöl unabhängiger, aber dafür abhängig vom Ethanol. Ein sinkender Ölpreis (um bis zu 40%) und höhere Zuckerpreise führten dazu, dass die Ethanolproduktion und der Zuckerrohrpreis noch mehr subventioniert werden mussten. Zeitweise musste sogar Ethanol aufgrund von Engpässen importiert werden oder Überschüsse mittels teureren Förderungen exportiert werden. Das Ethanolprogramm stellte immer größere Belastungen für den Staatshaushalt dar und dem wurde mit der Liberalisierung der Märkte entgegengetreten. 1997 wurde der Preis für wasserfreien Alkohol freigegeben und 1999 folgte die Liberalisierung von wasserhaltigem Alkohol, [2]. Aus diesem Grund wurden in den Jahren 1997 und 1998 nur mehr jeweils 1000 neue Alkoholfahrzeuge pro Jahr verkauft, [16].

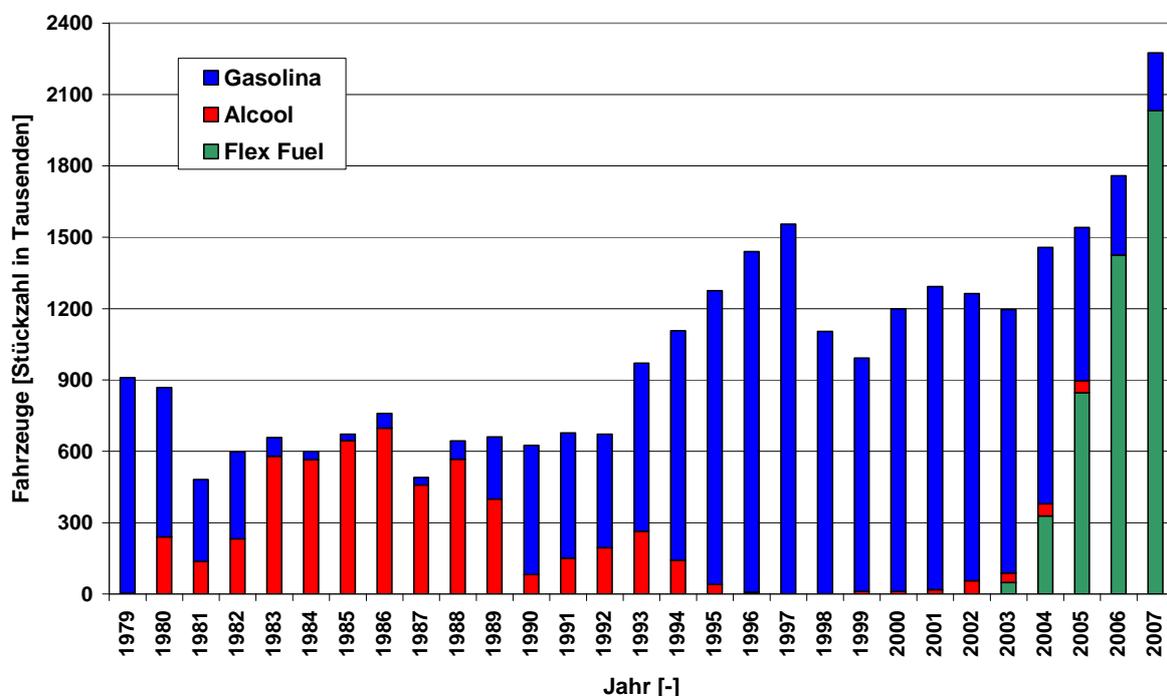


Abbildung 1-2: Verkaufszahlen von PKW und leichten Nutzfahrzeugen am brasilianischen Markt in den Jahren 1979 bis 2007; Datenquelle: [17].

Aufgrund technischer Innovationen, internationaler Umweltabkommen und des erneut steigenden Ölpreises kam es im Jahr 2003 zu einem zweiten Ethanolboom. Während reine Alkoholfahrzeuge kaum noch hergestellt werden, gewinnen so genannte Flex Fuel Fahrzeuge (FFV, Flex Fuel Vehicles) immer mehr an Bedeutung, Abbildung 1-2. Diese Fahrzeuge können mit wasserhaltigem Ethanol, Gasohol bzw. Gasolina Typ C (Benzin mit 20-26% Ethanolgehalt, [18]) und jeder Mischung dieser beiden Kraftstoffe betrieben werden.

Durch die alleine im Jahr 2006 verkauften 850.000 Flex Fuel Fahrzeuge, bei denen die Fahrzeugbesitzer je nach Preis und Verfügbarkeit zwischen diesen Kraftstoffen frei wählen können, stieg der Gesamtbestand auf über 2 Millionen Fahrzeuge am brasilianischen Markt, [19].

### **1.3.2.2 USA**

Die beiden Ölkrisen in den 1970er Jahren haben zur Einführung von Gasohol geführt, welcher im Gegensatz zum brasilianischen Gasohol jedoch nur 10% Ethanol beinhaltet. Bereits in den Jahren 1974/75 wurden Fahrzeugflottentests mit diesem Kraftstoff durchgeführt, um Erfahrungen bezüglich der Materialverträglichkeit mit Motor- und Fahrzeugkomponenten, des Kaltstartverhaltens, dem Einfluss auf Emissionen und Verbrauch etc. zu sammeln, [10].

Seit 1977 ist in den USA eine bedeutende Ethanolindustrie entstanden. Im „Getreide- Gürtel“ des Mittleren Westens wird in großem Umfang Ethanol aus Getreide, meistens aus Mais, gewonnen. Der ständige Überschuss der amerikanischen Körnerfruchtproduktion bietet sich zur Herstellung von Alkohol an.

Im Jahre 1978 verabschiedete der Kongress den National Energy Act, der eine steuerliche Förderung auf 10% Ethanolkraftstoff möglich machte. Die Förderung betrug 4 US-Cents per Gallone (1,056 US-Cent/l) E10 Kraftstoff, was eine indirekte Subvention von 40 US-Cents pro Gallone Ethanol bedeutete. Dies kam auch der Environmental Protection Agency (EPA) zugute, da sie damals auf der Suche nach einem Ersatz für Bleiadditive als Antiklopfmittel war. Dabei stellte sich Ethanol, wegen seiner hohen Oktanzahl und des hohen Sauerstoffgehalts, als ein ideales Substitut heraus, [13].

Bis zur Einführung der ersten Flexible Fuel Vehicles Mitte der 1990er Jahre, wurden auch immer wieder Untersuchungen mit dem zweiten Alkoholkraftstoff Methanol und Methanolmischkraftstoffen durchgeführt, [20]. Heutzutage wird Methanol jedoch fast ausschließlich in einzelnen Rennsportklassen eingesetzt.

Mittlerweile hat sich in den USA E85-Kraftstoff (85% Ethanol und 15% Benzinkraftstoff) durchgesetzt, welcher bei FFV eingesetzt wird. Auch hier zeigen sich Unterschiede zum brasilianischen Markt: Die zurzeit über 5,5 Millionen FFV, [19], am amerikanischen Markt können mit E85-Kraftstoff (statt reinem Ethanol), Benzin oder jeder Mischung dieser beiden Kraftstoffe betankt werden. Durch die Förderung von Investitionen für Ethanolanlagen und die Produktion von E85-

tauglichen Autos hat sich der Bestand an E85-Tankstellen in den USA von 2003 (100) bis 2007 (1000) verzehnfacht. Einer der Hauptgründe, dass nicht reiner Ethanol an Tankstellen angeboten wird, liegt im Kaltstartverhalten, welches in Kapitel 2.1.3 erläutert wird.

Seit Ende 2006 haben die USA Brasilien als weltweit größten Ethanolproduzenten abgelöst, Abbildung 1-3.

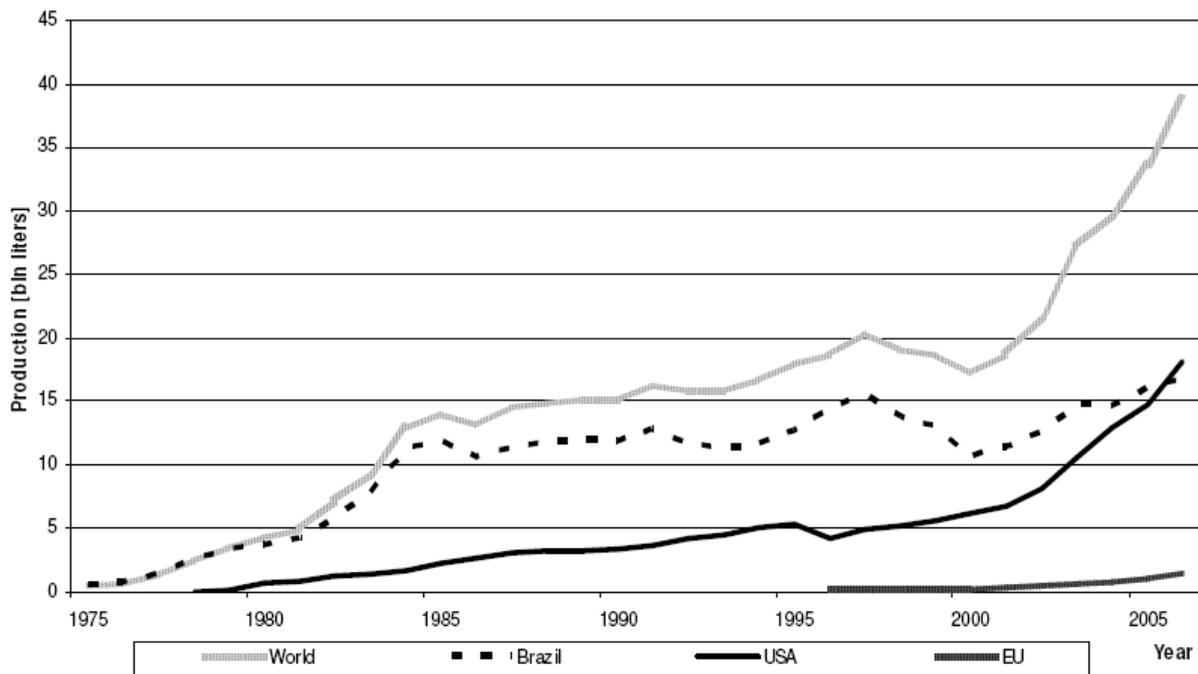


Abbildung 1-3: Weltweite Produktion von Ethanolkraftstoff in Milliarden Liter (billions of liters); [21].

Ethanol wird nicht nur zur Herstellung von verschiedenen Ethanol-Kraftstoffmischungen verwendet, sondern dient auch zur Produktion von ETBE (Ethyl-Tertiär-Butyl-Ether). Dieses ersetzt zunehmend MTBE (Methyl-Tertiär-Butyl-Ether) in Benzin, um die Klopfestigkeit des Kraftstoffes zu erhöhen. Die daraus resultierende Substitution durch ETBE, bestehend aus 47% Ethanol und 53% Isobuten, als sauerstoffhaltige Benzinkomponente hat ebenfalls zu der Ausdehnung des Bioethanolmarkts beigetragen. MTBE wurde hingegen aufgrund von Grundwasserverunreinigungen in einigen US-Bundesstaaten bereits verboten. [22]

### 1.3.2.3 Europäische Union

In der Literatur findet sich sehr viel über die Anwendung von Methanol als alternativen Alkoholkraftstoff in Europa nach der ersten Energiekrise. In Deutschland wurden 1975/76 bereits erste Großversuche mit Methanol-Benzin-

Mischkraftstoffen mit einer Flotte von 45 Fahrzeugen erfolgreich durchgeführt. Zudem stellten unterschiedliche Fahrzeughersteller Prototypen für einen Einsatz von Methankraftstoffen (auch mit 100% Methanol) in Ottomotoren vor und führten Erprobungen durch, [23]. Zu dieser Zeit war eine Substitution mit Ethanol auf Basis der Biomasse in größeren Mengen nicht denkbar und übernahm daher die Rolle einer Kraftstoffkomponente.

Anfang der 1980er Jahre wurden auch Untersuchungen durchgeführt, um den Bleigehalt in Vergaserkraftstoffen abzusenken. Dabei kamen Methanol und Ethanol in geringen Beimischungen bis 5Vol% sowie MTBE bis zu 15Vol% zum Einsatz. Ether besitzt ebenfalls organische sauerstoffhaltige Verbindungen und zudem eine höhere Klopfestigkeit als die niederen Alkohole. Diese konnten daher die geringere Oktanzahl bei Verringerung des Bleigehalts leichter kompensieren. Außerdem führten die Wasserempfindlichkeit und das azeotropische Verhalten (höhere Neigung zur Dampfblasenbildung!) von Alkoholen zu Problemen im Motorbetrieb. [24], [25]

In den folgenden Jahren waren maximal 3Vol% Methanol, 5Vol% Ethanol (jeweils in nicht absolutierter Form, aber mit Lösungsvermittlern oder höheren Alkoholen gemischt) sowie 10% MTBE als Beimischkomponente zulässig.

Wie in Abbildung 1-3 zu erkennen, wird Ethanol seit Mitte der 1990er Jahre in größeren Mengen hergestellt. Methanol hingegen wird heutzutage kaum mehr eingesetzt, auch weil der Kraftstoff toxischer als Ethanol ist. Außerdem werden zunehmend Alternativkraftstoffe aus nachwachsenden Rohstoffen eingesetzt: Biomethanol, [26], spielt hierbei nur eine untergeordnete Rolle. Ethanol hat sich als ottomotorischer Biokraftstoff durchgesetzt.

In der Europäischen Union hat die Biodieselproduktion Tradition, da zum einen der Anteil an Fahrzeug mit Dieselmotoren im weltweiten Vergleich verhältnismäßig hoch ist und zum anderen in vielen EU-Ländern mehr Diesel- als Ottokraftstoff verbraucht wird, [3]. Im Jahr 2005 waren vier der fünf internationalen größten Biodieselproduzenten europäische Länder (Deutschland, Frankreich, Italien und Österreich), [27].

In Spanien, derzeit größter Bioethanolproduzent in der EU, [28], und Frankreich wird bereits seit über 10 Jahren Bioethanol hergestellt. Das gewonnene Ethanol wurde aber beinahe ausschließlich zu ETBE, welches nach und nach MTBE als Kraftstoffzusatz ersetzt, weiterverarbeitet, [2]. In Frankreich ist mit einer Charta zur Entwicklung des Kraftstoffs Superethanol E85 im Jahre 2006 eine wesentliche Steigerung der Verwendung von Bioethanol vereinbart worden, [29].

Eine Vorreiterrolle in der Beimischung von Ethanol spielt Schweden. Dort wird wie in den USA der Treibstoff E85 für Flex Fuel Fahrzeuge mittlerweile bei über 400

Tankstellen angeboten und zudem wird seit 2003 allen Ottokraftstoffen 5% Ethanol (E5) beigemischt. Seit der Markteinführung des ersten FFV in Schweden, dem Ford Focus im Jahr 2001, ist der Bestand an solchen Biokraftstoff-Fahrzeugen auf über 50 000 (Stand 2006, [19]) gestiegen. Neun von zehn verkauften Ford Focus-Modellen sind E85 tauglich. Mittlerweile wird auch das Modell C-Max als FFV angeboten und die verkaufte Anzahl dieser Fahrzeuge steigt weiterhin an, gefördert durch Kaufanreize wie staatliche Bezuschussung von 1000 Euro bei der Anschaffung, reduzierten KFZ-Steuern, gebührenfreie Parkmöglichkeiten in vielen Städten, Entfall der Stockholmer City-Maut sowie geringeren Treibstoffpreisen, [30]. Außerdem bieten auch Volvo (Modelle V50 und S40) sowie Saab (Modell 9.5 BioPower) seit 2005 und Renault (Megane) seit 2007 E85-Fahrzeuge in Schweden an. 2008 sollen Audi, Seat, Citroen und Peugeot Modelle folgen.

In Deutschland bestehen derzeit neben über tausend kleineren Brennereien drei große Bioethanolanlagen mit einer gemeinsamen Kapazität von 500.000 m<sup>3</sup>/Jahr, es sind weitere sieben große Anlagen in Planung, [31]. Als Rohstoffe werden Roggen, Weizen, Mais und Triticale verwendet. Seit 2005 werden auch erste Flex Fuel Fahrzeuge – die gleichen Modelle wie in Schweden – am deutschen Markt angeboten. Zudem bieten mittlerweile bundesweit bereits etwa 100 Tankstellen E85 Kraftstoff an.

Im Oktober 2007 wurde in Pischelsdorf nahe Tulln die erste Bioethanolanlage in Österreich in Betrieb genommen (Kapazität von 200.000 m<sup>3</sup>/Jahr). Der FFV-Markt ist hier zu Lande noch im Entstehen, weshalb es derzeit nur 7 öffentliche E85-Tankstellen gibt.

Weitere EU-Produktionsanlagen bestehen in Polen, Ungarn, Finnland, Litauen, Italien und den Niederlanden, [28].

#### **1.3.2.4 Weitere Länder**

Wie in [22] erwähnt, bestehen in weiteren Ländern Förderprogramme für Bioethanolkraftstoffe und ihre Anzahl hat in jüngster Vergangenheit stark zugenommen:

China ist der weltweit drittgrößte Ethanolproduzent und hat aufgrund von Energieversorgungsproblemen und einer Getreideüberproduktion Beimischungsprogramme eingeführt. Bereits in neun Provinzen wird in China dem Kraftstoff 10% Bioethanol beigemischt und seit kurzem wird in der Provinz Jilin die weltgrößte Bioethanolproduktionsanlage betrieben.

Indien ist der zweitgrößte Bioethanolproduzent Asiens und in Zukunft soll landesweit eine 10%-Beimischungsquote erreicht werden. Mit dem

Förderprogramme sollen die nationale Zuckerindustrie unterstützt und Ölimporte reduziert werden.

In Japan ist die Einführung einer 10%-Beimischung von Ethanol bis zum Jahr 2008 aus umweltpolitischen Gründen geplant, jedoch bestehen keine Überschüsse aus der landwirtschaftlichen Produktion, so dass für eine Umsetzung dieser Strategie Importe notwendig sind. Kontakte zu Brasilien als potentiell größtem Exporteur bestehen hier bereits.

In Ländern Afrikas bietet eine zum Teil überschüssige Zuckerrohrproduktion Möglichkeiten der kostengünstigen Bioethanolproduktion und des Ersatzes von nach wie vor verwendeten Bleizusätzen im Benzin durch aus Ethanol hergestelltes ETBE.

Des Weiteren gibt es Förderprogramme in Australien, Kanada, Thailand, Peru, Kolumbien, Argentinien und in der Karibik.

## **1.4 Politische und gesetzliche Rahmenbedingungen**

### **1.4.1 Kyoto Protokoll**

Im Protokoll von Kyoto vom Dezember 1997 haben sich die Industrieländer der Welt und jene osteuropäischen Länder, die sich im Übergang zur Marktwirtschaft befinden, zu quantifizierten Emissionsbegrenzungen und -reduktion verpflichtet. In Bezug auf Bioethanol und deren Erzeugung sind insbesondere folgende Verpflichtungen relevant, wie in [2] beschrieben:

- Förderung nachhaltiger landwirtschaftlicher Bewirtschaftungsformen unter Berücksichtigung von Überlegungen zu Klimaänderungen;
- Erforschung und Förderung, Entwicklung und vermehrte Nutzung von neuen und erneuerbaren Energieformen, von Technologien zur Bindung von Kohlendioxid und von fortschrittlichen und innovativen umweltverträglichen Technologien;
- Verringerung oder schrittweise Abschaffung von Marktverzerrungen, steuerlichen Anreizen, Steuer- und Zollbefreiungen und Subventionen, die im Widerspruch zum Ziel des Übereinkommens stehen, in allen Treibhausgasemittierenden Sektoren und Anwendung von Marktinstrumenten;
- Maßnahmen zur Begrenzung und/oder Reduktion von Emissionen von nicht durch das Montrealer Protokoll geregelten Treibhausgasen im Verkehrsbereich.

Die Europäische Union hat sich zu einer Reduktion der Treibhausgasemissionen um 8%, ausgehend vom Ausstoß im Jahre 1990, innerhalb des Zeitraumes 2008 bis 2012 verpflichtet. Österreich hat innerhalb der EU einer Reduktion von 13% zugestimmt, hat jedoch im Jahr 2004 einen Ausstoß von rund 10% über den Referenzwert von 1990, was vor allem auf einen extremen Anstieg der vom Verkehr verursachten Emissionen zurückzuführen ist.

Die USA sind am 29. März 2001 aus dem Vertrag ausgestiegen. Sie sind der Ansicht, dass das Kyoto-Protokoll schwerwiegende Mängel aufweist, und langfristig keine geeignete Strategie darstellt, das Problem der globalen Klimaerwärmung zu lösen.

### **1.4.2 EU-Richtlinie**

Die europäische Richtlinie 2003/30/EG wurde am 8. Mai 2003 verabschiedet und sieht eine Förderung von Biokraftstoffen oder anderen erneuerbaren Kraftstoffen vor. Es handelt sich hierbei um eine Soll-Bestimmung und die vorgeschlagenen Werte sind nur Richtwerte, d.h. die Erfüllung des Mindestanteils ist nicht einklagbar. Das Europäische Parlament versuchte zwar, eine rechtlich verpflichtende Richtlinie zustande zu bringen, dies scheiterte jedoch am Einspruch des Rates durch die Finanzminister, [2].

Bis 31. Dezember 2010 sollen gemessen am Energieinhalt des Kraftstoffes 5,75% der im Verkehrssektor eingesetzten Otto- und Dieselmotorkraftstoffe Biokraftstoffe sein. Biotreibstoffe im Sinne der Verordnung sind flüssige oder gasförmige Verkehrstreibstoffe, die aus Biomasse hergestellt werden. Dazu zählen Bioethanol, Biodiesel, Biogas, Biomethanol, Biodimethylether, Bio-ETBE, Bio-MTBE, Biowasserstoff und reines Pflanzenöl, [32].

Zudem ist von der EU geplant, bis 2020 20% der konventionellen Kraftstoffe durch alternative Kraftstoffe im Bereich des Straßenverkehrs zu substituieren.

### **1.4.3 ACEA-Selbstverpflichtung**

Da der Verkehrssektor mit etwa 20% einer der Hauptverursacher des anthropogenen Kohlendioxids in Europa ist, reagierte die Vereinigung der europäischen Automobilhersteller ACEA (Association des Constructeurs Européennes d'Automobiles) im Jahre 1998 mit der Formulierung einer freiwilligen Selbstverpflichtung mit der Europäischen Union. Hierin verpflichtet sich der Verband, die durchschnittlichen CO<sub>2</sub>-Emissionen von in der EU neu zugelassenen PKW bis zum Jahr 2008 im Vergleich zum Basisjahr 1995 um 25% zu verringern. Dies bedeutet einen Rückgang von 186 gCO<sub>2</sub>/km (1995) auf 140 gCO<sub>2</sub>/km (2008) im NEFZ (Neuen Europäischen Fahrzyklus). Erklärtes politisches Ziel der Europäischen Union ist eine Absenkung der CO<sub>2</sub>-Emissionen auf einen Wert von 120 gCO<sub>2</sub>/km bis zum Jahr 2012.

Neben Innovationen an Fahrzeug und Motor bieten auch Kraftstoffe aufgrund der unterschiedlichen Stoffeigenschaften die Möglichkeit, die Effizienz zu erhöhen und damit direkt Kohlendioxid am Fahrzeug einzusparen, was im Zuge dieser Arbeit demonstriert wird.

## 1.5 Argumente für die Nutzung von Bioethanol

Bei Betrachtung der wirtschaftlichen und technischen Gegebenheiten der derzeitigen Treibstoffversorgung und Fahrzeugausstattung sind flüssige Alternativkraftstoffe vorteilhaft. Diese sind heute weltweit eingeführt, einfach an Bord eines Fahrzeugs zu speichern und weisen im Allgemeinen eine vergleichsweise hohe Energiedichte auf. Außerdem ist der hohe technische Entwicklungsstand heutiger Motorentechnik auf flüssige Kraftstoffe abgestimmt, welche einfach zu handhaben sind und in das bestehende Verteilungs-, Lagerungs- und Vertriebssystem passen. Die Möglichkeit der Mischung mit fossilen Kraftstoffen – sogenannten Blends – öffnen schließlich noch weitere Einführungsszenarien, die eine gleitende Umstellung auf Alternativen einfach realisierbar machen.

Für flüssige Alternativkraftstoffe wie Bioethanol ist deshalb der Umstellungsaufwand, ausgehend vom gegenwärtigen System, sehr gering, was seinen breiten und zügigen Einsatz begünstigt. Zusätzlich wird Ethanol auch indirekt als Rohstoff für die Herstellung von Ethyltertiärbutylether (ETBE) genutzt, der zu einem Anteil von 15 Vol% dem konventionellen Benzin beigemischt werden kann.

Umwelttechnische Aspekte, welche durch die in Kapitel 1.4 beschriebenen Rahmenbedingungen unterstützt werden, haben eine Verminderung der CO<sub>2</sub>-Emissionen zum Ziel. Biogene Kraftstoffe bieten hierfür ein wesentliches Potenzial, da bei der Herstellung aus nachwachsenden Rohstoffen die CO<sub>2</sub>-Bilanz deutlich positiver ausfällt als bei konventionellen fossilen Kraftstoffen. Beim Einsatz von Biokraftstoffen wird das beim Verbrennungsvorgang entstehende Kohlendioxid, welches von den Pflanzen für ihr Wachstum benötigt wird, von diesen zu einem Teil über die Photosynthese aufgenommen. Dieses Emissionsreduktionspotenzial ist sehr stark von der Rohstoffwahl sowie der nachhaltigen Herstellungs- und Prozesskette abhängig, worauf bei einer Well-to-Wheel (WTW) Betrachtung in Kapitel 3.9.1 noch näher eingegangen wird.

Ein wesentlicher Grund für die Substitution von fossilen Kraftstoffen sind weniger die immer wieder prognostizierten geringeren Welterdölreserven, da heutzutage neue unkonventionelle Quellen wie Ölsande und Ölschiefer erschlossen werden, [33]. Vielmehr ist es der häufig aus politischen und spekulativen Gründen hohe

Rohölpreis, Abbildung 1-4: Als 1973 die erste weltweite Energiekrise einen Anstieg des Ölpreises herbeiführte, kam es in den folgenden Jahren zu einer breiteren Anwendung und einem vermehrten Einsatz von Alkohol in Verbrennungsmotoren, wie in Kapitel 1.3 bereits ausführlich beschrieben.

Seit 2003 ist der Ölpreis erneut gestiegen und erreichte Mitte Juni 2008 den historischen Höchstpreis von etwa 139 US-Dollar/Barrel. In dieser Zeitspanne sind das Interesse an und die Produktion von Biokraftstoffen enorm gestiegen. Allerdings beruht die Herstellung und Verwendung von Biokraftstoffen in vielen Ländern auf politischen Förderprogrammen, da Biokraftstoffe ansonsten aufgrund zu hoher Produktionskosten im Vergleich zu fossilen Kraftstoffen - außer in Brasilien - nicht wettbewerbsfähig wären und für sie damit derzeit kein Markt bestehen würde.

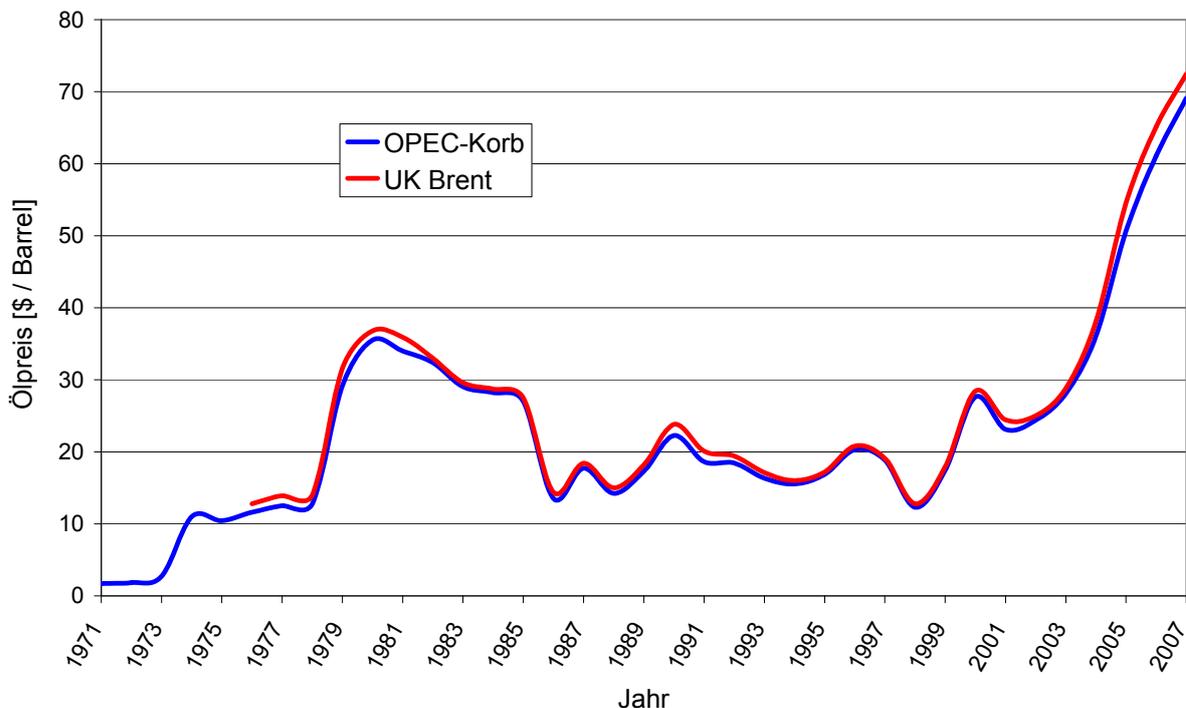


Abbildung 1-4: Rohölpreisentwicklung von 1970 bis 2007 (Jahresmittelwerte);  
Datenquelle: [34].

Durch die Herstellung eines Kraftstoffes im eigenen Land soll die Versorgungssicherheit gewährleistet werden. Dabei wird durch die Verwendung von Biokraftstoffen die Abhängigkeit von fossilen Rohstoffen allgemein und zusätzlich die Importabhängigkeit reduziert. Dabei bietet die Brachflächennutzung zur Energiepflanzenproduktion ein landwirtschaftliches Potenzial und zudem können

---

neue Arbeitsplätze geschaffen werden. Detaillierte Auswirkungen und Zahlen über volkswirtschaftliche Effekte der Erzeugung von Bioethanol sind in [35] angeführt.

## 2 Stand der Technik

Im folgenden Kapitel wird ein aktueller Überblick über die Erkenntnisse und Erfahrungen beim Einsatz von Ethanolkraftstoffen im Ottomotor gegeben. Die Erfahrungen aus den 1970er und 1980er Jahren in [36] bezüglich der eingesetzten Materialien und Auswirkungen bei Verwendung von Alkoholkraftstoffen in fremdgezündeten Motoren stellen zwar eine solide Grundlage dar, besitzen jedoch aufgrund der damaligen Vergasermotorentechnologie und verschärften Emissionsgesetzgebungen heutzutage nur mehr sehr beschränkt Gültigkeit.

### 2.1 Auswirkungen von Ethanolkraftstoffen auf den Motorbetrieb

Benzin besteht aus etwa 200 bis 300 Kohlenwasserstoffgruppen und besitzt aufgrund der Anforderungen und Toleranzen innerhalb der Kraftstoffnorm EN 228, [37], hinsichtlich Dichte, Flüchtigkeit, Klopfestigkeit etc. gewisse Streubreiten. Hingegen sind Alkohole wie Ethanol oder Methanol reine Stoffe. Die verschiedenen Stoffeigenschaften wirken sich im Motorbetrieb unterschiedlich aus und werden in der Folge erläutert.

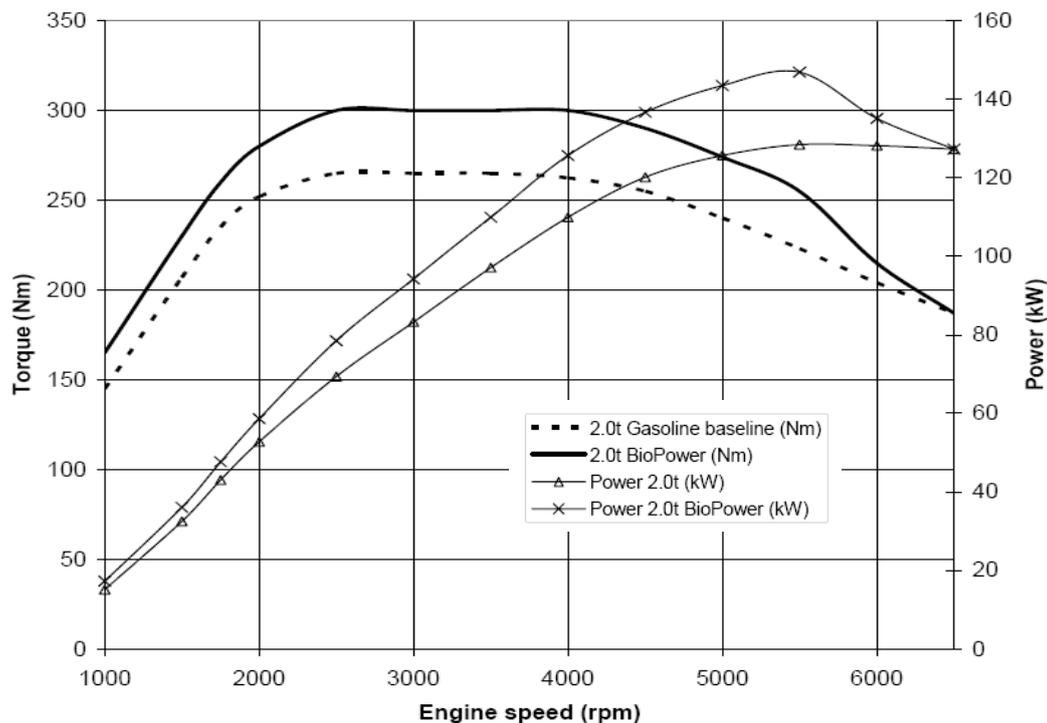
#### 2.1.1 Drehmoment und Leistung

Durch die Beimischung von Ethanol in Benzinkraftstoffe lassen sich Leistung und Drehmoment des Motors steigern. Verantwortlich hierfür ist zum einen die steigende Oktanzahl und somit eine höhere Klopfestigkeit mit zunehmenden Ethanolgehalt im Kraftstoff. Zum anderen führt die höhere Verdampfungswärme von Ethanol gegenüber Benzin zu einer besseren Kühlung des Gemisches. Bei der Verdampfung des Ethanols wird der Umgebung mehr Wärme entzogen, was sich positiv auf die Zylinderfüllung auswirken kann.

Durch entsprechende Anpassung der Einspritzmenge und Applikation des Zündwinkels führen diese Stoffeigenschaften zu einer Steigerung des Wirkungsgrades an der Volllast.

In Abbildung 2-1 sind Drehmoment (Torque) und Leistung (Power) über der Drehzahl des Saab 9.3 Biopower dargestellt. Dieses Fahrzeug ist mit einem aufgeladenen 2,0l Turbomotor ausgestattet und wurde erstmals 2005 am schwedischen Markt angeboten. Bei Verwendung von E85-Kraftstoff zeigt sich eine Steigerung des Nenndrehmoments von 265Nm auf 300Nm (+13%) und der Nennleistung von 129kW auf 147kW (+14%) gegenüber dem E0-Betrieb, [38]. Diese große Verbesserung bei

E85-Betrieb ist zum Teil auch auf die Möglichkeit zur Erhöhung des Ladedruckes zurückzuführen.



**Abbildung 2-1:** Drehmoment und Leistung des saugrohreinspritzenden, aufgeladenen 2.0t BioPower Motors von Saab; [38].

Um das Leistungspotenzial dieser günstigen Stoffeigenschaften von Ethanol weiter auszuschöpfen, hat Ford bei der Weiterentwicklung des 1,6 Liter Motor für ein brasilianisches Flex Fuel Fahrzeug das Verdichtungsverhältnis von ursprünglich 9,3 auf 12,3 angehoben. Da in Brasilien durchwegs die Kraftstoffe Gasolina (E22-E25) und Alcool (wasserversetztes E100) angeboten werden, konnte diese Modifikation vorgenommen werden. Die Auswirkung auf das Drehmoment ist in [Abbildung 2-2](#) zu erkennen: Nach Auslegung des Motors für den Flex Fuel Betrieb zeigt sich aufgrund des besseren Wirkungsgrades bei einem Vergleich des E25-Kraftstoffes (*Gasoline*) zur Basisvariante mit Benzinbetrieb eine Nennmomentsteigerung von 141Nm auf 146Nm (3,5%) und bei Verwendung von reinem Ethanol (*Alcohol*) auf 155Nm. Das entspricht einer Erhöhung um 10% gegenüber der Basisvariante. Die Leistung wird bei einem Verdichtungsverhältnisses von 12,3 durch den Einsatz von Ethanol um fünf Prozent auf 111PS gesteigert. [39]

Auch bei dem in [40] beschriebenen 1,6l Motor eines für den brasilianischen Markt vorgesehenen Flex Fuel Fahrzeugs von Renault zeigt sich beim Einsatz von E100 eine Drehmomentsteigerung über den gesamten Drehzahlbereich um 3-5% im

Vergleich zum Benzinbetrieb. Zudem erhöht sich durch die Applikation auf den Alkoholkraftstoff die Nennleistung von 110PS auf 115PS.

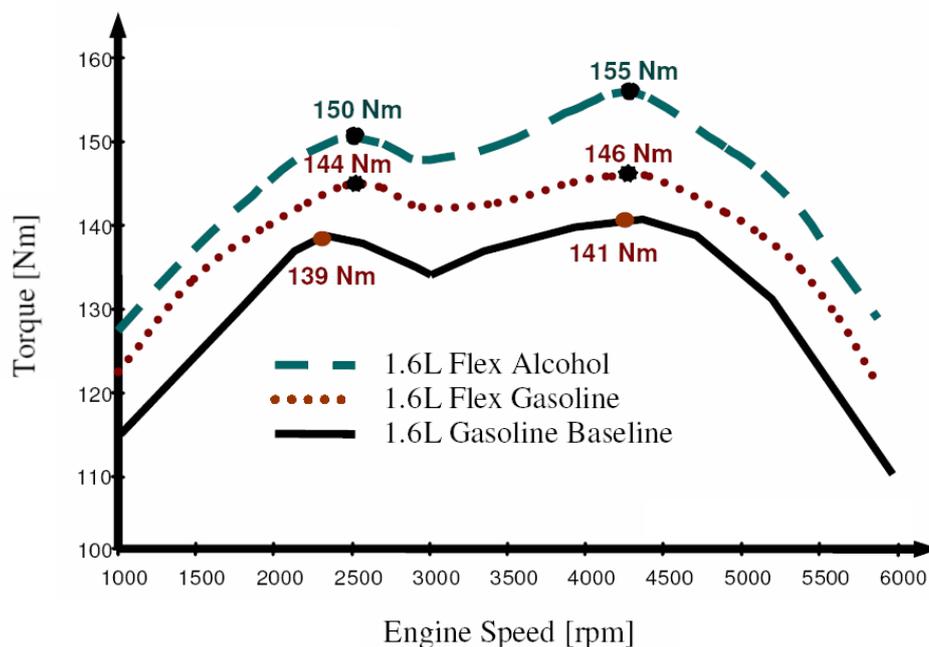


Abbildung 2-2: Steigerung des Drehmoments bei adaptiertem Verdichtungsverhältnis und Einsatz von Ethanol, brasilianischer Ford – Modell: Zetec RoCam 1.6l; [39].

## 2.1.2 Verbrauch und Emissionen

Der hohe gebundene Sauerstoffanteil von 35% in Ethanol führt zu einem entsprechend geringeren Heizwert gegenüber Benzin, was sich wiederum in einem höheren volumetrischen Kraftstoffverbrauch bemerkbar macht. Dies verringert die Reichweite des Fahrzeugs bei gleich bleibender Tankgröße.

Bei dem europäischen Saab Flex Fuel Fahrzeug, welches in [38] ausführlich beschrieben ist, ergibt sich mittels Berechnung über Heizwert, Dichte und stöchiometrischem Luft-Kraftstoff Verhältnis von Benzin bzw. E85 ein volumetrischer Mehrverbrauch von 39% bei E85-Betrieb. Im Neuen Europäischen Fahrzyklus (NEDC) fällt dieser Mehrverbrauch aufgrund der Optimierung von Motorparametern bei E85-Betrieb mit etwa 33% etwas geringer aus, Tabelle 2-1.

Tabelle 2-1: NEDC-Kraftstoffverbrauch des 1.8t BioPower im Saab 9<sup>3</sup>; [38].

Body	Transmission	Gasoline (l/100km)	E85 (l/100km)
Saab 9 <sup>3</sup> Sedan	Manual – 5 speed	7,7	10,2
Saab 9 <sup>3</sup> Sedan	Automatic – 5 speed	8,5	11,3
Saab 9 <sup>3</sup> Wagon	Manual – 5 speed	7,9	10,5
Saab 9 <sup>3</sup> Wagon	Automatic – 5 speed	9,2	12,2

In Brasilien werden für Flex Fuel Fahrzeuge die Mischkraftstoffe E22 und wasserversetztes E100 angeboten. Im FTP75-Testzyklus wurde in [41] mit zwei unterschiedlichen Fahrzeugen ein um 34-35% höherer Kraftstoffverbrauch mit E100 festgestellt. In [42] wurde dieser Mehrverbrauch für den Stadt-Teilzyklus mit 45% und für den Autobahn-Teilzyklus mit 28% mit reinem Ethanol gegenüber E22 gesondert angeführt.

Gegenüber dem Anstieg des Verbrauchs bei Ethanolbeimischung lassen sich bezüglich der Auswirkungen auf die Emissionen sehr unterschiedliche Angaben und Untersuchungsergebnisse in der Literatur finden. Speziell bei Ethanolbeimischung zwischen E10 bis E40 sind die Tendenzen in [43], [44] und [45] sehr unterschiedlich.

In [46] wurden Untersuchungen an einem 2,5l Motor mit den Kraftstoffen E0 und E85 durchgeführt. Für die Messungen wurde der Motor jeweils bei zwei konstanten Drehzahlen (1500 und 2100 U/min) und einer Motorlast von 1 bis 4 bar effektivem Mitteldruck betrieben.

Die  $\text{NO}_x$  Emissionen, Abbildung 2-3 rechts, von E0 sind dabei ungefähr um 20% höher als beim Einsatz von E85-Kraftstoff. Der Grund hierfür ist die stärkere Innenkühlung des Zylinders und somit eine geringere Verbrennungstemperatur durch die größere Verdampfungswärme von Ethanol.

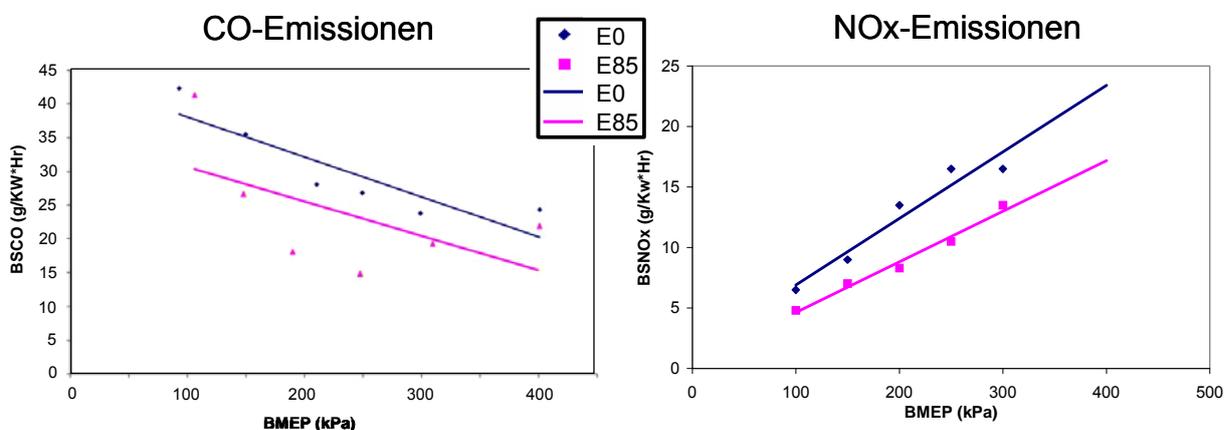


Abbildung 2-3: Spezifische CO- und  $\text{NO}_x$ -Emissionen über dem effektiven Mitteldruck bei einer Drehzahl von 1500 U/min; [46].

Für die Reduktion der CO-Emissionen, Abbildung 2-3 links, ist der bereits erwähnte hohe gebundene Sauerstoffanteil des Ethanol ausschlaggebend. Dabei ist der Kraftstoff bereits „teiloxidiert“ und unterstützt somit die Verbrennung in Bereichen, in denen keine optimale Homogenisierung von Kraftstoff und Luft vorliegt. Aus dem gleichen Grund werden die unverbrannten HC-Emissionen bei Verwendung von E85-

Kraftstoff reduziert, Abbildung 2-4 rechts, und die Brenndauer verkürzt, Abbildung 2-4 links. Diese beschleunigte Verbrennung führt über eine schnellere Energieumsetzung zur Wirkungsgradsteigerung bei Ethanolkraftstoffen.

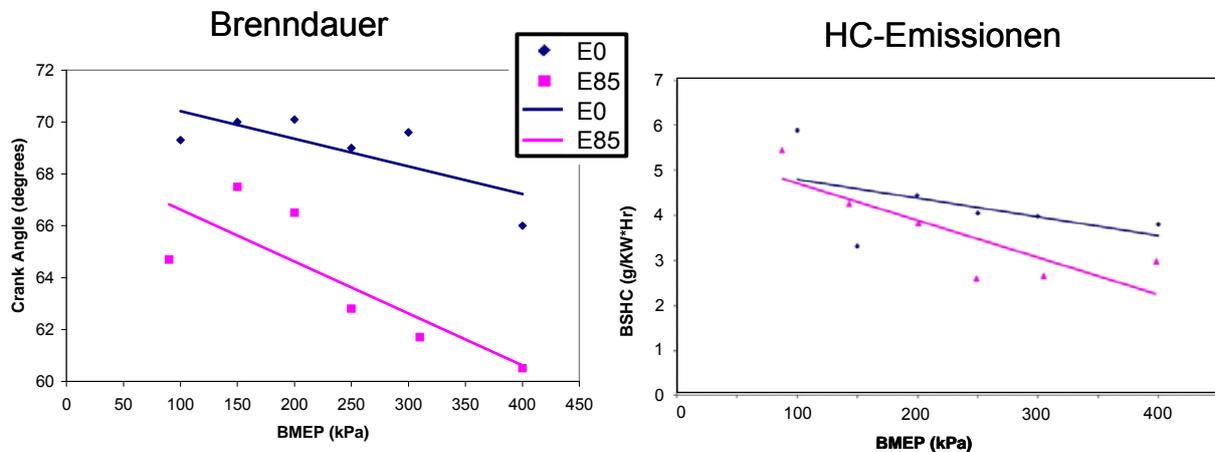
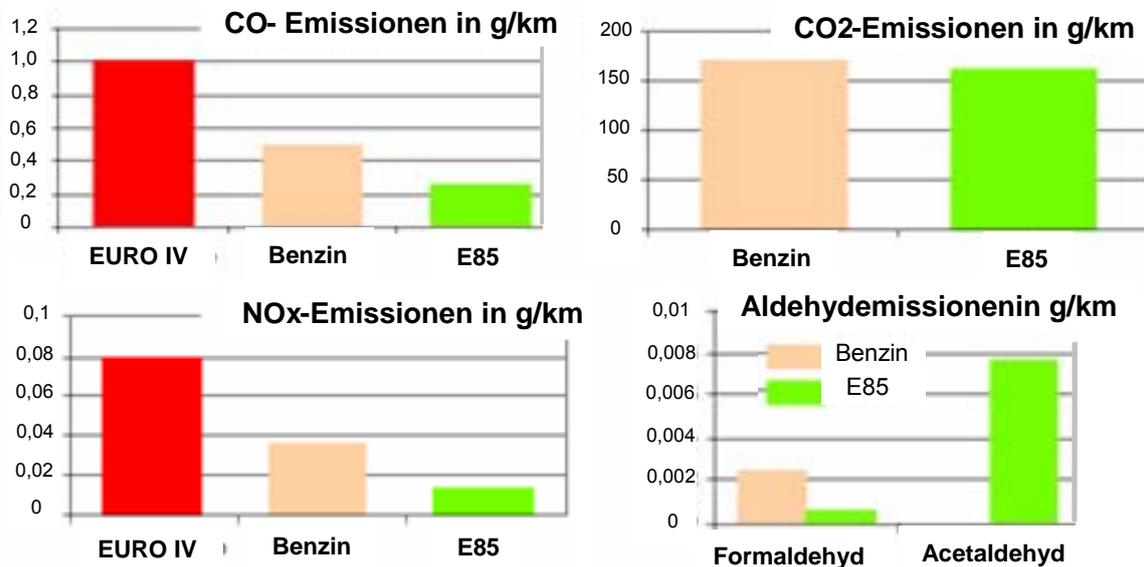


Abbildung 2-4: Brenndauer und HC-Emissionen über dem effektiven Mitteldruck bei einer Drehzahl von 2100 U/min; [46].

Die in [19] veröffentlichten Untersuchungen aus dem Jahr 2006 wurden vom IFP (Institut Français du Pétrole) und der ADEME (Agence de l'Environnement et de la Maîtrise de l'Énergie) durchgeführt. Mit den verwendeten Flex Fuel Fahrzeugen wurde mit Benzin und E85-Kraftstoff der Neue Europäische Fahrzyklus durchfahren und gemittelte Werte der Emissionen, Abbildung 2-5, berechnet:

Bei E85 liegen die CO- und NO<sub>x</sub>-Emissionen unter dem Niveau des Benzinbetriebs und deutlich unterhalb der zulässigen EURO IV-Grenzwerte. Dies ist wiederum auf den hohen Sauerstoffgehalt und die hohe Verdampfungswärme im E85-Kraftstoff zurückzuführen. Im Gegensatz dazu sind die CO<sub>2</sub>-Emissionen beinahe unverändert. Zudem sind die nichtlimitierten Aldehydemissionen, Abbildung 2-5, dargestellt, welche durch die Ethanolbeimischung deutlich zunehmen. Aldehyde werden allgemein eine toxische und karzinogene Wirkung zugeschrieben, welche als Zwischenprodukt bei der unvollständigen Verbrennung bzw. partiellen Oxidation von Ethanol entstehen. Bei Betriebstemperatur des Motors werden die Aldehyde durch entsprechende Temperaturen im Abgastrakt und somit der Möglichkeit zur Nachreaktionen zum größten Teil in harmlosere Kohlenwasserstoffe konvertiert. Wie in Abbildung 2-5 zu erkennen, werden die Formaldehyde bei dem Ethanolmischkraftstoff reduziert und die Acetaldehyde steigen an. Dies hängt mitunter mit der chemischen Struktur zusammen: Während bei Verwendung von Methanolkraftstoff starke Zunahmen von Formaldehyden CH<sub>2</sub>O zu verzeichnen sind, nehmen bei Ethanol Acetaldehyde C<sub>2</sub>H<sub>4</sub>O zu. Dies kann jedoch nicht verallgemeinert werden, wie bei der japanischen Studie, [47], nachzulesen: Dabei

wurden mit verschiedenen Fahrzeugen 11-mode und 10-15-mode Tests durchfahren, wo bereits bei kleiner Ethanolbeimischung bis 10% sowohl die Form- als auch Acetaldehyde anstiegen.



**Abbildung 2-5:** Mittelwerte der Emissionen von verschiedenen Flex Fuel Fahrzeugen im Neuen Europäischen Fahrzyklus (NEFZ); [19].

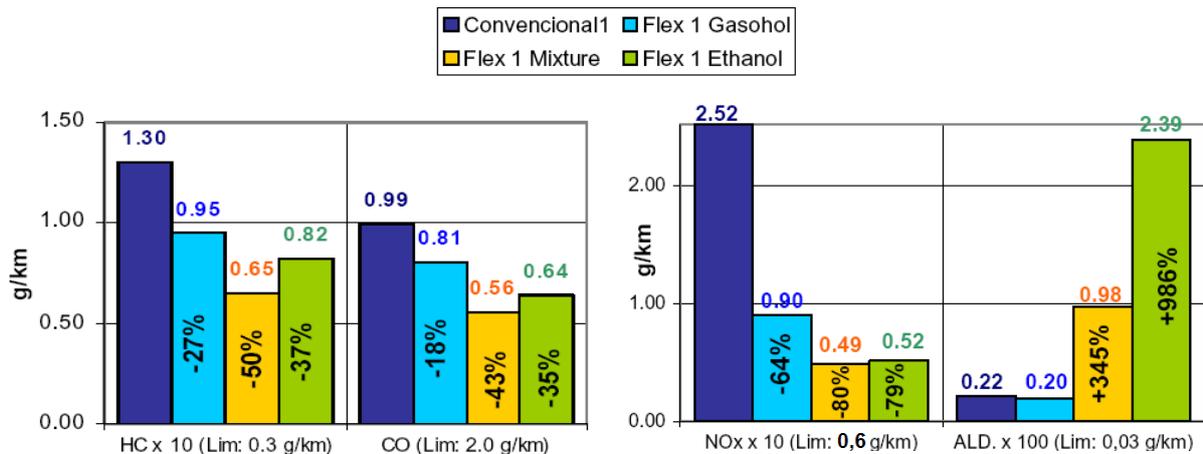
Auch bei den limitierten Emissionen lassen sich bei Untersuchungen mit E0 und E85 gegenläufige Ergebnisse zu denen in [Abbildung 2-5](#) finden, welche in [Tabelle 2-2](#) angeführt sind.

**Tabelle 2-2:** Durchschnittsfahrzeugwerte mit manuellem Getriebe und 50000km gealterten Katalysator im NEDC (bei +20°C); [38].

	HC (g/km)	CO (g/km)	NO <sub>x</sub> (g/km)
E85	0,090*	0,86	0,020
Gasoline (E5 Pump quality)	0,077	0,43	0,041
Limit (Euro 4)	0,10	1,0	0,08

Bei den in [41] von PETROBRAS (Petroleo Brasileiro S.A.) durchgeführten Emissionsmessungen wurde mit konventionellen brasilianischen sowie Flex Fuel Fahrzeugen ein FTP75-Zyklus durchfahren. Dabei wurden drei verschiedene Kraftstoffe eingesetzt: Gasohol (bestehend aus 80% Benzin und 20% absolutiertem Ethanol), reines Ethanol (7% Wasseranteil) und eine Mischung dieser beiden Kraftstoffe (65% Gasohol und 35% Ethanol). In [Abbildung 2-6](#) sind die Ergebnisse

dargestellt, wobei sich bei einem Emissionsvergleich im Falle von eingesetztem Gasohol-Kraftstoff in beiden Automobilen durchwegs Verbesserungen im Flex Fuel Fahrzeug (*Flex 1 Gasohol*) gegenüber dem konventionellen Fahrzeug (*Convencional 1*) zeigen. Dies ist vor allem auf eine Weiterentwicklung der Katalysatortechnologie und zudem auf ein erhöhtes Verdichtungsverhältnis zurückzuführen, [41]. Auffällig ist bei der Betrachtung der weiteren Kraftstoffe, welche einen höheren Ethanolanteil beinhalten, dass die Emissionen nicht kontinuierlich absinken. Dies wird in [41] auch nicht näher erläutert, könnte aber folgende Ursachen haben: Der E100-Start wurde mit Hilfe des zusätzlichen Benzintanks durchgeführt oder die wesentlich höheren Einspritzmengen verbrennen speziell im Kaltstart und Warmlauf sehr unvollständig, wobei sich der hohe Wasseranteil zusätzlich negativ auswirkt. Nichts desto trotz sind wesentliche Verbesserungen sowohl mit der Gasohol-Ethanol Mischung (*Flex 1 Mixture*) wie mit reinem Ethanol (*Flex 1 Ethanol*) zu verzeichnen. Sehr auffallend ist der extreme Anstieg der Aldehyde in Abbildung 2-6 mit höherem Ethanolgehalt im Kraftstoff. In brasilianischen FTP75-Zyklus sind Aldehydemissionen als Summer der Form- und Acetaldehyde auf 0,03 g/km limitiert, [48].



**Abbildung 2-6:** Vergleich der Emissionen von verschiedenen Fahrzeugen im FTP75-Zyklus; [41].

In [42] zeigen sich mit einem 1,6l Flex Fuel Motor und den gleichen Kraftstoffen im FTP75-Zyklus durchwegs andere Tendenzen als in Abbildung 2-6: Während die CO-Emissionen mit steigendem Ethanolgehalt kontinuierlich abnehmen, steigen die NO<sub>x</sub>- und HC-Emissionen mit dem Ethanolgehalt an. Bei den Aldehyden wird eine Steigerung von 0,01 auf 0,02g/km bei dem Einsatz von Ethanol angeführt.

Anhand dieser Ergebnisse ist zu erkennen, dass sich durch die verschiedenen Motor- und Fahrzeugapplikationen der Einsatz von Ethanol unterschiedlich auswirkt und keine allgemeinen Aussagen über die Emissionstendenzen möglich sind.

In Zukunft wird es jedoch notwendig sein, die Fahrzeuge sowohl auf E0 als auch auf E85 (E100) zu optimieren. Derzeit werden zwar mit der in Europa gültigen Emissionsgesetzgebung Euro 4 keine zusätzlichen Anforderungen an Flex Fuel Fahrzeuge gestellt, da ausschließlich der Betrieb mit Benzin betrachtet wird. Bei der Einführung der zukünftigen Euro V Gesetzgebung (Typ 1 bei +20°C) wird jedoch laut [49] mit E85 erstmals ein Kraftstoff mit sehr hohem Ethanolanteil in die Zertifizierung aufgenommen und mit Emissions- und Diagnoseanforderungen belegt. Der Emissionstest bei -7°C (Typ 6) soll bei der Abgasgesetzgebung Euro 6 mit einem gesonderten Zertifikationskraftstoff (E75 im Gespräch) für Flex Fuel Fahrzeuge verbindlich werden.

### 2.1.3 Kaltstartverhalten

Für einen sicheren Kaltstart sind die leichtflüchtigen Anteile im Kraftstoff von hoher Bedeutung. Saisonbedingt bieten die Kraftstoffhersteller verschiedene Qualitäten an: Für den Winterbetrieb werden Ottokraftstoffe durch eine niedrige Siedelage und einen hohen Dampfdruck (maximal 900mbar) angepasst, was die Gemischaufbereitung bei tiefen Temperaturen verbessert. Im Sommer werden hingegen die Siedekurve im unteren Bereich angehoben und der Dampfdruck (maximal 600mbar) abgesenkt, da heiße Umgebungstemperaturen zu Zumessproblemen durch Dampfblasenbildung im Kraftstoffsystem führen können und außerdem hohe Verdampfungsemissionen im Tank verursachen.

Im Gegensatz zu Benzin ist Ethanol ein reiner Stoff, bei dem beim Kaltstart die Kombination aus einer relativ hohen Siedetemperatur von 78,5°C (gegenüber dem Siedebeginn von 25-30°C bei Benzin) und einem geringen Dampfdruck von 160mbar Schwierigkeiten mit sich bringt.

Für die richtige Einspritzmenge bei einem Kaltstart ist die Umgebungstemperatur ausschlaggebend. Wie in Abbildung 2-7 zu erkennen, nimmt das - sich beim Startvorgang einstellende - Luft-Kraftstoffverhältnis für die Benzin-Ethanol Kraftstoffmischungen mit der Temperatur ab und der Anreicherungsbedarf somit entsprechend zu, um den Motor starten zu können. Zudem nimmt diese höhere Kraftstoffmenge über der Ethanolkonzentration nicht linear zu, da der geringe Benziningehalt im Kraftstoff entsprechend geringe Auswirkungen auf die Flüchtigkeit des Kraftstoffes mit sich bringt. Speziell bei den eingezeichneten Kraftstoffen E80 und E100 zeigt sich, dass ab Umgebungstemperaturen von 25-30°C das Gemisch unverhältnismäßig stark angereichert werden muss, um ein brennfähiges Kraftstoff-

Luft-Gemisch im Brennraum zu erhalten. Die Startproblematik verstärkt sich mit sinkenden Temperaturen aufgrund des geringeren Dampfdruckes von Ethanol.

Ohne zusätzliche Hilfssysteme beträgt die minimale Starttemperatur mit reinem Ethanol nach [14] etwa 10-15°C. Für die Startbarkeit von hohen Ethanolkonzentrationen bei tiefen Temperaturen werden bei Flex Fuel Fahrzeugen spezielle Kaltstartsysteme wie Blockheizler oder Zusatztanks integriert, die in Kapitel 2.2.2 ausführlich beschrieben werden. Alternativ wurden in Brasilien Untersuchungen mit einer höheren Additivierung des Ethanols mit 25% MTBE durchgeführt, wodurch die Starttemperatur auf -6°C abgesenkt werden konnte, [50]. Jedoch ist der MTBE-Gehalt zumindestens in der europäischen Ottokraftstoffnorm EN 228 auf maximal 15% limitiert und wird sukzessive durch ETBE ersetzt.

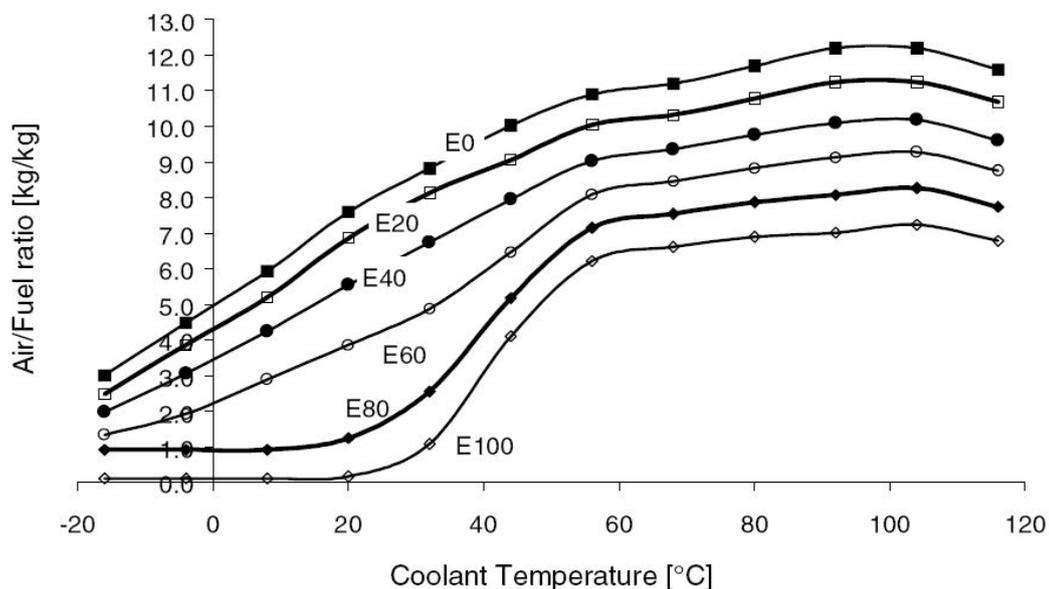


Abbildung 2-7: Stöchiometrisches Luft-Kraftstoffverhältnis über der Kühlmitteltemperatur für das Startverhalten von Ethanolkraftstoffen; [51].

In den USA und in Schweden wird der maximale Ethanolgehalt in den Wintermonaten von E85 auf E70 bzw. E75 abgesenkt. In Abbildung 2-8 sind Startzeiten mit verschiedenen Ethanol-Mischkraftstoffen über der Temperatur eingezeichnet, wobei folgende Erläuterungen der Kennzeichnungen Blend 1 und Blend 2 notwendig sind:

- *Blend 1* ist ein E85-Kraftstoff, welcher aus 85% Ethanol und 15% schwedischem Winterottokraftstoff mit einem Dampfdruck von 850-950mbar hergestellt wurde.

- *Blend 2* ist ein E85-Kraftstoff, welcher aus 85% Ethanol und 15% schwedischem Sommerottokraftstoff mit einem Dampfdruck von 600mbar hergestellt wurde.

Die E85 blend 1 Mischungen erreichen sowohl mit manuellem Getriebe als auch mit Automatikgetrieben (AT) mit  $-17^{\circ}\text{C}$  und  $-15^{\circ}\text{C}$  etwas tiefere Starttemperaturen als die jeweiligen E85 blend 2 Kraftstoffe mit  $-15^{\circ}\text{C}$  und  $-13^{\circ}\text{C}$ . Dies ist auf die höhere Flüchtigkeit des 15% Benzinanteils der Winterqualität zurückzuführen. Dieser Dampfdruckeinfluss ist jedoch geringer hinsichtlich der minimalen Starttemperatur als eine Absenkung des Ethanolgehalts: Mit den Kraftstoffmischungen E76 bis E50 sind Kaltstarts bis beinahe  $-30^{\circ}\text{C}$  möglich, welche mit Benzin kraftstoffen vergleichbar sind.

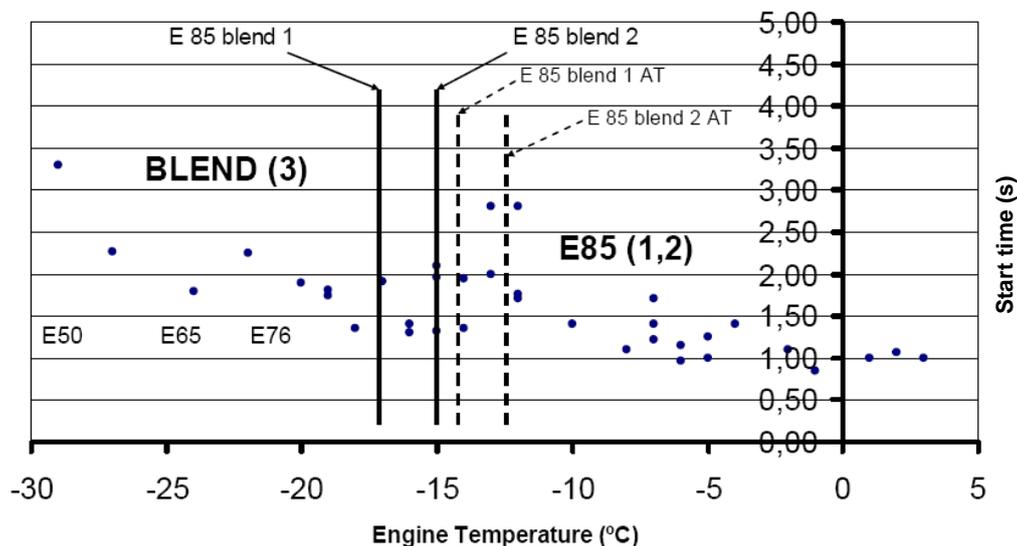


Abbildung 2-8: Startzeiten über der Motortemperatur bei Verwendung unterschiedlicher Ethanolkraftstoffmischungen; [38].

In Brasilien wird für das Starten bei tiefen Temperaturen ein Benzin-Zusatztank im Fahrzeug montiert, auf den in Kapitel 2.2.2 näher eingegangen wird. Dabei wird für den Kaltstart mit einem separaten Einspritzventil an zentraler Stelle Benzin eingespritzt. In Abbildung 2-9 ist die Abfolge eines Kaltstarts dargestellt, [52].

Während der Betätigung des Starters werden für 3 bis 4 Sekunden größere Mengen an Kraftstoff eingespritzt bis es zum Drehzahlanstieg kommt. Diese Zeit wird benötigt, um den Kraftstofftransport von der zentralen Einspritzposition bis zu den Zylindern und eine entsprechende Gemischaufbereitung zu gewährleisten. Im Nachstart wird diese Einspritzung von Benzin sukzessive reduziert und die konventionelle Mehrfacheinspritzung mit Ethanolkraftstoff stetig erhöht.

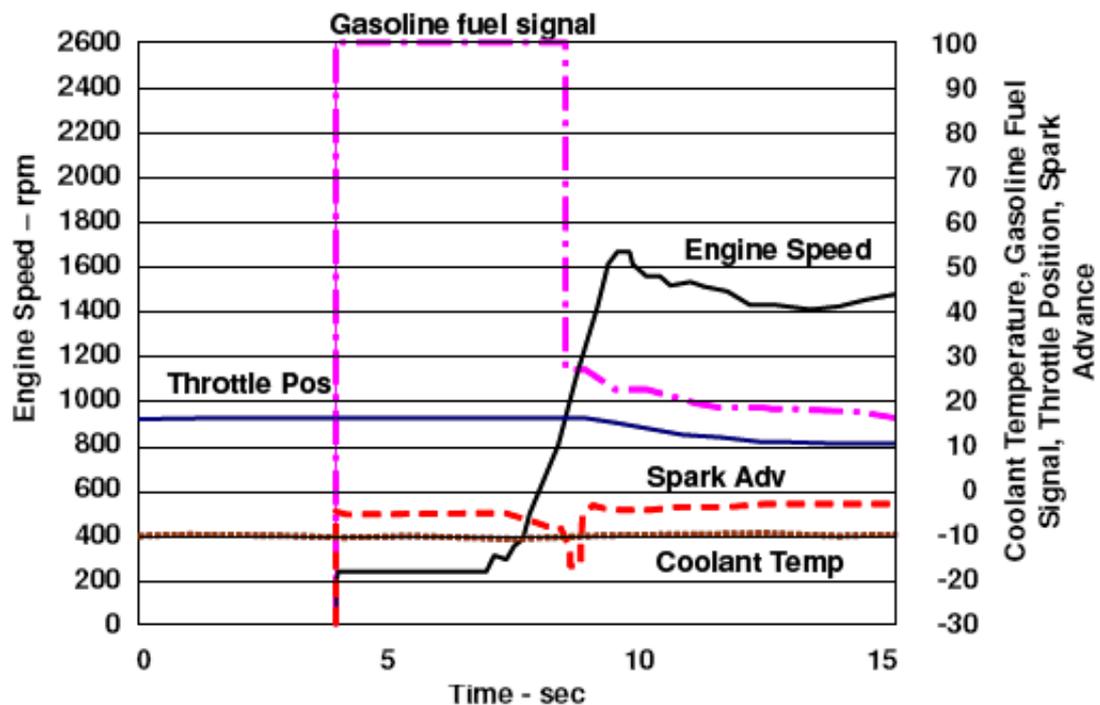


Abbildung 2-9: Kaltstart eines brasilianischen 1,0l Motors mit Benzin-Zusatztankssystem bei  $-10^{\circ}\text{C}$  Umgebungstemperatur; [52].

### 2.1.4 Direkteinspritzung

Heutzutage werden bei den am Markt befindlichen Flex Fuel Fahrzeugen ausschließlich saugrohreinspritzende Motoren eingesetzt. In Zukunft ist es jedoch durchaus vorstellbar, dass in Europa und in den USA eine direkteinspritzende Flex Fuel Technologie eingeführt wird. Ein Zeichen hierfür ist die speziell in letzter Zeit steigende Zahl an Veröffentlichungen verschiedener Unternehmen und Institute, die das große Potenzial der Kombination von Direkteinspritzung mit regenerativen Kraftstoffen aufweisen.

Aufgrund des niedrigeren Heizwerts von Alkoholkraftstoffen benötigt Ethanol gegenüber Benzin eine höhere Einspritzmenge bei gleicher Last. Dies erfordert die Anpassung des Einspritzverlaufs über eine verlängerte Einspritzdauer oder über eine Erhöhung des Einspritzdrucks. Dabei ist darauf zu achten, dass der Kraftstoff nicht auf die Zylinderwand trifft, was eine unvollständige Verbrennung und höhere Emissionen verursachen würde. Eine Anhebung der Einspritzzeit ist prozessbedingt nicht immer möglich, zudem führt die Variante über einen erhöhten Kraftstoffdruck zu einer besseren Verdampfung des Ethanols, wodurch die gesteierte Strahllänge zum Teil kompensiert wird, [53].

Mit dem in [54] beschriebenen Piezo-Injektor wird über den zusätzlichen Freiheitsgrad des Nadelhubs die Kompensation der bis zu 40% größeren Kraftstoffmenge mit E85 bei gleichbleibender Einspritzzeit möglich. Dies wirkt vor allem positiv auf die Kaltstartproblematik bedingt durch die hohe Siedetemperatur und die hohe Verdampfungsenthalpie aus. Eine Verbesserung des Startverhaltens wird nicht über einen klassischen Homogenstart ermöglicht, sondern mittels (Mehrfach-)Einspritzung während des Kompressionshubes nahe dem Zünd-OT in hoch verdichtete Luft. Durch die mögliche Gemischschichtung entfällt die bei MPI-Motoren notwendige Gemischanfettung weitgehend und die Verdampfung der geringeren Kraftstoffmasse entzieht der Zylinderfüllung weniger Wärme. In Abbildung 2-10 sind Strahluntersuchungen in einer temperierten Hochdruckkammer dargestellt, welche das Eindring- und Verdampfungsverhalten des Einspritzstrahls im Brennraum bei einem  $-10^{\circ}\text{C}$  Kaltstart zeigen. Kammerdruck und Temperatur entsprechen den Randbedingungen bei Kaltstart im Schichtmodus und einer Einspritzung in der späten Verdichtungsphase.

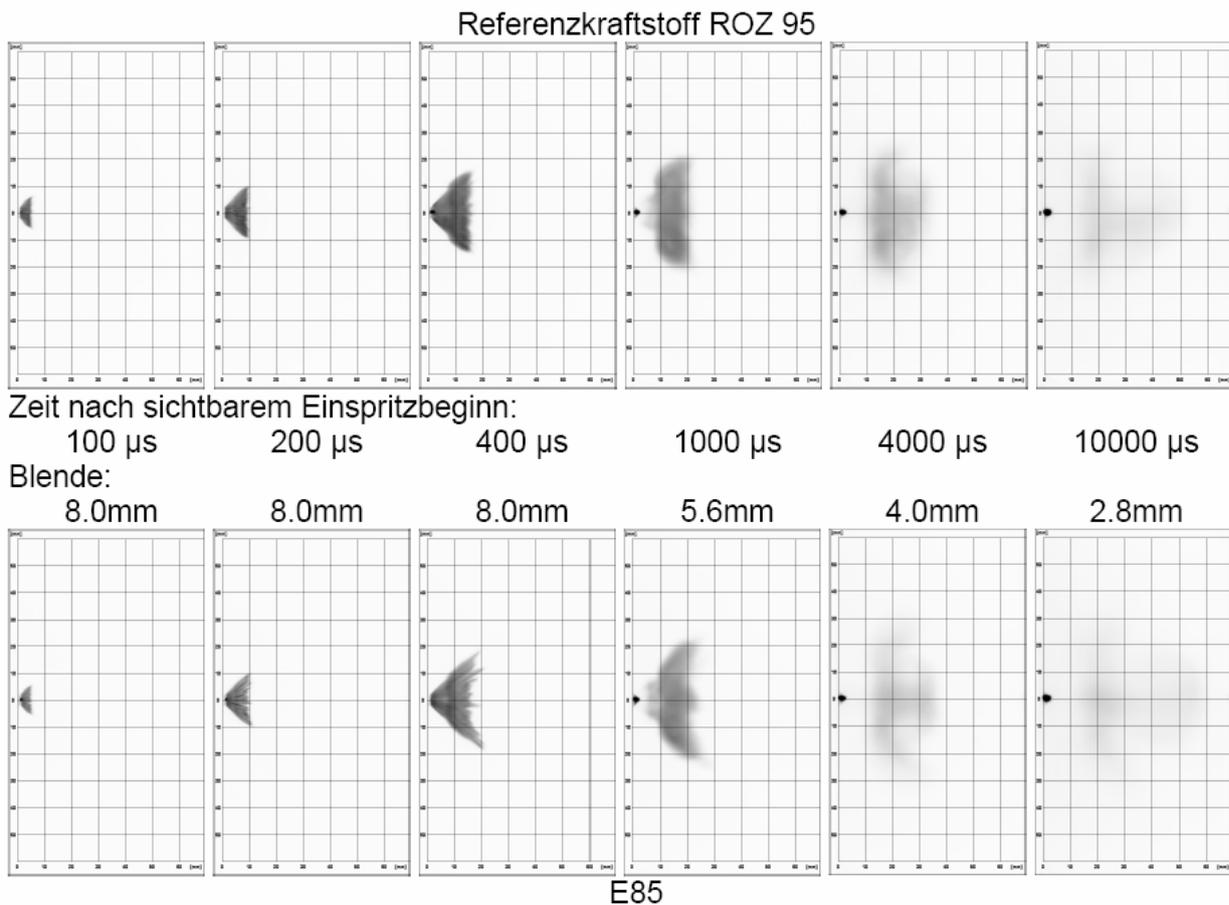


Abbildung 2-10: Kraftstoffstrahl-Untersuchungen in der Hochdruckkammer mit den Kraftstoffen ROZ 95 (oben) und E85 (unten); [54].

Die realisierten Einspritzparameter entsprechen denen des ersten Einspritzpulses bei Doppeleinspritzung im Schichtbetrieb. Beim Vergleich der beiden Kraftstoffe zeigt sich, dass die größere Einspritzmenge von E85 aufgrund der schnellen Verdampfung von Ethanol bei hohen Temperaturen im Zylinder beinahe vollständig kompensiert wird und lediglich eine geringfügig größere Eindringtiefe des Einspritzstrahls festzustellen ist. Aufgrund der geringeren Oberflächenspannung von Ethanol ergibt sich eine etwas strähnigere Struktur, was bei 400  $\mu\text{s}$  in dieser Abbildung deutlich zu erkennen ist.

Bei entsprechender Applikation ist es zudem möglich, die erforderlichen Startmengen und somit kritische HC-Emissionen in der Startphase abzusenken. Falls die minimale Starttemperatur entsprechend abgesenkt werden könnte, würden in FFV mit einem DI-Motor sowohl die zusätzlichen Startsysteme als auch die geringere Ethanolbeimischung in den Wintermonaten entfallen.

Neben der möglichen Verbesserung des Startverhaltens empfehlen sich die Eigenschaften von Ethanol, wie eine hohe Klopffestigkeit und Verdampfungswärme sowie eine verbesserte Magerbrennfähigkeit, sowohl für die Anwendung in homogenen Magerbrennverfahren in Kombination mit Hochaufladung als auch für den geschichteten Magerbetrieb.

In [52] wurden bei den Untersuchungen an einem 2,0l DI-Motor an der Vollast ein bis zu 24% höherer Wirkungsgrad beim Einsatz von E85 gegenüber Benzin festgestellt, wobei vom gleichen Drehmoment mit beiden Kraftstoffen ausgegangen wurde. Da bei E85 Einsatz eine optimale Verbrennungsschwerpunktlage, ein geringerer Anreicherungsbedarf und gleichzeitig ein niedrigerer Ladedruck notwendig ist, wird der heizwertbedingte Mehrverbrauch von dem Ethanolkraftstoff in diesem Fall zu einem Großteil kompensiert.

Aufgrund der höheren Abmagerungsfähigkeit kann bei extern zugeführtem Abgas die Restgastoleranz beim Einsatz von E85 verbessert werden, was sich positiv auf das Kraftstoffverbrauchsniveau auswirkt, [54].

Bezüglich der Schadstoffemissionen lassen sich wie bereits in Kapitel 2.1.2 unterschiedliche Ergebnisse finden. Jedoch konnten sowohl in [49] als auch in [54] eine Verringerung der Rußemissionen bei Einsatz von E85-Kraftstoff nachgewiesen werden, die auf den 30% Sauerstoffanteil im Ethanol zurückzuführen ist.

### **2.1.5 Beimischung von Ethanol zu Dieselkraftstoffen**

Ethanol wird zwar primär Benzin beigemischt, jedoch teilweise auch Dieselkraftstoff in geringen Konzentrationen zugesetzt. In USA wird beispielsweise O<sub>2</sub>-Diesel am

Markt angeboten, welches aus 91,6% Diesel, 7,7% Ethanol und <1% patentiertes O<sub>2</sub>-Additiv besteht, [55]. Durch den Einsatz solcher Additive wird zum einen die Lösung des Ethanols im Dieselkraftstoff und zum anderen eine entsprechend hohe Cetanzahl (>50), welche die Zündwilligkeit charakterisiert, gewährleistet. Zudem muss beachtet werden, dass sich der Flammpunkt bei Ethanolzumischung absenkt und somit höhere Sicherheitsvorkehrungen notwendig sind, [56].

Der Vorteil von Ethanol-Diesel-Gemischen liegt durch den höheren Sauerstoffanteil im Kraftstoff in der Reduzierung der Partikelemissionen, welche in den zukünftigen Abgasgesetzgebungen deutlich abgesenkt werden müssen. In [55] zeigte sich bei den Messungen an einem NKW-Motor bei Verwendung von O<sub>2</sub>-Diesel eine durchschnittliche Verringerung der Schwärzungszahl (FSN) um 22% im Vergleich zu konventionellem Dieselkraftstoff. Jedoch verringerten sich nur die großen Partikel (20 bis 130nm), während die kleinen Partikel (10nm), welche als lungengängig und somit besonders gesundheitsbedrohlich eingestuft werden, um 370% anstiegen. Die limitierten Abgasemissionen CO, HC und NO<sub>x</sub> wichen nicht signifikant von den Dieselkraftstoffmessungen ab.

In [57] sind einige Studien zu einer 10%-igen Ethanolzugabe zusammengefasst, wobei sich insgesamt eine große Bandbreite bei den Ergebnissen und keine eindeutige Tendenz der limitierten Emissionsergebnisse zeigt. Dies dürfte in einigen Fällen mit einer nicht optimalen Abstimmung zwischen Motor und Treibstoff zusammenhängen. Bei den Partikeln lässt sich auch hier generell eine eindeutige Abnahme feststellen. Nachteilig zeigen sich bei beiden Publikationen jedoch eine Kraftstoffverbrauchserhöhung (um maximal 9%) und eine Leistungsreduzierung (um maximal 11%).

Insgesamt spielt Ethanol als biogene Beimischung im Dieselmotorensektor zurzeit nur eine untergeordnete Rolle, wohingegen zumindest in Europa Pflanzenöl und insbesondere Rapsmethylester als Alternativkraftstoffe weit verbreitet sind.

## 2.2 Flex Fuel Fahrzeuge

In [Abbildung 2-11](#) zeigt eine Übersicht den aktuellen weltweiten Einsatz von Ethanolkraftstoffen, wobei hier ausdrücklich auf den Unterschied zwischen brasilianischen und US-amerikanischen / europäischen Flex Fuel Fahrzeugen hingewiesen wird. Mittlerweile bieten viele namhafte Automobilhersteller wie Citroen, DaimlerChrysler, Fiat, Ford, General Motors, Honda, Nissan, Peugeot, Renault, Saab, Toyota, Volvo und VW weltweit mindestens ein Flex Fuel Modell an. Deshalb

nimmt die Anzahl an Fahrzeugen kontinuierlich zu, die mit Benzin und E85 bzw. E100-Kraftstoff sowie mit jeder Mischkomponente betrieben werden können.

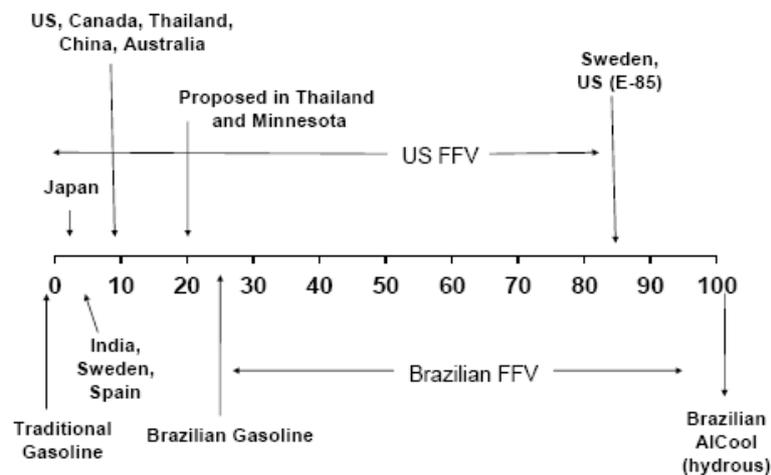


Abbildung 2-11: Einsatz von Ethanolkraftstoffen in Ottomotoren weltweit; [58].

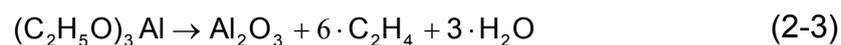
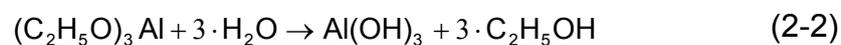
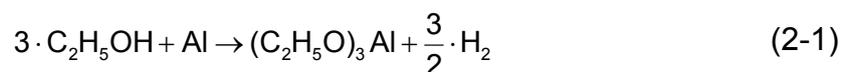
### 2.2.1 Modifikationen am Fahrzeug

Als nach der ersten Energiekrise Alkoholkraftstoffe immer mehr an Bedeutung gewannen, wurden bereits erste detaillierte Werkstoffprüfungen mit alkoholhaltigen Ottokraftstoffen durchgeführt. Dabei zeigten sich bei Mischkraftstoffen Probleme mit eingesetzten Kunststoffen, Metallen und Kraftstofftank-Innenbeschichtungen. In Gegenwart von Feuchtigkeit wurden insbesondere Eisen und Aluminium sowie Legierungen von Alkohol korrosiv angegriffen. Noch signifikanter wirkte sich die Alkoholbeimischung auf Elastomere aus und führte zum Quellen, Verhärten sowie Auswaschen von Weichmachern, weshalb die Teile versprödeten und unter mechanischer Beanspruchung rissig wurden. [59], [60]

Prinzipiell erwies sich die Verwendung von Ethanol als Mischkraftstoff zu Benzin weniger problematisch als Methanol, da es eine günstigere Löslichkeit und bessere Wasserverträglichkeit besitzt und die Aggressivität gegenüber Metallen und Kunststoffen geringer ist, [7].

Aufgrund der Stoffeigenschaften des Alkohols sind Modifikationen am Fahrzeug erforderlich, da die polare Hydroxylgruppe (-OH) im Alkohol im Vergleich zu Benzin sehr unterschiedlich mit verschiedenen Materialien reagiert. Bei metallischen Werkstoffen wie Stahl, Zinkguss, Magnesium und Aluminium besteht eine besondere Korrosionsgefahr, wobei sich die unterschiedlichen Formen der Korrosion in Verbindung mit Alkoholen nach [61] in die Kategorien flächige Korrosion, Alkoholatkorrosion und wässrige Korrosion unterteilen. Diese werden in [62] erläutert und im Folgenden zusammengefasst:

- *Flächige Korrosion* entsteht durch verunreinigende Ionen, im Allgemeinen Chloridionen und Essigsäure und stellt einen gleichmäßigen korrosiven Angriff der Oberfläche dar.
- *Alkoholatkorrosion* ist eine Folge der Polarität des Ethanol-Moleküls. Die folgenden Reaktionsgleichungen stellen die Korrosion von Aluminium und Ethanol dar, wobei Alkoxide bzw. Alkoholate (Gleichung 2-1) entstehen, welche nachfolgend hydrolysiert (Gleichung 2-2) oder zersetzt (Gleichung 2-3) werden:



Die aus dem Metall und dem Alkohol entstanden Alkoholate sind stark basisch, salzartig und haben im nassen Zustand eine gallertartige Konsistenz. Schon geringe Wassergehalte (0,1 bis 0,2%) können jedoch zu einer Passivierung von Aluminium und rostfreiem Stahl führen, wodurch eine Alkoholatkorrosion in reinem Alkohol verhindert wird.

In [62] wurde dieses Korrosionsverhalten von unterschiedlichen Aluminiumwerkstoffen mit E10-Kraftstoff bei hohem Druck und hoher Temperatur untersucht. Die ausgelagerten Proben zeigten bei höheren Versuchstemperaturen von 130°C und einem Druck von 3,5bar abhängig von der Legierung nach ein bis drei Stunden starke Korrosionserscheinungen.

- *Wässrige Korrosion* ist abhängig vom Gehalt an Aromaten im Kraftstoff, der Temperatur und dem Alkoholgehalt. In Abhängigkeit des Ethanol-Benzin Gemisches führt das Vorhandensein einer bestimmten Wassermenge zu einer Phasenseparation des Kraftstoffgemisches, wobei sich eine wässrige Alkoholphase infolge seiner höheren Dichte nach unten absetzt und zu dieser Korrosionsform führt. Die Korrosion von Stahl nimmt mit steigendem Gehalt an Wasser und organischen Säuren zu.

In [63] wird die bei einer Entmischung auftretende wässrige Alkoholphase und ihre besonders aggressive Wirkung gegenüber Eisenmetallen erläutert, welche zu einer elektrochemischen Korrosion führt. Diese Kontaktkorrosion wird bei Metallkontakten durch die höhere Leitfähigkeit verursacht.

Durch Zugabe von höheren Alkoholen wie Isobutanol oder Isopropanol lässt sich die Phasentrennung von wasserhaltigem Alkohol-Kraftstoffgemisch verhindern oder zumindest reduzieren, [64].

Um diese Korrosionsarten durch Ethanolbeimischung zu verhindern, ist auf die richtige Wahl des Werkstoffes und entsprechenden Legierungen oder Beschichtungen zu achten. Zudem ist eine höhere Additivierung von Korrosionsinhibitoren im Kraftstoff empfehlenswert: In [65] wurde bei E5-Kraftstoff der Anteil dieser Inhibitoren gegenüber Benzin um 30% erhöht, um Korrosion zu verhindern. Alternativ zu geringen Ethanolbeimischungen kann dem Ottokraftstoff laut der europäischen Norm EN 228 bis zu 15% ETBE beigemischt werden, welches eine bessere Materialverträglichkeit besitzt, [13].

In Abbildung 2-12 sind notwendige Anpassungen eines Fahrzeugs für einen Betrieb mit Ethanol dargestellt, wobei diese sehr stark von dem beigemischten Ethanolanteil zum konventionellen Benzin abhängen. Dieses Bild stammt ursprünglich aus [66] und wurde modifiziert, da viele Automobilhersteller bereits ihre Fahrzeuge für die Verwendung von E10 freigegeben haben (in der Abbildung grün markierte Felder). Die roten Markierungen stellen notwendige Fahrzeugänderungen dar, wobei dies speziell bei einer Ethanolbeimischung bis 25% nicht für alle Hersteller zwingend ist.

	Fuel Injection	Fuel Pump	Fuel Pressure Device	Fuel Filter	Fuel Tank	Evaporative System	Ignition System	Catalytic Converter	Basic Engine	Motor Oil	Intake Manifold	Exhaust System	Cold Start System
< E10	Green	Green	Green	Green	Green	Green	Green	Green	Green	Green	Green	Green	Green
E10 - E25	Red	Red	Red	Red	Red	Red	Red	Red	Green	Green	Green	Green	Green
E25 – E85	Red	Red	Red	Red	Red	Red	Red	Red	Red	Red	Red	Red	Green/Red
> E85	Red	Red	Red	Red	Red	Red	Red	Red	Red	Red	Red	Red	Red

■ - Not Necessary     
 ■ - (Probably) Necessary     
 ■ - Depending on climatic zone

Abbildung 2-12: Mischungsabhängige Fahrzeuganpassungen für Ethanolbetrieb; modifizierte Darstellung aus Quelle: [66].

In [66] werden alle notwendigen Adaptationen detailliert beschrieben, dagegen soll in dieser Arbeit nur vereinzelt näher darauf eingegangen werden. Zumeist werden auch

nicht alle angeführten Komponenten bei der Umstellung eines konventionellen Fahrzeugs auf ein Flex Fuel Fahrzeug modifiziert, [67].

Essentiell ist die richtige Materialwahl bzw. Beschichtung bei kraftstoffführenden Komponenten wie Tank, Pumpe, Filter, Injektoren und den Leitungen, da Ethanol Wasser, Salze und Säuren bindet und zu Korrosion führt. Bei Verwendung der konventionellen Materialien werden Bauteile durch die aggressive und korrosive Wirkung des Alkohols zerstört, [68], durch Ablagerungen verunreinigt, [63], oder Injektorennadeln durch kleine, gelöste Metallteilchen blockiert, [69]. Deshalb kommen im Kraftstoffsystem bei Metallen Edelstahl und bei Kunststoffen Teflon, Polypropylen oder Viton zum Einsatz.

Wegen des geringeren Heizwertes von Ethanol werden das Tankvolumen vergrößert und der statische Durchsatz der Injektoren bzw. der Einspritzdruck erhöht. Zudem werden „kältere“ Zündkerzen mit einem höheren Wärmewert aufgrund des möglichen höheren Zylinderdrucks und daraus resultierenden hohen Verbrennungstemperaturen eingesetzt. Um dieser großen thermischen und mechanischen Beanspruchung Stand zu halten, werden Kolben und Kolbenringen modifiziert und für Ventile und Ventilsitze gehärtete Materialien verwendet, da speziell in diesem Bereich Korrosionen sowie Ablagerungen auftreten, [68].

In der Motorsteuerung sind vor allem Anpassung der Einspritz- und Zündwinkelkennfelder über dem Ethanolanteil notwendig. Durch höhere Einspritzmengen und die schlechte Kaltstartfähigkeit beim Einsatz von hohen Ethanol-Blends steigt die Gefahr einer Schmierölverdünnung. Vor allem bei Kurzstreckenfahrten kann die im Start über die Zylinderwände eingetragene Kraftstoffmenge im Öl über die Kurbelgehäuseentlüftung nicht (vollständig) ausdampfen. Deshalb werden von den Automobilherstellern die Ölwechselintervalle auf etwa 10000km verkürzt bzw. spezielle Öladditivierung für Flex Fuel Motoren angeboten.

Hohe Ethanolkonzentrationen im Kraftstoff weisen speziell bei tiefen Umgebungstemperaturen ein schlechtes Siedeverhalten auf. Deshalb kann in Abhängigkeit des Fahrzeugeinsatzes in entsprechenden Klimazonen bereits bei Kraftstoffen mit einem Ethanolanteil kleiner als E85 ein entsprechendes Kaltstartsystem notwendig sein, was in Abbildung 2-12 in der Legende speziell berücksichtigt ist.

## 2.2.2 Kaltstartsysteme

In der Vergangenheit hat es bereits eine Vielzahl an Kaltstartsystemen gegeben, um die schlechte Startfähigkeit von Ethanolkraftstoffen zu kompensieren. In [36] werden Systeme wie elektrische Luftvorwärmung, thermische und katalytische Spaltung des Ethanols, Additivierung des Kraftstoffes etc. detailliert beschrieben. Derzeit befinden sich zwei unterschiedliche Systeme für Flex Fuel Fahrzeuge am Markt, um den Start bei tiefen Umgebungstemperaturen mit E85- bzw. E100-Kraftstoff zu realisieren.

### 2.2.2.1 Zylinderblockvorwärmung

Schwedische Flex Fuel Fahrzeuge werden serienmäßig mit einer elektrischen Vorwärmung des Zylinderblocks bzw. Zylinderkopfs ausgestattet. Dabei wird das Kaltstartverhalten verbessert bzw. gewährleistet, zudem wird die Warmlaufphase verkürzt und die Emissionen reduziert. Nach [70] wird zwischen den Blockheizertypen Tauchsiede-, Schlauch- und Kontaktwärmer, Abbildung 2-13, unterschieden. Der Tauchsiedewärmer ist der meist verbreitete Typ, bei welchem das Heizelement in den Kühlwasserkreislauf ragt und das Kühlwasser sowie der Zylinderkopf vor dem Start erwärmt wird.

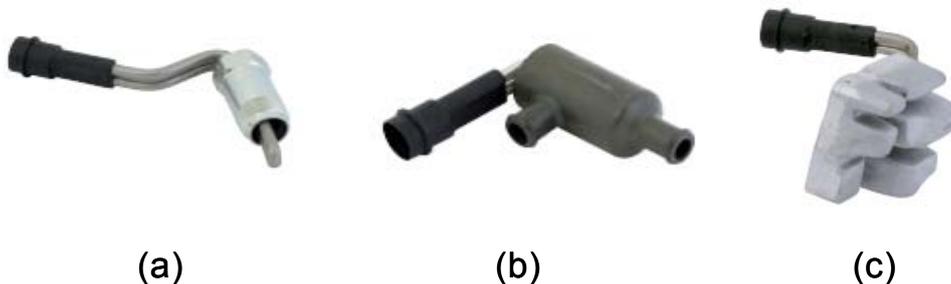


Abbildung 2-13: Blockheizertypen Tauchsiedewärmer (a), Schlauchwärmer (b) und Kontaktwärmer (c); [70].

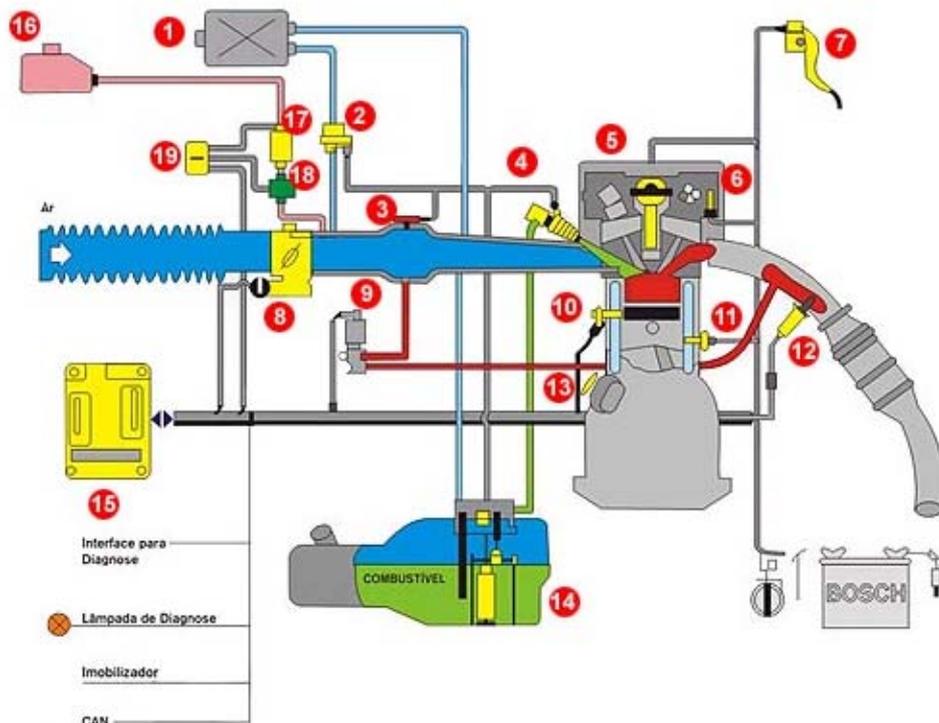
Bei den europäischen Flex Fuel Fahrzeugen besitzen die Zylinderblockvorwärmer eine Heizleistung von etwa 500W und werden über das konventionelle 220V Versorgungsnetz betrieben. Die Kosten für ein solches System sind zwar relativ gering, jedoch eine öffentliche Stromversorgungsinfrastruktur an den Strassen und Parkplätzen ist flächendeckend notwendig, um jederzeit die Startbarkeit des Fahrzeuges bei tiefen Umgebungstemperaturen ( $< -15^{\circ}\text{C}$ ) zu gewährleisten. Diese Infrastruktur ist in den meisten Ländern nur teilweise oder gar nicht vorhanden.

Aus diesem Grund werden in den Wintermonaten sehr oft Kraftstoffmischungen an den Tankstellen angeboten, welche einen geringeren Ethanolanteil besitzen. In Schweden wird deshalb standardmäßig ein E75-Winterkraftstoff mit einem Dampfdruck von 500mbar eingeführt, [38]. In den USA sind wiederum je nach

Bundesstaat und Monat entsprechende Kraftstoffe mit angepassten Ethanolgehalt (mindestens 70%) und Dampfdruck am Markt erhältlich, [71]. Durch den höheren Benzinanteil können die Kaltstartmengen sowie Emissionen während Start und Warmlauf des Motors entsprechend verringert werden.

### 2.2.2.2 Zusatztank

Die Kaltstartproblematik bei E100 gegenüber E85 ist aufgrund der Stoffeigenschaften des reinen Ethanols wesentlich kritischer. Durch die geringe Flüchtigkeit beträgt die minimale Startgrenze ohne zusätzliche Hilfssysteme bei Ethanol etwa +10 bis +15°C, [14]. Deshalb wird bei brasilianischen Flex Fuel Fahrzeugen ein zweiter Tank im Motorraum verbaut, welcher mit Benzin bzw. Gasohol betankt wird und für den Motorstart ab dieser Temperaturschwelle zum Einsatz kommt. In Abbildung 2-14 ist das System der Fa. Bosch dargestellt:



1. Aktiv-Kohlebehälter	10. Klopfsensor
2. Tankentlüftungsventil	11. Kühlwasser-Temperatur-Sensor
3. Saugrohrdrucksensor und -temperatursensor	12. Lambdasonde
4. Kraftstoffleiste / Einspritzventil	13. Drehzahl
5. Zündkerze	14. Kraftstofftank mit Pumpeneinheit
6. Phasengeber	15. Steuergerät
7. elektronisches Gaspedal (Drehmomentwunsch)	16. Benzin-Start-Tank (0,5l)
8. elektronisches Gaspedal (Drosselklappenstellung)	17. zusätzliche Kraftstoffpumpe
9. Abgasrückführung (AGR)	18. Magnetventil
	19. Relais

Abbildung 2-14: Bosch Motronic Flex Fuel; [72].

In Abhängigkeit der Ethanolkonzentration im Haupttank und der Außentemperatur wird dieses Kaltstartsystem aktiviert: Aus dem Zusatztank (16) wird Benzin über eine zusätzliche Kraftstoffpumpe (17) zum Magnetventil (18) gefördert und nach der Drosselklappe (8) an zentraler Stelle ins Saugrohr eingebracht. Die Ansteuerung des Ventils ist von Hersteller zu Hersteller sehr unterschiedlich, spätestens nach Erreichen einer stabilen Warmlaufphase wird das Zusatzsystem jedoch wieder deaktiviert.

Nachteilig ist, dass während der Sommermonate dieser Zusatztank über einen längeren Zeitraum oft nicht zum Einsatz kommt, weshalb die leichtflüchtigen Kraftstoffanteile verdampfen und die Kaltstartfähigkeit beim nächsten erforderlichen Einsatz negativ beeinträchtigt werden kann. Außerdem hat der Fahrzeuglenker stets selbst darauf zu achten, dass der Zusatztank entsprechend befüllt ist.

### **2.2.2.3 Sonstige Systeme**

Aufgrund der Nachteile eines Zusatztanksystems wird stets nach Alternativen gesucht. Aus einer Vielzahl von Konzepten wird auf drei Systeme kurz eingegangen:

In den 1990er Jahren wurden bei Alkoholfahrzeugen in Brasilien ein zusätzlicher Injektor im Saugrohr an zentraler Stelle eingebaut, welcher den Kraftstoff auf ein beheiztes PTC-Element ("Hot spot") spritzte und somit eine bessere Gemischaufbereitung erzielte, [73]. Bei einem anderen Konzept wurde die minimale Starttemperatur mit E100-Kraftstoff durch elektrische Ansaugluftvorwärmung auf +5°C abgesenkt, jedoch betrug die Startzeit inakzeptable 27 Sekunden, [74]. In beiden Fällen entfällt zwar der zusätzliche Tank samt Pumpe, jedoch setzten sich diese Systeme nicht durch, was vor allem auf den hohen elektrischen Leistungsbedarf zurückzuführen ist.

Vielversprechend erweisen sich hingegen aktuelle Forschungen bei denen die Kaltstartfähigkeit von Ethanol mit Hilfe einer Beheizung des Kraftstoffes verbessert wird, [75]. Der Kraftstoff wird auf eine Temperatur von 70°C vorgeheizt und verdampft bei der Einspritzung ins Saugrohr schlagartig, was den dampfförmigen Kraftstoffanteil während der Gemischbildung erhöht. Dabei wird eine Kaltstartgrenze von reinem Ethanol bei einer Umgebungstemperatur von -6°C mit einer Startzeit von 3,5 Sekunden erreicht. Durch die bessere Gemischaufbereitung werden die HC- und CO-Emissionen speziell während der kritischen Kaltstartphase verringert und im gesamten FTP 75 Zyklus um 20-30% reduziert.

## 2.2.3 Bestimmung des Ethanolanteils im Kraftstoff

Um einen optimierten Motorbetrieb mit variablem Mischungsverhältnis von Benzin und Ethanol zu gewährleisten, ist die richtige Bestimmung des Ethanolanteils im Kraftstoff entscheidend. Die Informationen über die Kraftstoffgemisch-Zusammensetzung werden im Steuergerät verarbeitet und führen zur entsprechenden Anpassung der Motorparameter auf die jeweilige Mischung. Dabei wird zwischen Kraftstofferkennung mit und ohne Sensor unterschieden.

### 2.2.3.1 Flex Fuel Sensor

Um den Alkoholgehalt im Kraftstoff zu detektieren, kann ein Sensor im Kraftstoffsystem (zwischen Kraftstofftank und Einspritzleiste) eingebaut werden. In Abbildung 2-15 ist ein solcher Flex Fuel Sensor der Fa. Continental Automotive (vormals: Siemens VDO) mit dem Kraftstoffzu- und -ablauf abgebildet, [76].

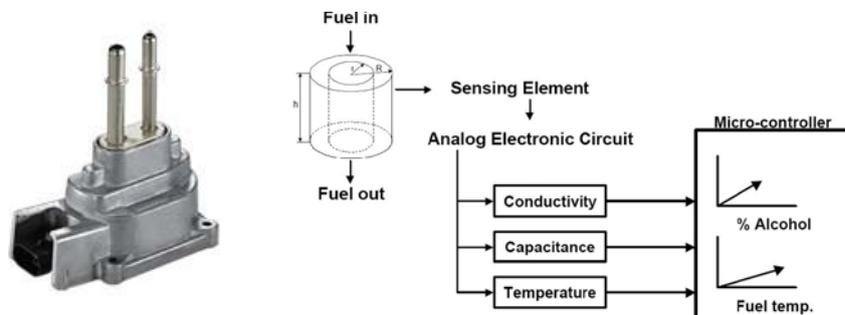


Abbildung 2-15: Flex Fuel Sensor mit Messprinzip; [76].

Aufgrund der unterschiedlichen Dielektrizitätskonstanten, Abbildung 2-16, und der elektrischen Leitfähigkeit von Alkoholen gegenüber Benzin ist es möglich, das Mischungsverhältnis des Kraftstoffs zu bestimmen.

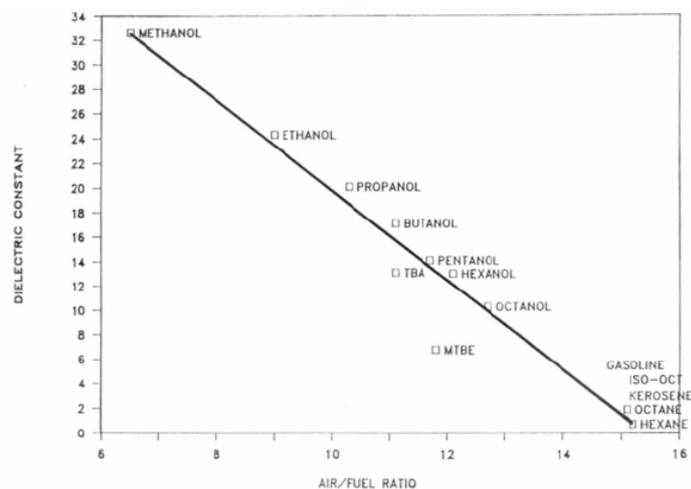


Abbildung 2-16: Dielektrizitätskonstante über Luft-Kraftstoff Verhältnis von verschiedenen Kraftstoffen; [77].

Es wird mittels elektronischer Signalverarbeitung ein pulswellenmoduliertes Signal generiert, wobei die Pulsweite die Kraftstofftemperatur und die Frequenz den Alkoholgehalt darstellt.

### 2.2.3.2 Lambdasonde

Die in Abbildung 2-14 dargestellte Motronic Flex Fuel der Fa. Bosch, welche erstmals 2003 beim VW Fox Total Flex in Brasilien in Serie eingesetzt wurde, berechnet aus der angesaugten Luftmasse, der eingespritzten Kraftstoffmasse und der über die Lambdasonde detektierte Luftzahl den Ethanolgehalt im Kraftstoff. Entscheidend ist hierfür das stöchiometrische Luft-Kraftstoffverhältnis, welches in Abbildung 2-17 über dem Ethanolgehalt dargestellt ist. Dabei werden speziell die brasilianischen Kraftstoffmischungen berücksichtigt, weshalb in dieser Abbildung auch der Wassergehalt über E20 Mischungen zunimmt.

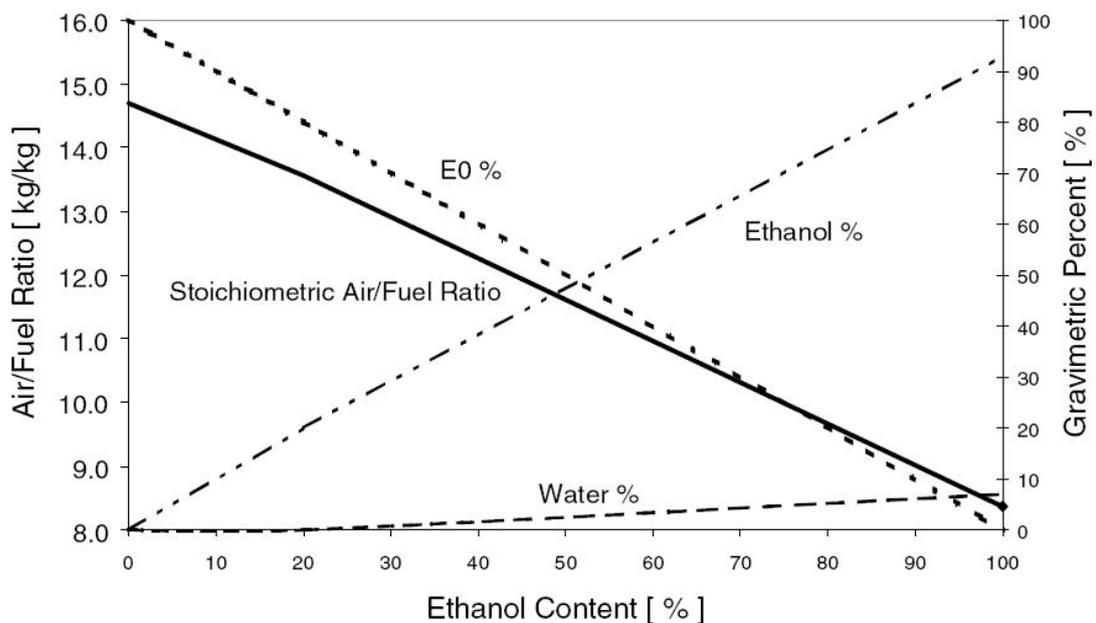


Abbildung 2-17: Stöchiometrisches Luft-Kraftstoffverhältnis über dem Ethanolgehalt im Kraftstoff; [51].

Im Motorbetrieb wird über die gemessene Luftmasse die entsprechende Kraftstoffmenge gesteuert, um ein stöchiometrisches Luft-Kraftstoffverhältnis zu erhalten. Zusätzlich wird durch die Lambdasonde im Abgastrakt der Restsauerstoffgehalt gemessen und der stöchiometrische Betrieb geregelt. Aufgrund der Abweichung der Lambdaregelung zum vorgesteuerten Wert wird auf den Ethanolgehalt im Kraftstoff geschlossen. Ein steigender Ethanolgehalt wird als tendenziell magere Verbrennung und ein sinkender Ethanolanteil im Kraftstoff als tendenziell angereicherte Verbrennung erkannt.

In beiden Fällen werden die Einspritzparameter entsprechend angepasst, um den Motor mit  $\lambda=1$  zu betreiben und somit eine ideale Konvertierung des Dreiwege-Katalysators zu gewährleisten. In Abhängigkeit der notwendigen Kraftstoffmenge kann so auf den Ethanolgehalt im Kraftstoff geschlossen und eine theoretische Bestimmungsgenauigkeit von  $\pm 4\%$  Ethanolanteil erzielt werden.

Fertigungstoleranzen verschiedener Komponenten sowie etwaige fehlerhafter Teile im Kraftstoffsystem wirken sich jedoch negativ auf die Ethanolbestimmung und deren Genauigkeit aus:

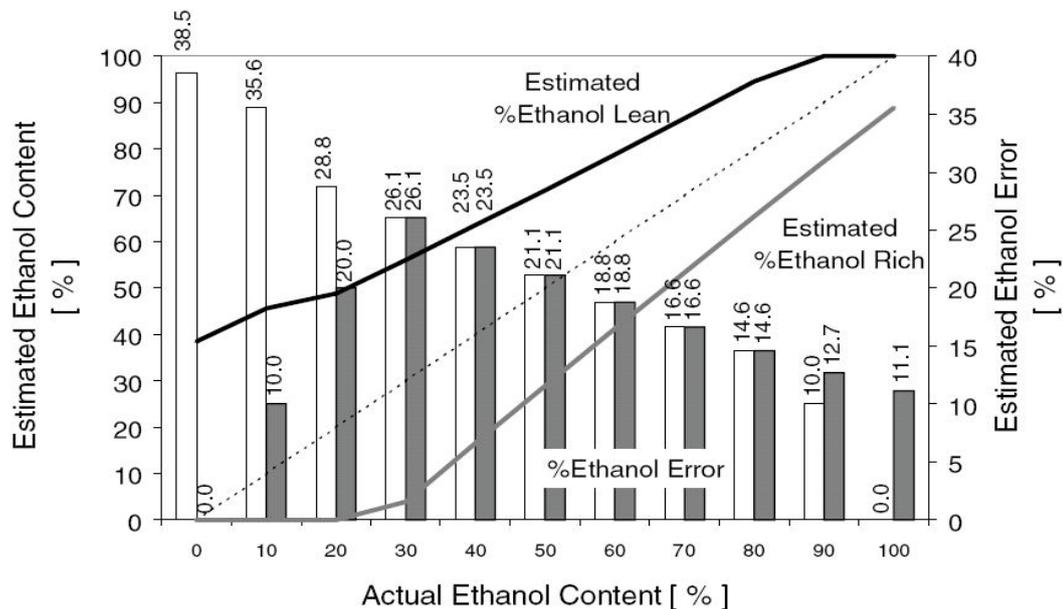
Generell führt ein geringerer Kraftstoffdruck bei konstanter Einspritzzeit zu einer Verringerung der Kraftstoffmasse, was zu einem mageren Luft-Kraftstoff Gemisch führt. Deshalb wird die Einspritzzeit über die Lambdaregelung angepasst und ein stöchiometrisches Gemisch gewährleistet. Im Gegensatz dazu führt das Erhöhen des Kraftstoffdrucks zu einer Gemischanreicherung und die Lambdaregelung verringert die Einspritzzeit, um ein Gemisch von  $\lambda=1$  zu erhalten. Konventionelle Motorsteuerungen regeln dies über eine Lambda-Adaption, bei Flex Fuel Motoren können solche notwendigen Anpassungen negativ auf die exakte Bestimmung der Ethanolkonzentration auswirken.

Hierbei ist nämlich die Differenz zwischen dem vorgesteuerten Wert und der Lambdaregelung auf einen Fehler im Kraftstoffsystem zurückzuführen, von der lambdabasierten Ethanolerkennung wird dies aber fälschlicherweise über eine Änderung des Ethanolgehalts kompensiert. In der Folge unterscheidet sich der tatsächliche Ethanolgehalt im Kraftstofftank von der berechneten Konzentration der Lambdasonde.

Durch eine Kombination von Förderschwankungen der Injektoren und defekte Kraftstoffsystemkomponenten wie Filter oder Pumpe sind Durchflussänderungen von  $\pm 15\%$  während des Fahrzeugbetriebs möglich, [51]. Dies hat zur Folge, dass sich die gelernte von der getankten Ethanolkonzentration um bis zu etwa 40% unterscheiden kann, Abbildung 2-18: Bei einem E0-Kraftstoff im Tank und einem 15% zu geringem Durchfluss wird mittels Lambdasonde eine Kraftstoffmischung mit 38,5% Ethanol detektiert.

In dieser Abbildung wird zwischen verringerten und erhöhten Durchfluss sowie dessen Einfluss auf den gelernten Ethanolgehalt eingegangen. Eine Druckabsenkung führt dabei zu einem höheren Ethanolgehalt (Estimated %Ethanol Lean) und eine Drucksteigerung zu einem geringeren Ethanolgehalt (Estimated %Ethanol Rich). Aufgrund der höheren notwendigen Kraftstoffmenge nimmt die Bestimmungsgenauigkeit bei steigendem Ethanolgehalt zu, weshalb bei getanktem

E100 und 15% höherem Durchfluss 88,9% Ethanolgehalt (11,1% Fehler) über die Lambdasonde gelernt werden.



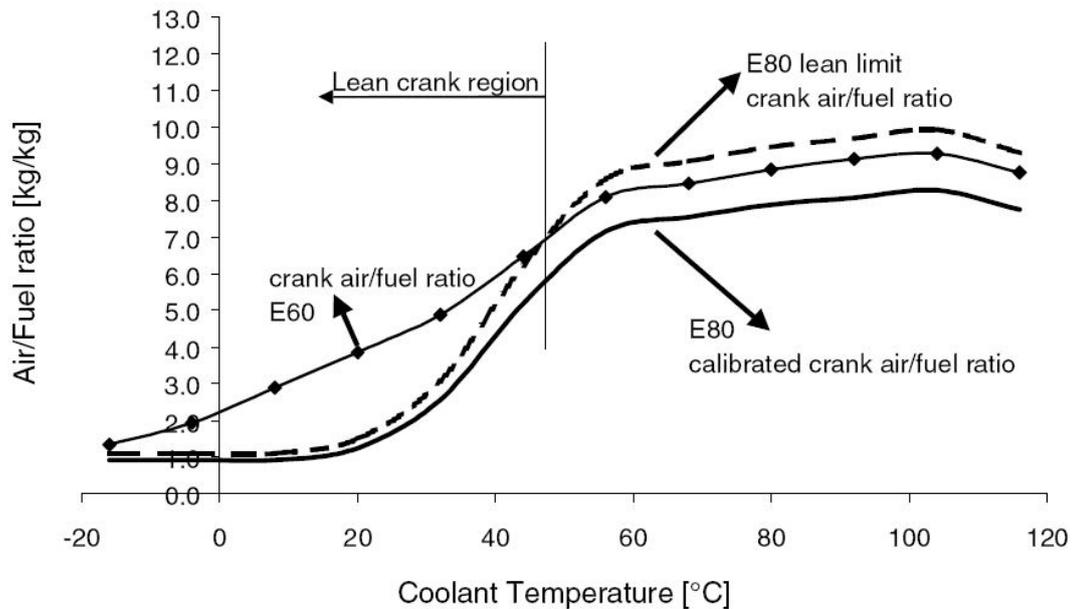
**Abbildung 2-18:** Fehler bei der Bestimmung des Ethanolgehalts aufgrund einer 15% Durchflussänderung der Kraftstoffmenge; [51].

### 2.2.3.3 Auswirkungen einer falsch bestimmten Ethanolkonzentration

Die Genauigkeit des bestimmten Alkoholgehalts über die lambdasondenbasierten Systeme ist entscheidend, da dieser Wert bei verschiedenen Motorparametern und Kennfeldern, wie z.B. Einspritzmengen und Zündzeitpunkt, berücksichtigt wird. Grobe Abweichungen des Kraftstoffs im Tank und der gelernten Kraftstoffmischungen können negative Auswirkungen auf den Motorbetrieb mit sich bringen, was anhand zweier Beispiele erläutert werden soll.

#### 2.2.3.3.1 Kaltstartfähigkeit

Die notwendige Starteinspritzmenge ist vor allem von der Umgebungstemperatur und dem Ethanolgehalt abhängig. Eine im letzten Kapitel beschriebene Durchflussänderung der Kraftstoffmenge von 15% kann dabei zu erheblichen Kaltstartproblemen führen, speziell wenn der Motor mit hohen Ethanolblends betrieben wird. Dabei wird von der Motorsteuerung statt eines betankten E80 fälschlicherweise ca. E60-Kraftstoff erkannt, Abbildung 2-18. Bei einem Vergleich der Startkalibrierwerte in [Abbildung 2-19](#) ist ein Abfall des Luft-Kraftstoff Verhältnisses von E80 gegenüber E60 unterhalb von 50°C Kühlmitteltemperatur auffällig.



**Abbildung 2-19:** Auswirkungen eines falsch bestimmten Ethanolgehalts auf die Kaltstartgrenze aufgrund einer 15% Durchflussänderung der Kraftstoffmenge; [51].

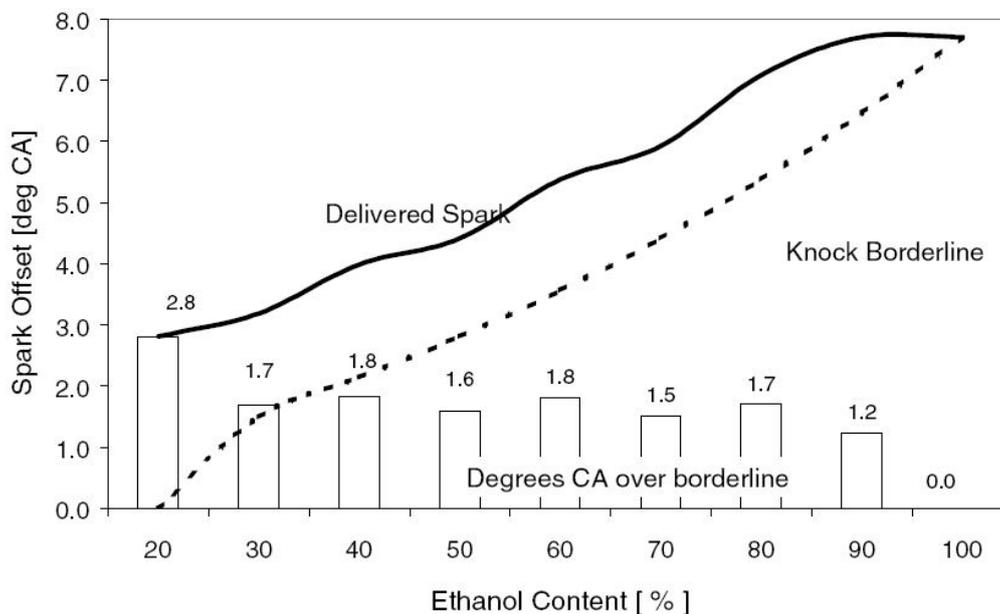
Dieser ist auf das schlechtere Verdampfungsverhalten mit steigendem Ethanolgehalt und somit den höheren erforderlichen Einspritzmengen zurückzuführen. Die einwandfreie Startbarkeit des Motors bei einer 15% Durchflussänderung wird in [Abbildung 2-19](#) über den Schnittpunkt der E60-Kalibrierwerte mit der strichlierten Linie ("E80 lean limit") festgelegt. Diese zusätzliche Linie kennzeichnet die Magergemischgrenze für einen entsprechenden Drehzahlhochlauf mit E80-Kraftstoff. Unterhalb der 50°C-Temperaturschwelle ist das Gemisch aufgrund des falsch gelernten Ethanolgehalts somit zu mager ("Lean crank region"), um den Motor problemlos zu starten.

### 2.2.3.3.2 Zündzeitpunkt an der Vollast

Aufgrund der hohen Oktanzahl von Ethanol und somit der Möglichkeit eines höheren Drehmoments an der Vollast sollte für den Betrieb mit variablen Ethanolgehalt der Zündzeitpunkt im Motorbetrieb angepasst werden. In [Abbildung 2-20](#) ist anhand der strichlierten Linie die Wahl eines früheren Zündwinkels bei steigendem Ethanolgehalt gegenüber E20 dargestellt. Dies führt zu einer schnelleren Energieumsetzung und thermodynamisch günstigeren Lage des 50%-Umsatzpunktes an der Vollast.

Beim Einsatz von Injektoren mit geringerem Durchfluss kann durch einen 15%-igen Mehrkomponentenfehler ein E20-Kraftstoff als E40-Kraftstoff detektiert werden. Durch den falsch bestimmten Ethanolgehalt wird im entsprechenden Kennfeld der Motorsteuerung ein zu früher Zündzeitpunkt zugelassen. [Abbildung 2-20](#) zeigt im

Volllastpunkt bei 2800 U/min für diesen Fall einen um  $2,8^\circ\text{KW}$  zu frühen Zündwinkel. Wegen der geringeren Oktanzahl von E20 gegenüber E40 wird die Klopfgrenze überschritten und könnte durch die klopfende Verbrennung zu einem Motorschaden führen. Eine mögliche Abhilfemaßnahme wäre hierbei eine adaptive Klopfregelung.



**Abbildung 2-20:** Auswirkungen eines falsch bestimmten Ethanolgehalts auf den Zündwinkel an der Vollast aufgrund einer 15% Durchflussänderung der Kraftstoffmenge; [51].

Diese beiden Fälle demonstrieren eindeutig, dass bereits bei der Bedatung und Applikation der Motorsteuerung gewisse Fertigungstoleranzen berücksichtigt werden müssen. Zielführend ist hierfür neben adaptiven Regelungen auch die Entwicklung einer zweiten Methode zur Flex Fuel Erkennung, um den ermittelten Ethanolgehalt der Lambdasonde zu plausibilisieren. Da die größten Abweichungen bei geringen Ethanolbeimischungen auftreten, wäre dies speziell für diesen Bereich notwendig.

## 2.3 Zusammenfassung

Ethanolkraftstoffe stellen eine geeignete Alternative zu fossilen Benzinkraftstoffen dar und werden deshalb weltweit in verschiedenen Beimischungskonzentrationen am Markt angeboten. Der Alternativkraftstoff steigert den motorischen Wirkungsgrad, was sich vorteilhaft auf Leistung und Drehmoment auswirkt. Gleichzeitig kommt es aber aufgrund des geringeren Heizwertes von Ethanol gegenüber Benzin zu einem höheren volumetrischen Kraftstoffverbrauch. Hinsichtlich Emissionen von Kohlenmonoxid, unverbrannten Kohlenwasserstoffen und Stickoxiden lassen sich in der Literatur unterschiedliche Angaben finden. Im Allgemeinen nehmen die

Rohemissionen mit steigendem Ethanolgehalt bei einem betriebswarmen Motor tendenziell ab.

Um Flex Fuel Fahrzeuge auch mit unterschiedlichen Ethanolkonzentrationen betreiben zu können, sind entsprechende Modifikationen notwendig. Aufgrund der chemischen Eigenschaften des Alkohols ist vor allem auf die eingesetzten Materialien im Bereich des Kraftstoffsystems zu achten. Zudem muss über spezielle Kaltstartsysteme der Start mit hohen Ethanolkonzentrationen gewährleistet und der Ethanolgehalt im Kraftstoff bestimmt werden.

Im Zuge dieser Arbeit wird das Potenzial von verschiedenen Ethanolmischkraftstoffen anhand von Untersuchungen mit zwei unterschiedlichen Motorkonzepten sowie einer Analyse der eingesetzten Basiskraftstoffe Ethanol und Benzin aufgezeigt.

Bei den Teillastuntersuchungen stand die Analyse des Emissionsreduktionspotenzials im Vordergrund, bei den Vollastuntersuchungen die Steigerung des Motorwirkungsgrades.

Für den Start mit hohen Ethanol Blends wird ein alternatives Kaltstartsystem vorgestellt. Dieses kann in Zukunft weltweit bei allen Flex Fuel Fahrzeugen eingesetzt werden, um den Start auch bei tiefen Umgebungstemperaturen zu gewährleisten.

Des Weiteren werden neue Methoden zur Bestimmung der Benzin-Ethanol Mischung im Kraftstoff erläutert, welche die bestehenden Erkennungsalgorithmen plausibilisieren oder sogar substituieren können.

### 3 Analyse der Kraftstoffe Benzin und Ethanol

Anhand von Kraftstoffanalysen wird in diesem Kapitel auf die Stoffeigenschaften der beiden Kraftstoffe eingegangen, welche mit Angaben aus der Literatur verglichen und ergänzt werden. Dabei wird der Einfluss von wesentlichen Kenngrößen auf den motorischen Betrieb ausführlich behandelt.

#### 3.1 Überblick der Stoffeigenschaften

In Tabelle 3-1 sind die Stoffgrößen der Basiskraftstoffe gegenübergestellt, welche für die Prüfstandsuntersuchungen in Kapitel 4 eingesetzt wurden.

Tabelle 3-1: Stoffeigenschaften von Ethanol und Benzin im Vergleich

Stoffeigenschaft	Einheit	Ethanol	EuroSuper
Mittlere Molmasse	kg/kmol	46,07	98*
Massenanteil Kohlenstoff c	%	52,1	86,1
Massenanteil Wasserstoff h	%	13,1	12,9
Massenanteil Sauerstoff o	%	34,8	1,0
Stöchiometrischer Luftbedarf	kg/kg	8,98	14,26
Dichte bei 15°C	kg/m <sup>3</sup>	788	742
Heizwert (gravimetrisch)	MJ/kg	26,86	42,57
Heizwert (volumetrisch)	MJ/l	21,17	31,59
Gemischheizwert (gemischansaugend)	MJ/m <sup>3</sup>	3,37	3,52
Gemischheizwert (luftansaugend)	MJ/m <sup>3</sup>	3,59	3,58
Research Oktanzahl	ROZ	111*	95,3
Motor Oktanzahl	MOZ	94*	85,4
Dampfdruck bei 38°C	kPa	16*	Sommer: max. 60* Winter: max. 90*
Siedetemperatur bei 1,013bar	°C	78,3*	30-195
Verdampfungswärme bei 1,013bar	kJ/kg	904*	380-500*
Viskosität bei 20°C	mPas	1,2*	0,42*
Flammpunkt	°C	11*	-45*
Zündtemperatur	°C	420*	200-300*
Untere Zündgrenze	$\lambda$	0,3*	0,4*
Obere Zündgrenze	$\lambda$	2,1*	1,4*
Dielektrizitätskonstante bei 20°C	-	25*	2*
Wasserlöslichkeit bei 20°C	%Vol	100*	sehr gering*

\*....Werte aus der Literatur

Die eingesetzten Werte stammen aus Analysen sowie unmittelbar berechneten Größen, wie dem stöchiometrischen Luftbedarf und Gemischheizwert. Zudem wurde die Tabelle mit Kenngrößen aus der Literatur [36], [56] sowie [78] ergänzt, welche mit \* gekennzeichnet sind.

Prinzipiell bestehen handelsübliche Kraftstoffe wie Benzin mindestens aus 200 bis 300 unterschiedlichen Kohlenwasserstoffgruppen [6], wobei die Zusammensetzung hersteller-, saison-, chargen- und ortsabhängig ist. Die Hauptbestandteile sind Alkane (40-70%), Aromate (20-50%) und Olefine (5-30%). Dahingegen handelt es sich bei Ethanol ( $C_2H_5OH$ ) um einen reinen Stoff mit einer chemischen Verbindung, der neben Kohlenwasserstoffen aus einer Hydroxylgruppe (OH-Gruppe) besteht. Die Eigenschaften von allen Alkoholen werden entscheidend von diesen beiden Strukturelementen bestimmt, da die C-Kette kohlenwasserstoffähnlich, unpolar und hydrophob ist während die OH-Gruppe wasserähnlich, polar und hydrophil ist. Infolge der hohen Elektronegativität des Sauerstoffatoms ist die C-O-Bindung schwach, die O-H-Bindung sehr stark polarisiert. Aus diesem Grund können Wasserstoffbrücken zwischen den polaren Ethanolmolekülen ausgebildet werden: Das positivierete Wasserstoffatom der OH-Gruppe wird durch das Sauerstoffatom des Nachbarmoleküls mit negativer Teilladung und freiem Elektronenpaar elektrostatisch angezogen, wodurch größere Molekülassoziationen entstehen. Die Wasserstoffbrückenbindungen sind als strichlierte Linien in Abbildung 3-1 dargestellt. Die einzelnen Stoffeigenschaften haben nicht nur aufgrund dieser chemischen Struktur sehr unterschiedliche Auswirkungen auf Drehmoment und Leistung, Kraftstoffverbrauch, Emissionen sowie das Kaltstartverhalten. Deshalb wird in der Folge detailliert auf ausgewählte Größen eingegangen.

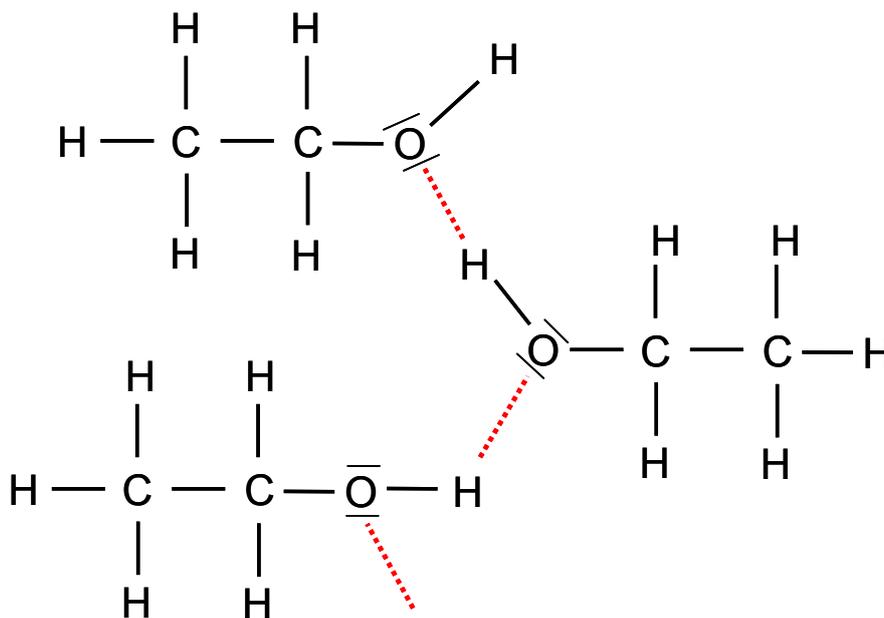


Abbildung 3-1: Wasserstoffbrückenbindungen zwischen Ethanol-Molekülen

### 3.2 Heizwert und Gemischheizwert

Die aus dem Energieinhalt der Kraftstoffe tatsächlich gewinnbare und nutzbare Wärmemenge wird durch den Heizwert ausgedrückt. Ethanol besitzt im Vergleich zu Benzin auf gravimetrischer Basis einen um etwa 37% niedrigeren Heizwert, bedingt durch einen geringeren Kohlenstoffanteil zu Lasten des hohen Sauerstoff-Anteils. Aufgrund der etwas höheren Dichte des Alkohols fällt bei volumetrischer Betrachtung diese Differenz mit 33% etwas geringer aus. Der gebundene Sauerstoff im Kraftstoff bedingt beim Betrieb mit Ethanol ein stöchiometrisches Luft-Kraftstoff-Verhältnis von 9:1 gegenüber Benzin von 14,3:1. Im Motorbetrieb wird somit dementsprechend mehr Kraftstoff zur Verbrennung benötigt.

Maßgebend für die Leistungsausbeute von Motoren ist jedoch der Gemischheizwert. Dabei wird diejenige Energie berücksichtigt, die mit  $1\text{m}^3$  Frischladung (bezogen auf den Außenzustand) in den Zylinder eingebracht werden kann. Während dies bei gemischansaugenden Motoren auf  $1\text{m}^3$  Gemisch bezogen wird, dient bei luftansaugenden Motoren  $1\text{m}^3$  Luft als Referenz. [79]

Im Folgenden werden mit den Werten aus den Kraftstoffanalysen die Gemischheizwerte für die unterschiedlichen Motorenkonzepte exakt berechnet.

#### 3.2.1 Gemischheizwert für saugrohreinspritzende Motoren

Der Gemischheizwert  $H_{\text{Ga}}$  für gemischansaugende Motoren ist nach [78] definiert über

$$H_{\text{Ga}} = \frac{m_{\text{K}} \cdot H_{\text{u}}}{V_{\text{G}}} \quad (3-1)$$

Dabei entsprechen das angesaugte Gemischvolumen

$$V_{\text{G}} = \frac{(m_{\text{L}} + m_{\text{K}})}{\rho_{\text{G}}} \quad (3-2)$$

und die angesaugte Luftmasse

$$m_{\text{L}} = \lambda \cdot L_{\text{St}} \cdot m_{\text{K}} \quad (3-3)$$

Der stöchiometrische Luftbedarf

$$L_{\text{St}} = \frac{(2,664 \cdot c + 7,937 \cdot h - o)}{0,232} \quad (3-4)$$

wird mit den analysierten Kraftstoffmassenanteilen  $c$ ,  $h$  und  $o$  aus Tabelle 3-1 berechnet.

Die Dichte des Kraftstoff-Luft Gemisches ist definiert über

$$\rho_G = \frac{p}{R_G \cdot T} \quad (3-5)$$

wobei sich die spezifische Gaskonstante für das Gemisch mittels

$$R_G = \frac{m_L}{m_K + m_L} \cdot R_L + \frac{m_K}{m_K + m_L} \cdot R_K = \frac{1}{\frac{1}{\lambda \cdot L_{St}} + 1} \cdot R_L + \frac{1}{1 + \lambda \cdot L_{St}} \cdot R_K \quad (3-6)$$

und über die spezifische Gaskonstante des jeweiligen Kraftstoffdampfes

$$R_K = \frac{R_m}{M_K} \quad (3-7)$$

berechnet.

Setzt man Gleichung 3-2 und Gleichung 3-3 in Gleichung 3-1 ein, ergibt sich

$$H_{Ga} = \frac{\rho_G \cdot H_u}{\lambda \cdot L_{St} + 1} \quad (3-8)$$

### 3.2.2 Gemischheizwert für direkteinspritzende Motoren

Der Gemischheizwert  $H_{Gi}$  für direkteinspritzende Motoren ist nach [78] definiert über

$$H_{Gi} = \frac{m_K \cdot H_u}{V_L} \quad (3-9)$$

Unter Verwendung des Ausdruckes für das angesaugte Luftvolumen

$$V_L = \frac{m_L}{\rho_L} \quad (3-10)$$

ergibt sich

$$H_{Gi} = \frac{\rho_L \cdot H_u}{\lambda \cdot L_{St}} \quad (3-11)$$

### 3.2.3 Ergebnisse der Gemischheizwertberechnungen

Mittels der Größen aus Tabelle 3-1 und den Randbedingungen aus Tabelle 3-2 wurden die Werte in Tabelle 3-3 berechnet.

Tabelle 3-2: Randbedingungen für die Gemischheizwert-Berechnung

Bezeichnung	Variable	Einheit	Wert
Luftzahl	$\lambda$	-	1
Umgebungsdruck	$p$	Pa	101300
Umgebungstemperatur	$T$	K	293
Universelle Gaskonstante	$R_m$	kJ/kmolK	8,314
Spez. Gaskonstante für Luft	$R_L$	kJ/kgK.	0,287
Dichte der Luft bei 20°C	$\rho_L$	kg/m <sup>3</sup>	1,2

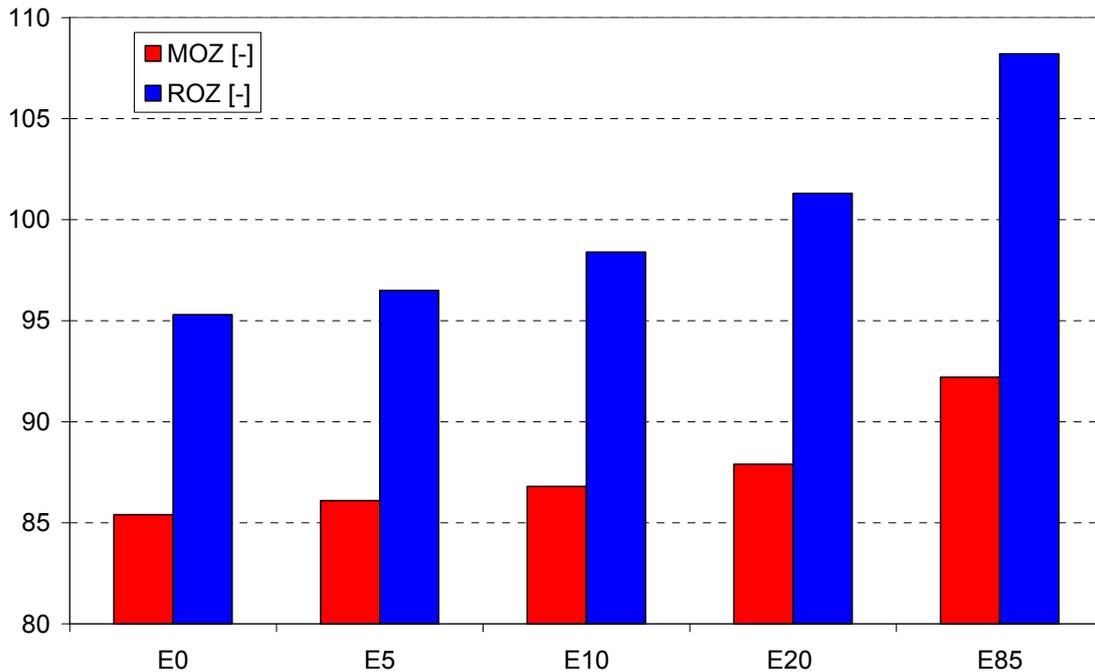
Tabelle 3-3: Resultate der Gemischheizwert-Berechnung

Bezeichnung	Variable	Einheit	Ethanol	EuroSuper
Spez. Gaskonstante Kraftstoffdampf	$R_K$	kJ/kgK	0,18	0,08
Spez. Gaskonstante Gemisch	$R_G$	kJ/kgK	0,276	0,274
Dichte des Gemisches	$\rho_G$	kg/m <sup>3</sup>	1,235	1,247
<i>Gemischheizwert (MPFI)</i>	$H_{Ga}$	kJ/m <sup>3</sup>	3324	3479
<i>Gemischheizwert (DI)</i>	$H_{Gi}$	kJ/m <sup>3</sup>	3589	3583

Während der Gemischheizwert von Ethanol bei der äußeren Gemischbildung (MPFI) um 4,5% geringer als beim Einsatz von EuroSuper ist, ist jener bei innerer Gemischbildung (DI) bei beiden Kraftstoffen etwa gleich groß.

### 3.3 Research- und Motor-Oktanzahl

Ottokraftstoffe müssen eine geringe Zündwilligkeit besitzen, was einer hohen Klopfestigkeit entspricht und bei entsprechender Motorsteuerungsapplikation zu einer höheren Leistung an der Vollast führt. Ethanol besitzt zufolge des kompakten Molekularaufbaus eine Research Oktanzahl (ROZ) von 111 und einer Motor Oktanzahl (MOZ) von 94, welche deutlich über den handelsüblichen Ottokraftstoffen liegt, [36]. In Abbildung 3-2 sind die Analysen der beiden Oktanzahlen von eingesetzten Kraftstoffen angeführt, wobei die MOZ nicht in der gleichen Größenordnung wie die ROZ mit zunehmenden Ethanolanteil ansteigt.



**Abbildung 3-2:** Analysen der Motor Oktanzahl (MOZ) und Research Oktanzahl (ROZ) von unterschiedlichen Benzin-Ethanol Kraftstoffmischungen

Die sogenannte Sensitivität, welche die Differenz von ROZ zu MOZ beschreibt, beträgt bei E0 (ROZ=95,3 / MOZ=85,4) 10 Oktanzahlen während sich diese bei E85 (ROZ=108,2 / MOZ=92,2) um 16 Oktanzahlen unterscheidet.

Dabei ist speziell darauf zu achten, dass bei geringen Ethanolmischkraftstoffen kein Wasser in dem Kraftstoff vorhanden ist. Bei Untersuchungen mit E5-Kraftstoff in [80] wurde festgestellt, dass bei Vorhandensein von 1% Wasser zwischen 30-40% des Ethanols aus der Kraftstoff- in eine separate Wasserphase übergehen. In Folge ergeben sich Oktanzahlverluste für die Research Oktanzahl von etwa 1,0 ROZ. Bei Erhöhung der Wasserphase auf 5% gehen bereits 65-78% Ethanol in die Wasserphase über und die ROZ senkt sich bis zu 2 ab.

### 3.4 Verdampfungswärme

Die Verdampfungswärme ist jene Energie, die einem Stoff zugeführt werden muss, um diesen bei konstanter Temperatur vom flüssigen in den gasförmigen Zustand zu überführen. Alkoholkraftstoffe werden durch eine besonders hohe Verdampfungswärme charakterisiert, die um den Faktor 2 bis 3 höher ist als jene von Benzin, Tabelle 3-1. Bei der Einspritzung von Ethanol wird der Umgebungsluft eine entsprechende Wärmemenge entzogen und das Luft-Kraftstoff-Gemisch entsprechend abgekühlt. An der Vollast kann sich die Absenkung der Temperatur in Abhängigkeit des Motorkonzepts und der Einspritzparameter positiv auf Drehmoment

und Leistung auswirken, da eine höhere Gemischdichte die Zylinderfüllung und den Liefergrad anhebt. Hingegen führt die hohe Verdampfungswärme kombiniert mit dem schlechten Siedeverhalten der Alkohole, welches in den folgenden zwei Kapiteln erläutert wird, speziell bei niedrigen Umgebungstemperaturen zu Kaltstartproblemen. Durch die geringe Flüchtigkeit des Ethanols verbleibt ein großer Teil des Kraftstoffes flüssig im Ansaugsystem und beeinträchtigt die Gemischhomogenisierung aufgrund des geringen Anteils an Kraftstoffdampf negativ. Die Direkteinspritzung bietet hierbei gegenüber der Saugrohreinspritzung ein gewisses Verbesserungspotential, da durch eine (späte) Einspritzung in bereits verdichtete und erwärmte Ansaugluft die minimale Starttemperatur abgesenkt werden kann.

In der Folge wird die theoretische Temperatursenkung aufgrund der Verdampfungswärme mit einem vereinfachten Ansatz für die verwendeten Basiskraftstoffe Benzin und Ethanol berechnet. Als Grundlage hierfür wurde [81] herangezogen.

Aus dem ersten Hauptsatz für stationäre Fließprozesse, [78]:

$$W_t + Q_a = \dot{m} \cdot [h_2 - h_1 + \frac{1}{2} \cdot (v_2^2 - v_1^2) + g \cdot (z_2 - z_1)] \quad (3-12)$$

ergibt sich mit folgenden Annahmen:

- Isobare und adiabate Zustandsänderung
- Vollständige Kraftstoffverdampfung durch Wärmeentzug aus der Luft
- Stöchiometrisches Luft-Kraftstoffverhältnis

und mit Vernachlässigung der Höhendifferenz und der Geschwindigkeitsänderung folgt die Energiebilanz in Abbildung 3-3.

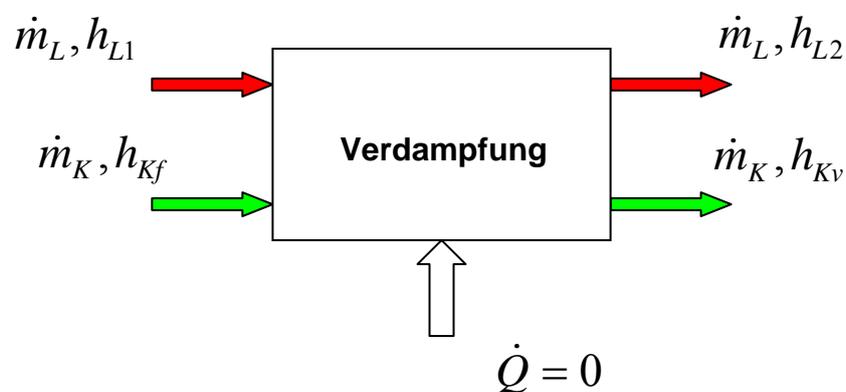


Abbildung 3-3: Energiebilanz von Luft (L) und Kraftstoff (K)

Aus Abbildung 3-3 resultiert die Gleichung

$$\dot{m}_L \cdot h_{L1} + \dot{m}_K \cdot h_{Kf} = \dot{m}_L \cdot h_{L2} + \dot{m}_K \cdot h_{Kv} \quad (3-13)$$

welche zu

$$\dot{m}_L \cdot (h_{L1} - h_{L2}) = \dot{m}_K \cdot (h_{Kv} - h_{Kf}) \quad (3-14)$$

umgeformt werden kann. Durch Einsetzen von

$$r = h_{Kv} - h_{Kf} \quad (3-15)$$

und über die spezifische Enthalpie bei konstantem Druck

$$\Delta h = c_p \cdot \Delta T \quad (3-16)$$

sowie

$$h_{L1} - h_{L2} = c_{pmL} \cdot (T_{L2} - T_{L1}) = c_{pmL} \cdot \Delta T \quad (3-17)$$

erhält man

$$\dot{m}_L \cdot c_{pmL} \cdot \Delta T = \dot{m}_K \cdot r \quad (3-18)$$

Daraus ergibt sich

$$\Delta T = \frac{\dot{m}_K}{\dot{m}_L} \cdot r \cdot \frac{1}{c_{pmL}} \quad (3-19)$$

Da die Massenströme beider Komponenten konstant sind folgt über die Umformung von

$$\lambda = \frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_K \cdot L_{ST}} \quad (3-20)$$

zu

$$\frac{\dot{m}_K}{\dot{m}_L} = \frac{1}{\lambda \cdot L_{ST}} \quad (3-21)$$

der theoretische Temperaturabfall in folgender Abhängigkeit:

$$\Delta T = \frac{1}{\lambda \cdot L_{ST}} \cdot r \cdot \frac{1}{c_{pmL}} \quad (3-22)$$

Bei nicht zu großen Temperaturänderungen kann die spezifische Wärmekapazität der Luft über der Temperatur als konstant angenommen werden, nach [78] beträgt bei Luft der Fehler 1% bei 100°C Temperaturdifferenz. Deshalb wurde nachstehender Wert aus [82] angenommen:

$$c_{pmL} = 1,01 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$$

In Tabelle 3-4 sind die Ergebnisse der Berechnung sowie die relevanten Stoffeigenschaften zusammengefasst. Bei dem Einsatz von Ethanol ergibt sich ein Temperaturabfall von 99°C, welcher mehr als dreimal so hoch ist wie jener im Falle eines Benzinbetriebs.

Tabelle 3-4: Temperaturabsenkung und Stoffeigenschaften von Ethanol und Benzin

Bezeichnung	Variable	Einheit	Ethanol	EuroSuper
Stöchiometrischer Luftbedarf	$L_{St}$	-	8,98	14,26
Verdampfungswärme (bei 1013mbar)	$r$	kJ/kg	904	440
<i>Temperaturabsenkung</i>	$\Delta T$	°C	99	31

### 3.5 Dampfdruck

Alkohole haben im Vergleich zu Benzin einen sehr niedrigen Dampfdruck, was auf Wasserstoffbrückenbindungen zwischen den OH-Gruppen der Alkohole zurückzuführen ist, Abbildung 3-4. Diese Bindungen verkoppeln die Alkoholmoleküle miteinander zu größeren Einheiten und erschweren die Verdampfung, weil diese Brücken vor dem Übergang von der flüssigen in die gasförmige Phase gelöst werden müssen. Dies führt bei Ethanol zu einer negativen Beeinflussung des Startverhaltens und einer minimalen Kaltstarttemperatur von etwa 10-15°C, [36].

Der Grenzwert für den Dampfdruck beträgt im Sommer 60kPa, um auch bei extremen Fahrzuständen in Mittelgebirgslagen im Hochsommer Störungen zu verhindern, die einen ruhigen Motorlauf beeinträchtigen, wie z.B. Dampfblasenbildung im Kraftstoffsystem. Im Winter wird diese Schwelle auf max. 90kPa angehoben und zudem die Flüchtigkeit des Ottokraftstoffs den niedrigen Temperaturen angepasst. Der höhere Dampfdruck kombiniert mit einer niedrigen Siedelage gegenüber der Sommerqualität erleichtern das Starten und Warmlaufen des Motors.

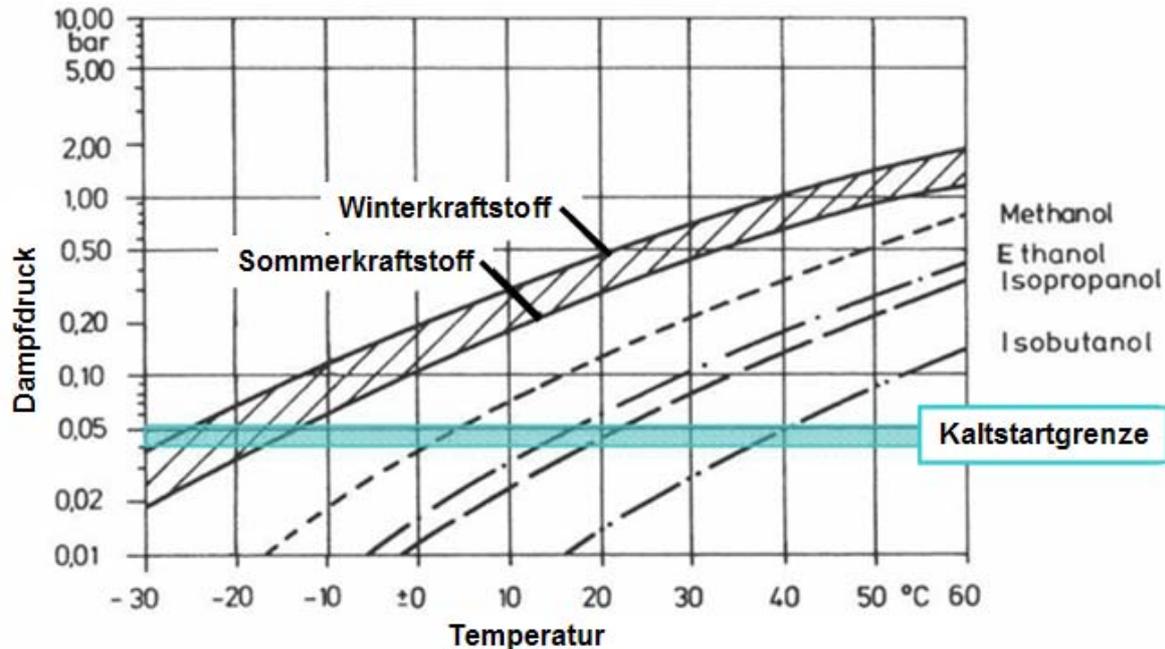


Abbildung 3-4: Dampfdruck über der Temperatur von Alkoholen und Benzin; [83].

Low Level Blends sind durch eine Dampfdruckanomalie gekennzeichnet, wobei der Dampfdruck von einer Mischung aus Ethanol und Benzin höher ist als für die ideale Mischung dieser beiden Flüssigkeiten zu erwarten. In [Abbildung 3-5](#) ist sowohl bei der Sommer- als auch Winterqualität zu erkennen, dass der Dampfdruck von Benzin bei Ethanolbeimischung nicht kontinuierlich absinkt, sondern ein Maximum aufgrund der Anomalie zwischen 2% und 10% Ethanolanteil liegt. Dabei können sich die Wasserstoffbrückenbindungen, welche die Verdampfung hemmen, nicht ausbilden, da die Alkoholmoleküle bei geringer Zumischung größtenteils von Kohlenwasserstoffen umgeben sind. Bei den analysierten Kraftstoffproben beträgt der maximale Anstieg des Dampfdrucks 7kPa im Falle von E10 Standard-Sommerqualität. Neben den Standardqualitäten sind in der Abbildung auch dampfdruckabgesenkte Kraftstoffe dargestellt. Diese werden über eine Beimischung entsprechender Additive und/oder Entfernung von dampfdruckerhöhenden Benzinkomponenten produziert. Somit können die Dampfdruckgrenzwerte in der Ottokraftstoffnorm EN 228 bei geringer Ethanolbeimischung eingehalten und etwaige Probleme durch Dampfblasenbildung verhindert werden. Zudem soll die Einhaltung der Verdunstungsemissionen aus dem Kraftstofftank und -leitungen gewährleistet werden, welche sowohl in USA als auch in der EU (Typ IV Prüfung: SHED-Test) gesetzlich limitiert sind, [48].

Eine Alternative bietet die Verwendung von höheren Alkoholen wie IBA (Iso-Butyl-Alkohol), welcher den Dampfdruckanstieg bei geringer Ethanolbeimischung überkompensieren [60] oder die Substitution von Ethanol über maximal zulässige 15Vol% ETBE, das keine Dampfdruckanomalie aufweist, [84].

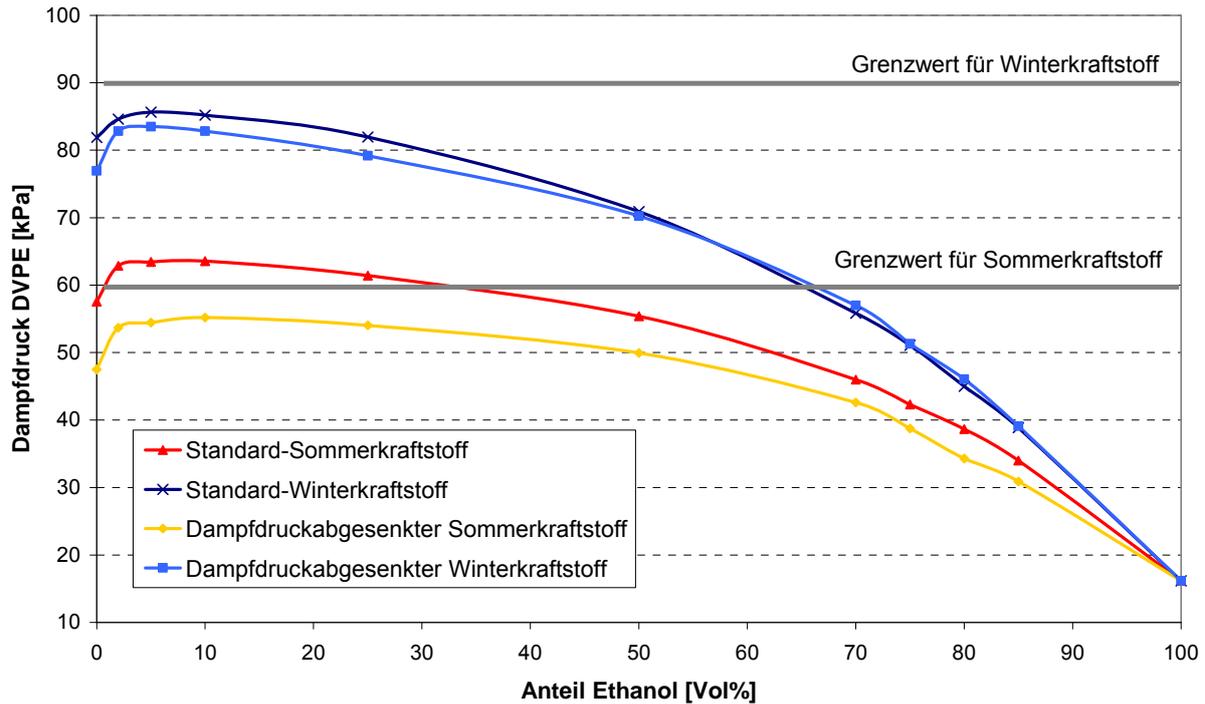


Abbildung 3-5: Dampfdruck über dem Ethanolanteil von analysierten Benzin-Ethanol Kraftstoffmischungen (Sommer- und Winterkraftstoffqualität)

In den Wintermonaten wird sowohl in Schweden als auch in den USA der maximale Ethanolgehalt von 85% auf 70 bis 75% reduziert. In Abbildung 3-5 ist deutlich zu sehen, dass dies den Dampfdruck von etwa 40kPa auf über 50kPa erhöht, was maßgeblich zu einem besseren Startverhalten beiträgt. In dem deutschen DIN-Entwurf 51625 für E85-Kraftstoff wurde der minimale Dampfdruck im Sommer auf 35kPa und während des Winters (November bis März) auf 50kPa festgelegt, [85]. Zudem kann speziell bei hohen Ethanol Blends der Dampfdruck über eine höhere Menge an Butan(ol) im Benzinanteil stark beeinträchtigt werden: Durch die Steigerung des Butananteil von 1,5Vol% auf 3,8Vol% zu Lasten des Benzinanteils erhöht sich in [86] der Reid Vapour Pressure von 52kPa auf 74kPa bei einem E80 Kraftstoff.

### 3.6 Siedeverhalten

Während konventionelle Ottokraftstoffe aufgrund einer Vielzahl unterschiedlicher Kohlenwasserstoffverbindungen einen Siedebereich besitzen, haben Alkohole als reine Stoffe einen Siedepunkt. Dieser lässt sich zwar im unteren Bereich der Siedekurve von Benzin finden, jedoch beginnt der Siedeverlauf von Benzin unterhalb des Siedepunktes von Ethanol. Hierfür sind die Wasserstoffbrückenbindungen verantwortlich, welche die Anziehung der einzelnen Moleküle untereinander drastisch verstärken und zu relativ hohen Siedepunkten gegenüber unpolaren Homologen

vergleichbarer molarer Masse führen. So hat beispielsweise das unpolare Ethan ( $C_2H_6$ ) einen Siedepunkt von  $-88^\circ C$ , während Ethanol ( $CH_5OH$ ) diesen erst bei  $78^\circ C$  erreicht. Neben dem im letzten Kapitel beschriebenen niedrigen Dampfdruck sind daher die fehlenden leichtflüchtigen Siedeanteile für das schlechte Kaltstartverhalten von reinem Ethanol verantwortlich.

In Abbildung 3-6 sind Siedekurven von analysierten Mischkraftstoffen dargestellt, wobei der Verlauf der Siedelinie durch ein azeotropes Verhalten gekennzeichnet ist. Als Azeotropie bezeichnet man das nicht voraussehbare Verhalten von verschiedenen Bestandteilen eines Gemischs, die zusammenwirkend leichter verdampfen, als es aus den Eigenschaften und dem Mengenverhältnis der einzelnen Mischungskomponenten zu erwarten ist. Dies führt zu einem größeren Anteil verdampften Kraftstoffes im unteren und mittleren Siedebereich bei geringen Ethanolbeimischungen, Abbildung 3-6.

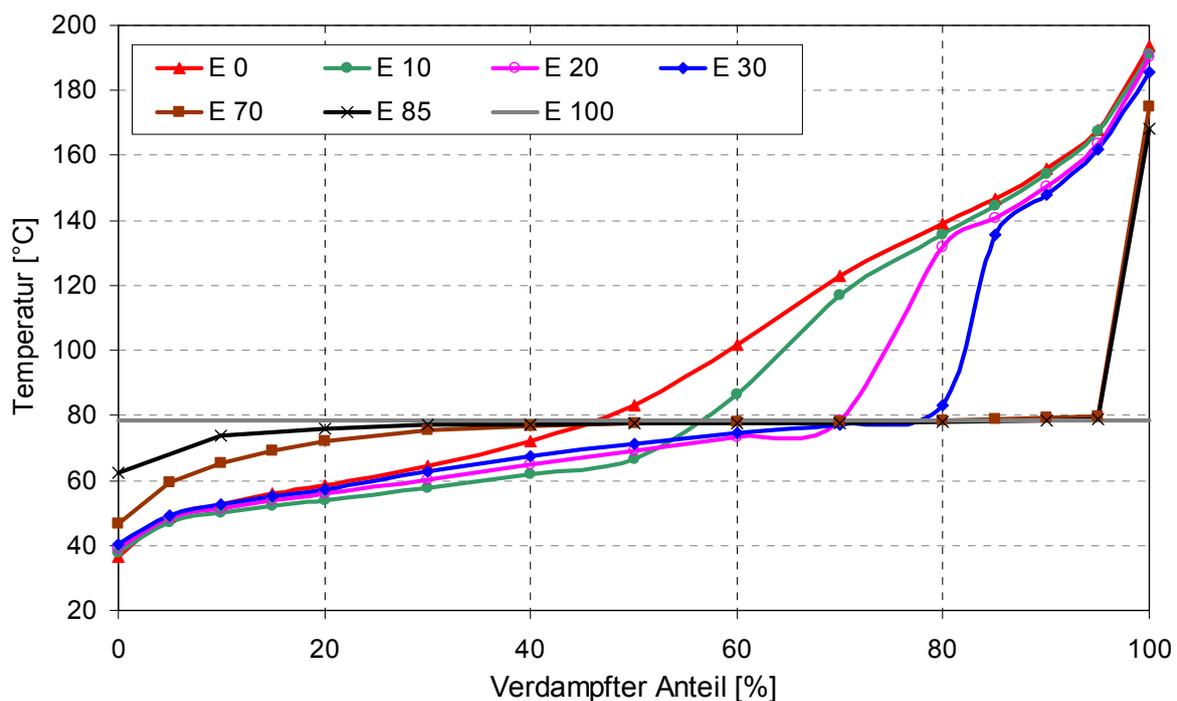


Abbildung 3-6: Siedekurven von analysierten Benzin-Ethanol-Kraftstoffmischungen

Flüchtigere Kraftstoffe lassen im allgemeinen ein besseres Startverhalten erwarten. Wird die Flüchtigkeit durch Zugabe von Alkoholen erhöht, so kann der gegenteilige Effekt eintreten. Der Grund dafür ist die im Vergleich zu Benzin wesentlich höhere Verdampfungswärme der Alkohole. Die in der Kaltstartphase zur Verfügung stehende Wärmemenge ist zu gering, um einen ausreichenden Anteil des Kraftstoffes zu verdampfen, [60].

Mit steigendem Alkoholgehalt im Kraftstoff ist jedoch bereits ein Anstieg der Siedelinie speziell im unteren Bereich (50 bis 80 °C bzw. 0-40% verdampfter Anteil) erkennbar. Dies verringert zwar die Gefahr einer Dampfblasenbildung aufgrund weniger leichtflüchtiger Anteile, welche gleichzeitig die Verdampfungsemissionen aus dem Tank reduzieren. Jedoch beeinflusst der geringere Anteil an verdampften Kraftstoff zusammen mit einem geringen Dampfdruck bei hohen Ethanolkonzentrationen den Kaltstart negativ, weshalb eine verstärkte Kraftstoffanreicherung notwendig ist. Dabei sind in Abbildung 3-6 große Unterschiede zwischen dem Sieverlauf von E70 (braune Linie) und E85 (schwarze Linie) bis zu einem verdampften Anteil von 20% zu erkennen. Dies begründet mitunter die Absenkung des maximalen Ethanolgehalts während der Wintermonate in Schweden und den USA, um das Startverhalten bei tiefen Temperaturen zu verbessern.

### 3.7 Laminare Flammgeschwindigkeit

In Abbildung 3-7 sind die laminaren Flammgeschwindigkeiten von den Kraftstoffen Benzin, Ethanol und Methanol dargestellt. Dabei sind deutlich höhere Werte von beiden Alkoholen gegenüber Benzin zu erkennen, speziell im Bereich eines stöchiometrischen und leicht mageren Luftverhältnisses.

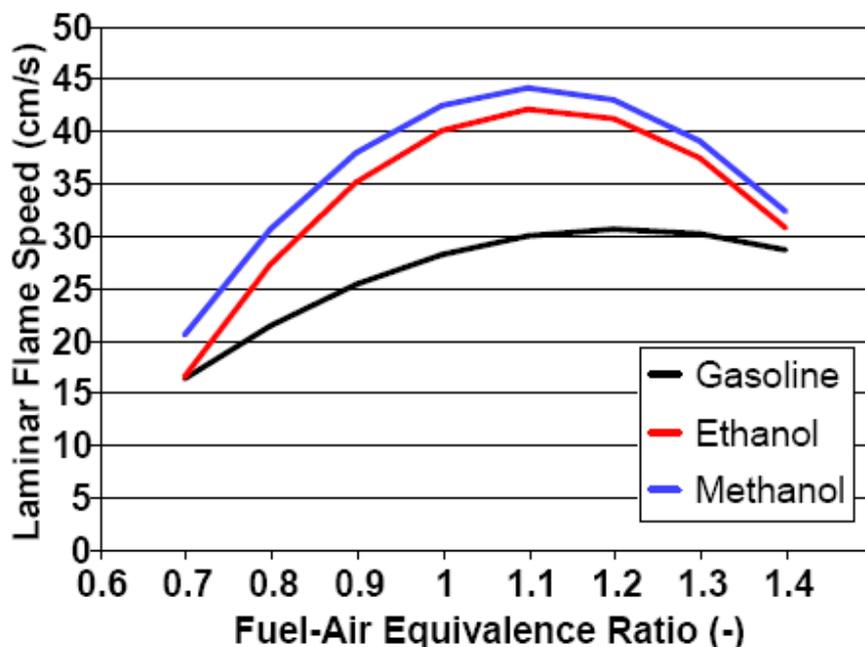


Abbildung 3-7: Laminare Flammgeschwindigkeit von Benzin, Ethanol und Methanol über der Luftzahl; [87].

Dies deutet auf ein schnelleres Durchbrennverhalten hin, jedoch können diese Werte aufgrund der sehr schnell ablaufenden Druck- und Temperaturänderungen und sehr starken Turbulenzen nicht direkt auf den Motorbetrieb übertragen werden. Trotzdem ist davon auszugehen, dass diese Flammgeschwindigkeit neben dem hohen Sauerstoffgehalt in Alkoholen auch für die schnellere Energieumsetzung bei der Verbrennung beiträgt.

### 3.8 Wasseraufnahmevermögen

Die Wasseraufnahmefähigkeit von Kohlenwasserstoffen ist sehr gering, während die gebundene OH-Gruppe für die hohe Wasserlöslichkeit des Ethanols verantwortlich ist: Durch die Befähigung der OH-Gruppe zur Wasserstoffbrückenbindung bilden sich diese Bindungen auch zu den H<sub>2</sub>O-Molekülen aus. Die hygroskopische Wirkung des Alkohols kann bei Vorhandensein einer separaten Wasserphase zu einer Entmischung in einzelne Teilphasen führen:

Wie in Abbildung 3-8 zu erkennen, nimmt das Wasseraufnahmevermögen von ethanolhaltigen Kraftstoffen mit steigendem Ethanolgehalt zu. In Anwesenheit von Wasser besteht speziell bei Low-Level Blends, d.h. geringen Ethanolkonzentrationen im Kraftstoff wie z.B. die von der EU-Direktive [32] vorgesehenen, die Gefahr, dass sich das Benzin-Alkoholgemisch in zwei Phasen trennt, wobei im Tank oben eine leichtere Kohlenwasserstoff-Alkohol-Phase und unten eine Alkohol-Wasser-Phase entsteht. Durch die geänderten Stoffeigenschaften kann die untere Phase besonders bei tiefen Temperaturen zu Startproblemen führen. Bei den in Brasilien am Markt erhältlichen Kraftstoffen und möglichen Mischungen für Flex Fuel Fahrzeuge (grüne Linie in Abbildung 3-8) können sich trotz des 7%Vol Wassergehalts in E100 keine zwei separaten Phasen im Tank bilden.

Neben der möglichen Entmischung und einer korrosiven Wirkung auf Metalle bringt das Vorhandensein von Wasser auch eine Änderung der Kraftstoffeigenschaften mit sich. In [80] wurde ein E5-Kraftstoff mit Wasser versetzt, was sich sowohl in einer Absenkung der Oktanzahl als auch in einer Verschärfung der Dampfdruckanomalie äußerte. Für eine Verbesserung der Mischbarkeit von Benzin-Ethanol Mischkraftstoffen wurden auch bei weiteren Untersuchungen höhere Alkohole (IBA und TBA) beigemischt, welche das Wasseraufnahmevermögen steigern und somit der Bildung eines Zweiphasengebiets entgegensteuern. Bei Verwendung von ETBE als Ethanolersatz bei geringen Beimischungen besteht die Gefahr einer Phasentrennung nicht, da es so wie Benzin eine sehr geringe Wasserlöslichkeit besitzt. Für den Vertrieb ist dies wesentlich leichter, jedoch ist die Herstellung von ETBE auch wesentlich kostenintensiver.

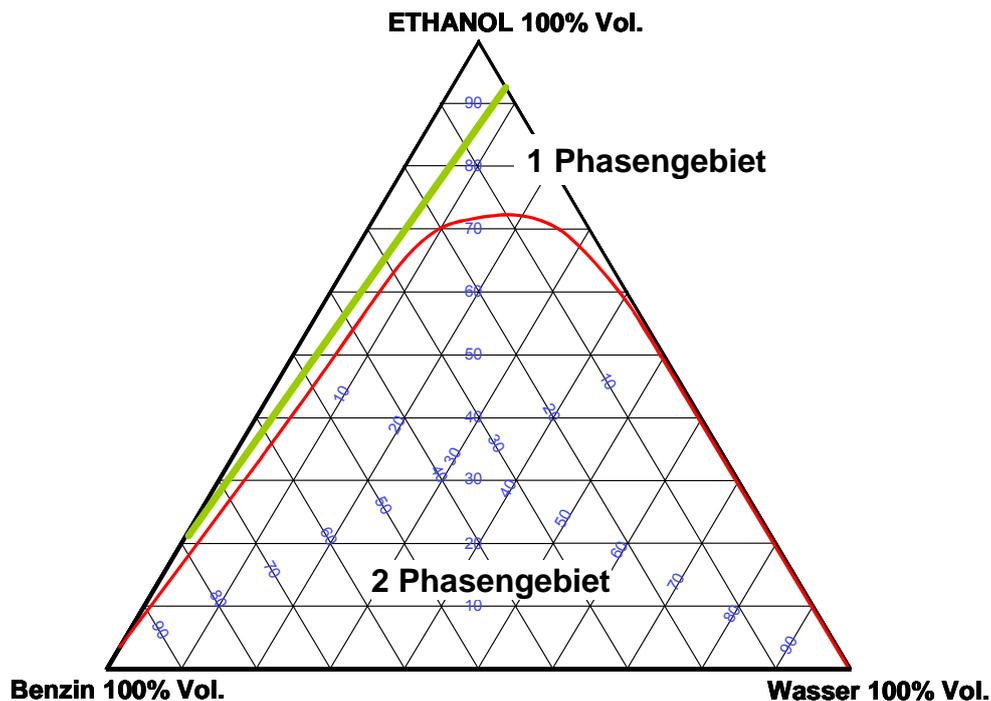


Abbildung 3-8: Gibb'sches Phasendiagramm für Mischungen aus Wasser, Ethanol und Benzin bei 24°C; [88].

### 3.9 CO<sub>2</sub> – Emissionen

Um die ehrgeizigen Zielen der ACEA-Selbstverpflichtung von durchschnittlichen Kohlendioxidemissionen der Fahrzeugflotten von 120g CO<sub>2</sub>/km zu erreichen, ist es in erster Linie notwendig den Kraftstoffverbrauch über ein geringeres Fahrzeuggewicht abzusenken. Zusätzliches Potenzial bieten u.a. Effizienzsteigerungen am Antriebsstrang, Reduktionen im Bereich des Fahrwiderstandes und Hybrid- sowie Brennstoffzellen-Technologien. Jedoch bestehen nach [89] auch drei wesentliche Maßnahmen, um über den Kraftstoff die CO<sub>2</sub>-Emissionen abzusenken: die Bildung eines geschlossenen CO<sub>2</sub>-Kreislaufs (Well-to-Wheel) über nachwachsende Rohstoffe, die Kraftstoffzusammensetzung (Kohlenstoffgehalt) selbst und die Steigerung des motorischen Wirkungsgrades über Nutzung der Kraftstoffeigenschaften.

#### 3.9.1 Well-to-Wheel Betrachtung

„Well-to-Wheel“ (WTW) steht für die Betrachtung der Gesamtkette von der Kraftstoffbereitstellung bis zur Verwendung in Fahrzeugen, wobei „Well“ (Bohrloch bzw. Quelle) für die klassische Bereitstellung von fossilen Kraftstoffen und „Wheel“ (Rad) für die Verwendung des Kraftstoffes im Fahrzeug steht, [90]. Hierfür werden unterschiedliche Bereiche wie die Förderung/Feldarbeit, die Konversion, der Transport und die Verteilung sowie die Emissionen nach dem Motor aber auch der

Nettoertrag/Output, die Düngemittelproduktion, die Koppelprodukte und die Schlemphenverwertung bewertet.

Biogene Kraftstoffe bieten gegenüber fossilen ein zusätzliches CO<sub>2</sub>-Einsparungspotenzial, da das beim Verbrennungsvorgang entstehende Kohlendioxid von den nachwachsenden Rohstoffen (Pflanzen) über die Photosynthese aufgenommen und für ihr Wachstum benötigt wird. Dieses Emissionsreduktionspotenzial ist aber sehr stark von der Rohstoffwahl, Tabelle 1-1 in Kapitel 1.2, sowie einem nachhaltigen und optimierten Herstellungsprozess abhängig. Dabei bietet die Erzeugung des Ethanols aus der Pflanzenfrucht (Konversion) das größte Optimierungspotenzial in der Erzeugerkette von der landwirtschaftlichen Produktion bis zur Verwendung im Kraftstoffsektor, [91].

Wie bereits in Kapitel 1.2 erwähnt, werden bestimmte Nebenprodukte der Ethanolherstellung immer öfter verwendet, um Energie für den Herstellungsprozess zu erzeugen, eine geringere Abhängigkeit von fossilen Energieträgern und somit eine Verbesserung der CO<sub>2</sub>-Bilanz zu erreichen. In [92] werden zwei unterschiedliche Ansätze vorgestellt, welche mittels Simulation das Substitutionspotenzial an Prozessenergie über Reststoffe aufzeigen:

Zum einen wird die Schlempe unter Ausschluss von Sauerstoff in einem oder mehreren Fermenter(n) vergoren und dabei Biogas hergestellt, welches zu 60-70% aus Methan und 30-40% aus Kohlendioxid besteht. Die Biogasanlage wird zum Antrieb von Blockheizkraftwerken (Kraft-Wärme-Kopplung) oder gasbetriebenen Dampferzeugern und somit zur Erzeugung von elektrischem Strom und Wärme für den Herstellungsprozess genutzt. Gleiches geschieht auch in brasilianischen Anlagen mit der Bagasse, den anfallenden Faserstoffen aus der Zuckerrohrvergärung. Aufgrund des geringen Nährwertes wird diese nicht als Futtermittel eingesetzt, sondern die Restenergie über eine teils mehrstufige Vergärung in den Energiekreislauf der Destillerie zurückgeführt.

Zum anderen kann über die Verbrennung von Stroh, das bei der Ernte von Getreide anfällt, Energie für die Ethanolherstellung gewonnen werden. Bei einem kombinierten Einsatz dieser beiden Methoden kann der Energiebedarf inklusive der Herstellung von Maiskleberfutter in getrockneter Form (DDGS, Distillers' Dried Grains with Solubles) für bestimmte Anlagen vollständig abgedeckt werden.

Wesentlich bei der WTW-Analyse sind die Treibhausgasemissionen, welche sich aus Kohlendioxid CO<sub>2</sub>, Methan CH<sub>4</sub> und Lachgas N<sub>2</sub>O zum sogenannten CO<sub>2</sub>-Äquivalent zusammensetzen. Im Falle von Bioethanol werden die Treibhausgasemissionen maßgeblich durch die N<sub>2</sub>O-Emissionen aus der Stickstoffdüngung, die Wahl des Energieträgers für die Prozesswärme sowie die Nutzung des Nebenproduktes bestimmt, [93].

In Abbildung 3-9 ist das CO<sub>2</sub>-Äquivalent von verschiedenen Rohstoffen für die Ethanolherzeugung gegenüber Benzin dargestellt. Die Daten stammen aus einer europäischen Studie, [94], in der eine Vielzahl zukünftiger Kraftstoffe unter der Annahme der Fahrzeugtechnologie im Jahr 2010 hinsichtlich des Energieverbrauchs und der Treibhausgasemissionen miteinander verglichen werden.

Bei lignozellulosehaltigen Rohstoffen führt der hohe Nettoenergieertrag zu dem großen Einsparungspotenzial von über 85%. Die Unterschiede zwischen Holz und Stroh sind auf verschiedene Prozesschemikalien zurückzuführen.

Mit dem brasilianische Zuckerrohr kann aufgrund des hohen Flächenertrags und der geringen fossilen Primärenergieverbrauchs (laut [94] ausschließlich für Transport) das CO<sub>2</sub>-Äquivalent um etwa 80% gegenüber Benzin reduziert werden. Außerdem wurde die Produktivität bei der Zuckerrohrherstellung während der letzten 20 Jahren mit Hilfe von Kapazitätserweiterungen, höheren Ethanol- und Energieausbeuten und Optimierung der Nebenproduktverwertung deutlich gesteigert, [95].

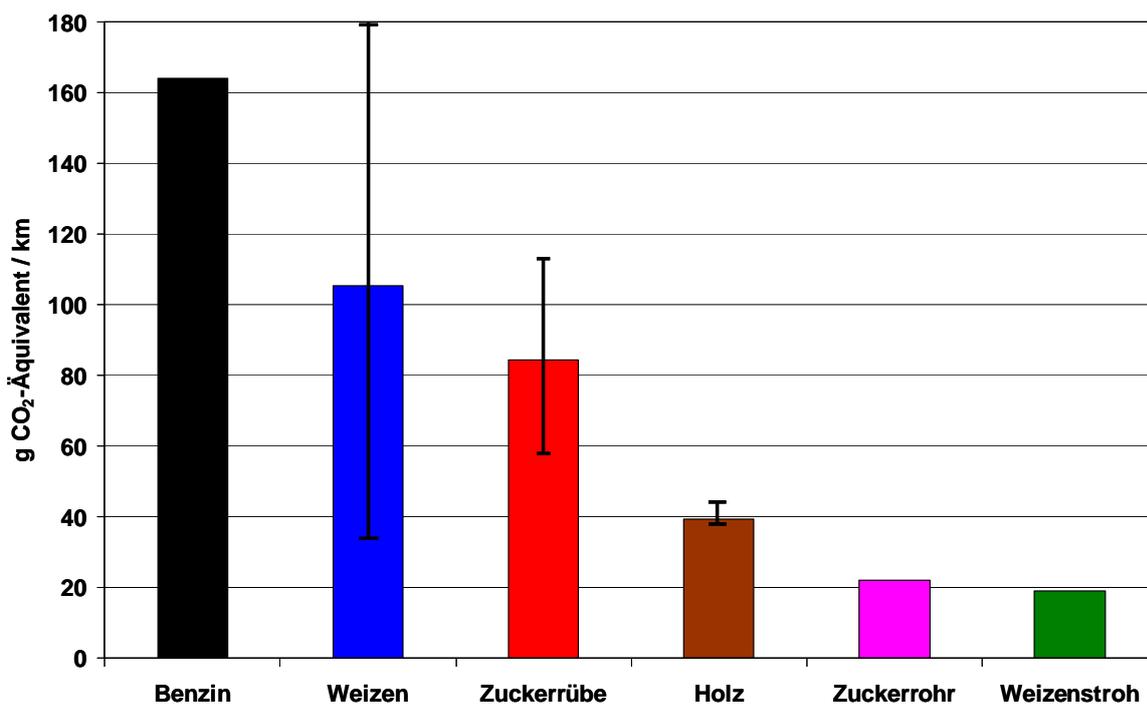


Abbildung 3-9: Vergleich des mittleren CO<sub>2</sub>-Äquivalents von Benzin und Ethanolrohstoffen für das Jahr 2010 auf Basis eines saugrohreinspritzenden Motors; Datenquelle: [94].

Bei den derzeit in Europa vorwiegend eingesetzten Rohstoffen für die Ethanolproduktion sind die Treibhausgasreduzierungen geringer und es zeigen sich deutlich größere Bandbreiten bzw. Streuungen. Im Falle von Weizen und dem Einsatz von Braunkohle als Energieträger ist es sogar möglich, dass sich im

Lebenszyklus von Bioethanol ein höheres CO<sub>2</sub>-Äquivalent einstellt als bei fossilem Benzin, Abbildung 3-10. Hingegen zeigt sich bei anderen Prozessenergien und -technologien ein deutliches Reduktionspotenzial gegenüber Benzin (163g CO<sub>2</sub>-Äqu./km). Durch konventionelle Produktion über Erdgas senken sich die Emissionen um etwa 30%, bei Kraft-Wärme-Kopplungsanlagen in Verbindung mit einer Gasturbine um 45% und bei Verwendung von Stroh als Prozessenergieträger sogar um 70%. In Abhängigkeit des jeweiligen Verfahrens wird die Bilanz nochmals um 10 bis 30% verbessert, wenn Nebenprodukte als Brennstoff für den Herstellungsprozess und nicht als Tierfutter eingesetzt werden.

Tatsächlich kommt es jedoch zu größeren Abweichungen von diesen Werten, beispielsweise durch den hohen Düngemittelleinsatz, Brandrodungen für den Anbau von Rohstoffen oder preislich bedingte weite Transportwege (Import von brasilianischen Ethanol nach Schweden).

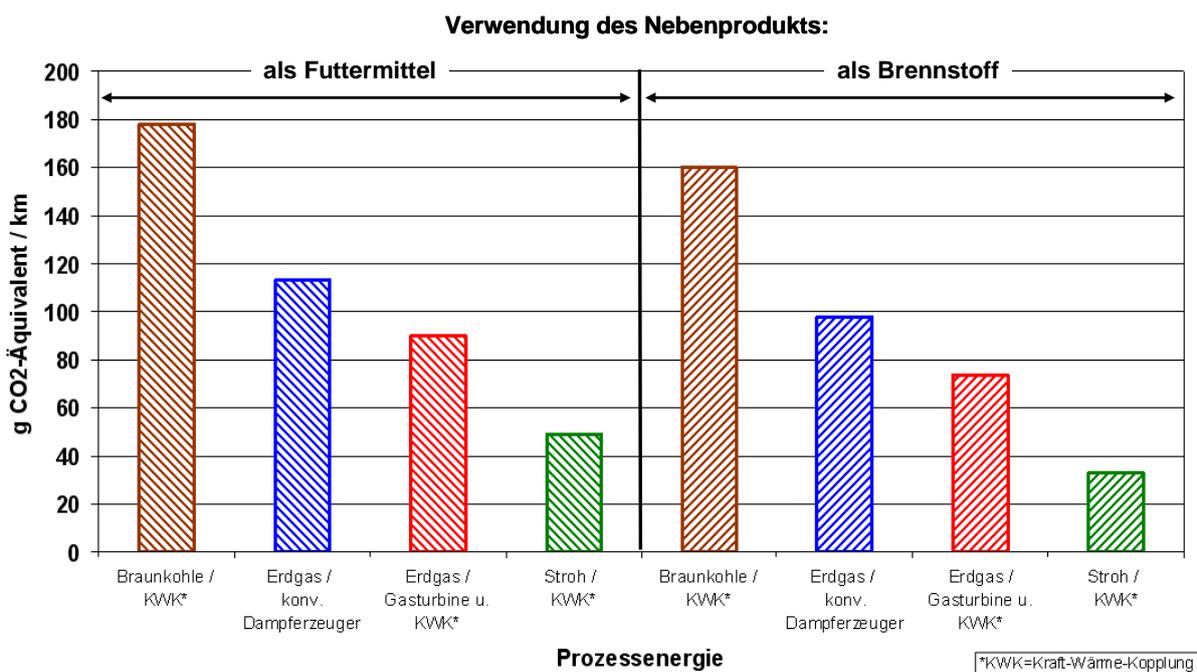


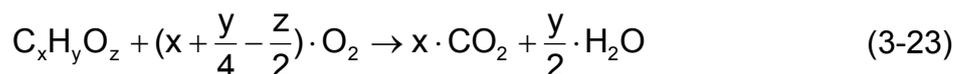
Abbildung 3-10: Einfluss der Prozessenergie und des Nebenprodukts auf das CO<sub>2</sub>-Äquivalent bei Verwendung von Weizen als Ethanolrohstoff; Datenquelle: [94].

### 3.9.2 Tank-to-Wheel Betrachtung

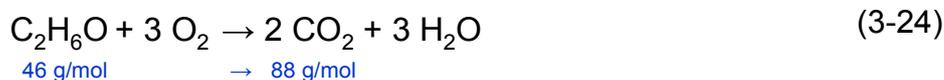
Um die CO<sub>2</sub>-Einsparungen von Ethanol ausschließlich im Fahrzeugbetrieb zu evaluieren, wird der Bereich Tank-to-Wheel detailliert über die Kraftstoffzusammensetzung und den motorischen Wirkungsgrad betrachtet.

### 3.9.2.1 Kraftstoffzusammensetzung

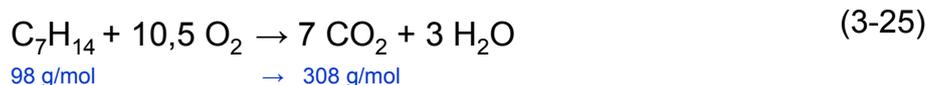
Hinsichtlich der Kraftstoffzusammensetzung wird sehr oft davon ausgegangen, über das Verhältnis Kohlenstoff zu Wasserstoff bei Kraftstoffen auf ein Kohlendioxidabsenkungspotenzial schließen zu können. Im Falle des analysierten Ethanols, Tabelle 3-1 in Kapitel 3.1, ist das C/H-Verhältnis von 3,98 deutlich geringer als jenes von dem EuroSuper Kraftstoff mit einem C/H-Verhältnis von 6,33. Bei einer genaueren Betrachtung der entstehenden CO<sub>2</sub>-Emissionen von diesen beiden Kraftstoffen über Verbrennungsgleichungen und den stöchiometrischen Luftbedarf bzw. Kraftstoffverbrauch relativiert sich jedoch diese erste Abschätzung. Aus der Verbrennung eines Kohlenwasserstoffes mit der chemischen Struktur C<sub>x</sub>H<sub>y</sub>O<sub>z</sub> entsteht im Idealfall bei stöchiometrischen Verhältnissen nur Kohlendioxid und Wasser, Gleichung 3-23, sowie Wärme und mechanische Arbeit. Da die Verbrennung nicht ideal abläuft, entstehen jedoch auch Schadstoffe wie CO, C<sub>x</sub>H<sub>y</sub>, NO<sub>x</sub>, Ruß und Partikel etc., welche jedoch nur ca. 1% der gesamten Abgasmenge ausmachen und bei dieser Betrachtung vernachlässigt werden.



Für den reinen Stoff Ethanol ergibt sich folgende Gleichung 3-24:



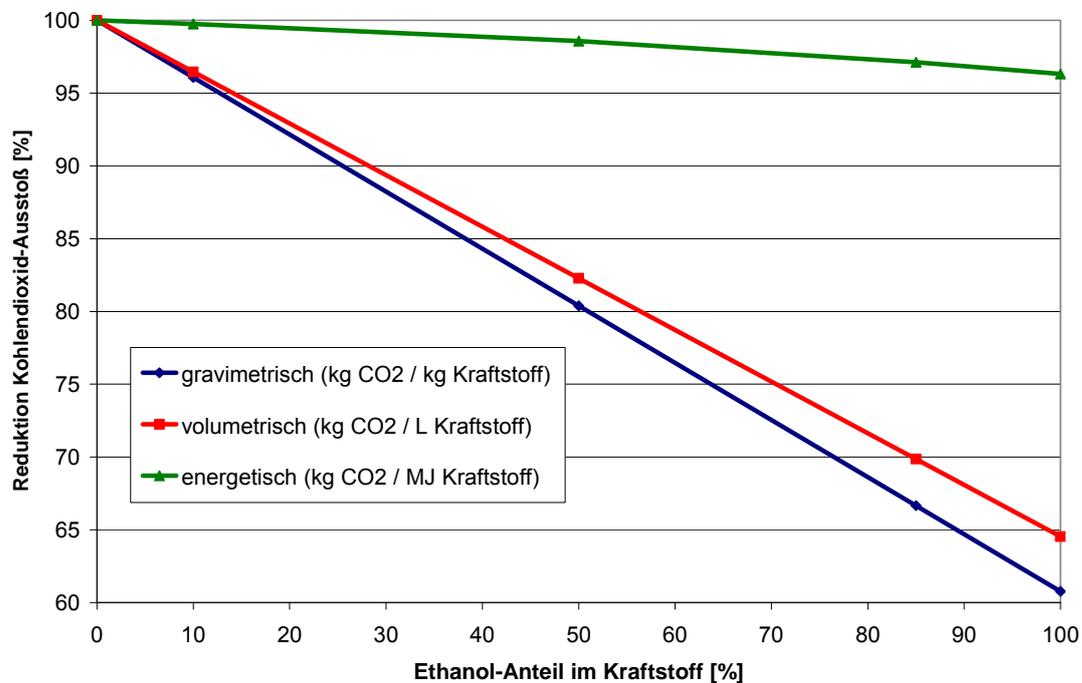
Dahingegen besteht Benzin aus vielen verschiedenen Kohlenwasserstoffgruppen, weshalb für die Verbrennungsgleichung eine durchschnittliche Formel angenommen werden muss. Die in der Literatur recherchierte Molmasse von etwa 98 g/mol, Tabelle 3-1 in Kapitel 3.1, ergibt somit C<sub>7</sub>H<sub>14</sub> als chemische Formel für Benzin in Gleichung 3-25:



Aus den Molgewichten und Verhältniszahlen der Gleichungen ergibt sich, dass bei der Verbrennung von 1 Kilogramm (1 Liter) Ethanol 1,91kg (1,51kg) Kohlendioxid und von 1 Kilogramm (1 Liter) Benzin 3,14kg (2,33kg) Kohlendioxid entsteht. Letztgenannter Wert stimmt gut mit einem Mittelwert von 3,17kg CO<sub>2</sub>/kg Benzin aus der Literatur, [96], überein. In Abbildung 3-11 ist die Verringerung des CO<sub>2</sub>-Austoßes über dem Ethanolgehalt dargestellt.

Für die Berechnung der Werte wurden Heizwerte sowie Dichten aus Tabelle 3-1 in Kapitel 3.1 herangezogen und für die Mischkraftstoffe zwischen Benzin und Ethanol interpoliert. Aufgrund der höheren Dichte des Alkohols reduziert sich bei volumetrischer Betrachtung des Kraftstoffes das Kohlendioxideinsparungspotenzial von maximal 39% auf 35%.

Für eine objektive Betrachtung des tatsächlichen Potenzials sollte der Heizwert eines Kraftstoffes herangezogen werden. Bei einem energetischen Vergleich entsteht bei Verbrennung des alternativen Kraftstoffes 71g CO<sub>2</sub>/MJ gegenüber 74g CO<sub>2</sub>/MJ beim konventionellen Kraftstoff. Somit führt die Kraftstoffzusammensetzung von Ethanol zu einer maximalen Kohlendioxidminderung von etwa 4% im Vergleich zu Benzin.



**Abbildung 3-11:** Reduktion des emittierenden Kohlendioxids über dem Ethanolgehalt bei gravimetrischer, volumetrischer und energetischer Betrachtung des Kraftstoffes

### 3.9.2.2 Motorischer Wirkungsgrad

Das im vorherigen Kapitel berechnete CO<sub>2</sub>-Einsparungspotenzial soll Messungen an einem saugrohreinspritzenden Motor, welcher in Kapitel 4.1 beschrieben ist, gegenübergestellt werden. In Abbildung 3-12 zeigt sich in repräsentativen Lastpunkten, dass sich bei entsprechender Kalibrierung der Motorsteuerung die Stoffeigenschaften von Ethanol positiv auf die CO<sub>2</sub>-Emissionen auswirken. Bereits im Teillastpunkt mit einer Drehzahl  $n=2000$  U/min und einem effektiven Mitteldruck  $p_{me}=2$ bar wird das theoretische Kohlendioxid-Reduktionspotenzial in den dargestellten Ethanolkonzentrationen durchwegs unterschritten. Dies ist auf eine

kürzere Brenndauer mit steigendem Ethanolgehalt zurückzuführen, welche den Wirkungsgrad des Motors steigert. Der theoretische Kraftstoffmehrverbrauch aufgrund des geringeren Heizwertes von Ethanol gegenüber Benzin, Tabelle 3-1 in Kapitel 3.1, wird dadurch entsprechend gesenkt, was wiederum die spezifischen Kohlendioxidemissionen verringert.

Aufgrund der hohen Oktanzahl und Verdampfungswärme von Ethanol kann der Motor bei höheren Lasten bei steigendem Alkoholanteil im Kraftstoff effizienter betrieben werden. Hierfür ist die thermodynamische Lage des Verbrennungsschwerpunktes verantwortlich, welche im Falle von reinem Ethanol auf dem Optimum von 7-8°KWnZOT liegt. Hingegen musste aufgrund auftretender Klopfereignisse mit fallendem Ethanolgehalt ein späterer Zündwinkel gewählt werden. Beim Einsatz von E0 (EuroSuper) ergaben sich daher Schwerpunktslagen von 11°KWnZOT (bei  $p_{me}=9\text{bar}$ ) bzw. 13°KWnZOT (an der Volllast). In Kombination mit einer kürzeren Brenndauer senkten sich bei E100 daher die spezifischen Kohlendioxidemissionen um bis zu 9% gegenüber E0. Diese stellten auch das Maximum im gesamten Motorkennfeld dar. Ausführliche Teillast- und Volllastergebnisse dieses Motors sind in Kapitel 4.2 erläutert.

Bei ausschließlicher Verwendung von hohen Ethanol Blends kann das Verdichtungsverhältnis entsprechend angepasst werden, welches unmittelbar den motorischen Wirkungsgrad und somit das mögliche CO<sub>2</sub>-Einsparungspotenzial steigern würde.

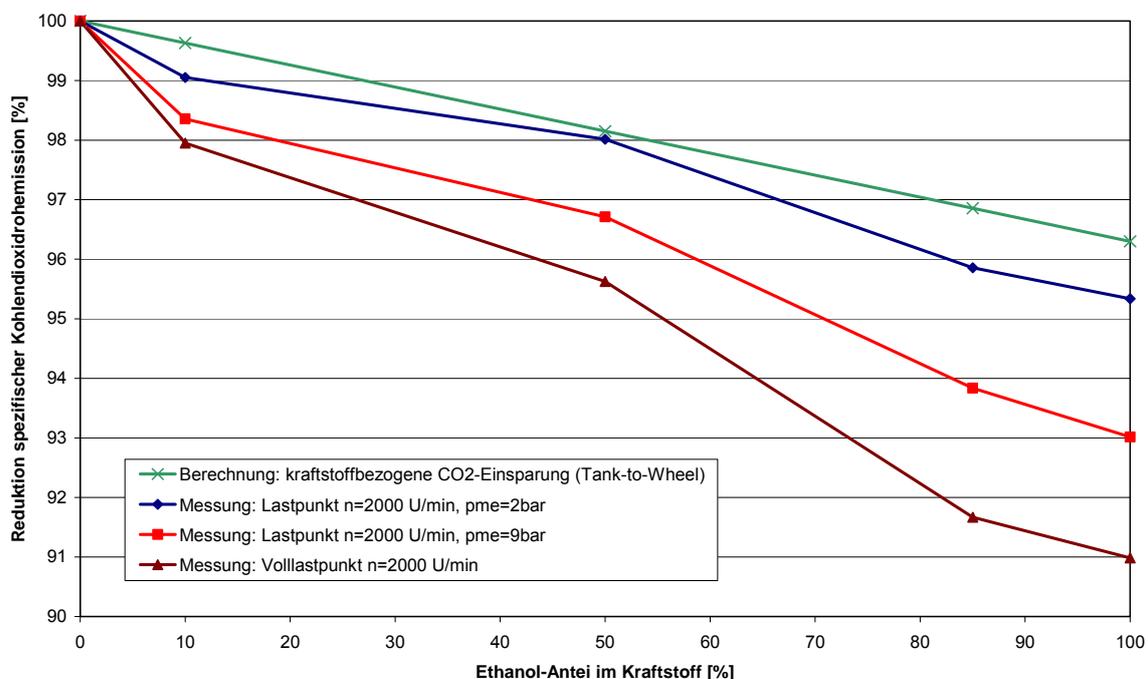


Abbildung 3-12: Spezifische CO<sub>2</sub>-Emissionen über dem Ethanolgehalt in unterschiedlichen Lastpunkten eines 1,6l Kanaleinspritzmotors

### 3.10 Zusammenfassung

Auf Basis von Kraftstoffanalysen des eingesetzten Ethanols und Benzins konnten, ergänzt durch Werte aus der Literatur, wichtige Kenngrößen für den Motorbetrieb berechnet und erläutert werden.

In Bezug auf die Motorleistung ergeben sich bei der Berechnung des relevanten Gemischheizwertes im Falle von Direkteinspritzung mit  $3,6\text{MJ/m}^3$  gleiche Werte für Benzin und Ethanol. Die höhere Temperaturabsenkung des Gemisches bei der Verdampfung von Ethanol ( $99^\circ\text{C}$ ) gegenüber Benzin ( $31^\circ\text{C}$ ) aufgrund unterschiedlicher Enthalpien kann die Zylinderfüllung theoretisch positiv beeinflussen. In Kombination mit der hohen Oktanzahl des Alternativkraftstoffes und einer höheren laminaren Flammgeschwindigkeit lässt sich eine Wirkungsgradsteigerung im Falle von Ethanol bei entsprechender Applikation des Motors vorhersagen.

Mit den analysierten Dampfdruck- und Siedekurven ist eine detaillierte Betrachtung der Kaltstartproblematik für hohe Ethanolbeimischungen möglich. So zeigt sich bei den analysierten Kraftstoffen, dass die Reduzierung des Ethanolanteils von 85% auf etwa 70% während der Wintermonate in den USA eine deutliche Steigerung des Dampfdrucks von 40kPa auf 55kPa und einen früheren Siedebeginn bei  $45^\circ\text{C}$  gegenüber  $60^\circ\text{C}$  mit sich bringt. Zudem trägt eine geringere Verdampfungswärme von E70-Kraftstoff zu einer Verbesserung des Startverhaltens bei.

Bei einer genauen Betrachtung der  $\text{CO}_2$ -Emissionen wird deutlich, dass das Einsparungspotenzial von Bioethanol gegenüber Benzin hauptsächlich von dem Rohstoff und der Nachhaltigkeit im Herstellungsprozess abhängig ist:

Bei einer ausschließlichen Tank-to-Wheel Betrachtung ist das deutlich geringere C/H-Verhältnis von Ethanol gegenüber Benzin aufgrund des unterschiedlichen Heizwertes nicht aussagekräftig. Betrachtet man ausschließlich die chemische Kraftstoffzusammensetzung bei der Verbrennung von Ethanol werden lediglich 4% Kohlendioxid bei gleicher energetischer Basis eingespart. Anhand von Untersuchungsergebnissen von einem saugrohreinspritzenden Motor zeigte sich aber, dass bei einer optimalen Motorapplikation auf die jeweilige Ethanolkonzentration ein weiteres Potenzial vorhanden ist. In Abhängigkeit des Lastbereiches kann der motorische Wirkungsgrad aufgrund der Stoffeigenschaften von Ethanol gesteigert und somit die spezifischen  $\text{CO}_2$ -Emissionen um bis zu 9% abgesenkt werden. Im Falle einer ganzheitlichen Well-to-Wheel Analyse und einer Verwendung von Lignozellulose als Rohstoff für die Ethanolherstellung wird hingegen das  $\text{CO}_2$ -Äquivalent um 85% gegenüber Benzinkraftstoff verringert.

## 4 Untersuchungen mit Benzin-Ethanol Blends

### 4.1 Versuchsträger

#### 4.1.1 Kanaleinspritzmotor

Als saugrohreinspritzender Versuchsträger kam ein 1,6l Tritec-Motor, Abbildung 4-1, zum Einsatz, welcher in Brasilien gefertigt wird. Nachstehend werden die technischen Daten des Motors angeführt, welcher für den Ethanolbetrieb mit einem speziellen Zylinderkopf ausgestattet ist:

Bauart:	Wassergekühlter 4-Zylinder-Reihenmotor mit einer obenliegenden Nockenwelle (ohne Verstellung)
Zylinderkopf:	4 Ventile/Zylinder, gehärtete Ventile und Ventilsitze für den Einsatz von Ethanol
Hubraum:	1598 cm <sup>3</sup>
Bohrung:	77 mm
Hub:	85,8 mm
Verdichtungsverhältnis:	10,5:1
max. Motorleistung:	85 kW bei 5800 min <sup>-1</sup>
max. Drehmoment:	149 Nm bei 4750 min <sup>-1</sup>



Abbildung 4-1: Saugrohreinspritzender 1.6l Ottomotor

Während den Untersuchungsreihen mit diesem Versuchsträger wurden drei unterschiedliche Injektoren eingesetzt. Die Serieninjektoren, welche einen stationären Durchfluss von 2,2g/s bei einem Kraftstoffdruck von 3bar besitzen, wurden für die Basisvermessung des Motors mit Benzin verwendet. In Folge wurden

die Injektoren der aufgeladenen Variante des 1,6l Motors mit einem Durchfluss von 4,3g/s bei 3bar Systemdruck eingesetzt, um einen höheren Durchsatz für den Einsatz von Ethanolmischkraftstoffen zu gewährleisten.

Für die Kaltstartuntersuchungen kamen beheizte Injektoren der Fa. Continental Automotive (vormals: Siemens VDO) zum Einsatz, welche intern als SVS (Siemens Variable Spray) Injektoren bezeichnet und bei 3bar Systemdruck einen Durchfluss von 1,9g/s besitzen. Diese Injektoren werden in Kapitel 4.3 näher beschrieben.

#### 4.1.2 Direkteinspritzmotor

Für die Untersuchungen an einem direkteinspritzenden Versuchsträger mit Ethanol Blends wurde der 1,4l TSI – Motor von Volkswagen, Abbildung 4-2, herangezogen. Im Folgenden sind die technischen Daten aufgelistet:

Bauart:	Wassergekühlter 4-Zylinder-Reihenmotor mit zwei obenliegenden Nockenwellen (einlassseitiger Phasensteller)
Zylinderkopf:	4 Ventile / Zylinder
Aufladung:	Kompressor und Abgasturbolader
Hubraum:	1396 cm <sup>3</sup>
Bohrung:	76,5 mm
Hub:	75,6 mm
Verdichtungsverhältnis:	10:1
max. Motorleistung:	125 kW bei 6000 min <sup>-1</sup>
max. Drehmoment:	240 Nm von 1750 min <sup>-1</sup> bis 4500 min <sup>-1</sup>
max. Ladedruck:	2,5bar (absolut)
Einspritzventil:	Hochdruck mit 6-Loch Anordnung
max. Einspritzdruck:	150 bar



Abbildung 4-2: Direkteinspritzender 1.4l Ottomotor mit Doppelaufladung; [97].

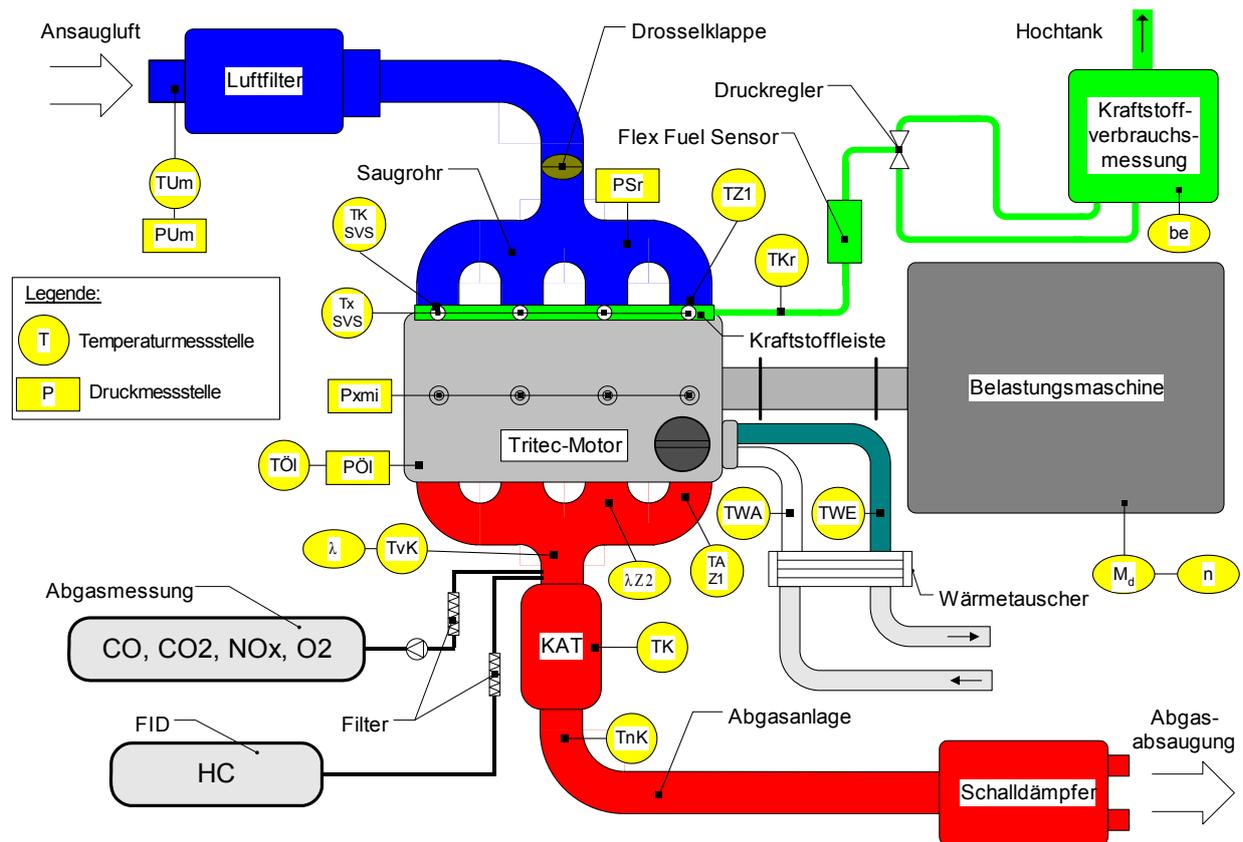
Die Besonderheit dieses Motors, welcher in [97] ausführlich beschrieben ist, liegt in der Kombination von Benzindirekteinspritzung, doppelter Aufladung (mechanischer Kompressor und Abgasturboaufladung) und Downsizing. Durch die Verkleinerung des Hubvolumens und somit geringeren Reibungsverlusten werden ein niedrigerer Kraftstoffverbrauch sowie hoher Wirkungsgrad erzielt.

Im Motorbetrieb werden Spitzenwerte wie ein Mitteldruck von 21,7bar und eine spezifische Leistung von 90 kW pro Liter Hubraum erreicht. Mit dem verwendeten Aufladungskonzept, bei dem der Kompressor und der Abgasturbolader in Reihe geschaltet sind, lässt sich ein maximaler Ladedruck von 2,5bar erzielen und das Nennmoment über einen weiten Drehzahlbereich halten. Während der Turbolader auf optimalen Betrieb im höheren Drehzahlbereich ausgelegt ist, liefert der auf dem Roots-Prinzip basierende mechanische Lader im unteren Drehzahlbereich den erforderlichen stationären Ladedruck. Zur Regelung des Ladedrucks sowie als Überlastungsschutz bei raschem Lastabfall oder schnellem Schließen der Drosselklappe werden sowohl frischluftseitig ein Schubumluftventil als auch abgasseitig ein Wastegate eingesetzt.

Zudem ist zur Regelung von Füllung und Ladungsbewegung der Versuchsträger serienmäßig mit einer verstellbaren Einlassnockenwelle sowie Ladungsbewegungsklappen, die die Ansaugkanäle bis zu 50% verschließen, ausgestattet.

### 4.1.3 Motorprüfstand und Messtechnik

In Abbildung 4-3 ist der schematische Motorprüfstands Aufbau für die Untersuchungen mit dem Saugmotor abgebildet. Der 4-Zylindermotor ist über eine Kardanwelle mit der Belastungsmaschine, einer Zöllner-Wirbelstrombremse vom Typ B-220 AC mit einem Drehzahlbereich bis 6500<sup>1</sup>/min und einer maximalen Bremsleistung von 160 kW gekoppelt. Die Belastungsmaschine ist als Pendelmaschine ausgeführt, wobei am Pendelarm eine Kraftmessdose zur Bestimmung des abgegebenen Drehmoments eingebaut ist. Ausgewertet wird das Messsignal über einen Zöllner DAE 4112 Messverstärker. Die Erfassung der Motordrehzahl erfolgt mittels einer Zahnscheibe an der Bremse und einer Auswerteeinheit der Fa. Zöllner PMVE 14/789. Damit kann die Belastungsmaschine drehzahl- und drehmomentgeregelt betrieben werden.



be...Kraftstoffverbrauch	TKSVS...Kraftstofftemp. SVS-Injektor
CO,CO2,NOx,O2,HC...Emissionen	TnK... Temperatur nach Katalysator
Md...Drehmoment	TÖl...Öltemperatur
n...Drehzahl	TUm...Umgebungstemperatur
PÖl...Öldruck	TvK...Temperatur vor Katalysator
PSr...Saugrohrdruck	TWA...Motor-Wasseraustrittstemperatur
PUm...Umgebungsdruck	TWE...Motor-Wassereintrittstemperatur
Pxmi...Indizierter Druck Zyl. x [1-4]	TxSVS...SVS-Injektorregeltemp. Zyl. x [1-4]
TAZ1...Abgastemperatur Zylinder 1	TZ1...Ansaugtemperatur Zylinder 1
TK...Katalysatortemperatur	$\lambda$ ...Lambdasonde
TKr... Kraftstofftemperatur	$\lambda$ Z2...Lambdasonde Zylinder 2

Abbildung 4-3: Schematischer Prüfstands Aufbau des saugrohreinspritzenden Motors

#### 4.1.3.1 Betriebsstoffe

Wie bereits in Kapitel 3 ausführlich beschrieben, wurden unterschiedliche Benzin-Ethanolmischungen untersucht, die aus Eurosuper ROZ 95 (Sommerqualität) und Ethanol auf volumetrischer Basis zusammengemischt wurden. In Tabelle 4-1 sind die Analysen sowie berechnete Stoffwerte aller untersuchten Kraftstoffvarianten angeführt.

Tabelle 4-1: Stoffwerte der untersuchten Kraftstoffe

Stoffwert	Einheit	E0	E20	E85	E100
Dichte	kg/m <sup>3</sup>	750	761	788,2	790
Research Oktanzahl (ROZ)	ROZ	95,3	101,3	104,5	111*
Motor Oktanzahl (MOZ)	MOZ	85,4	87,9	92,2	94*
Mittlere Molmasse	kg/kmol	98*	87,6**	53,85**	46,07
Massenanteil c	%	86,1	79,7	56,8	52,1
Massenanteil h	%	12,9	12,9	13	13,1
Massenanteil o	%	1	7,4	30,3	34,8
stöchiometr. Luftbedarf	kg/kg	14,26	13,25	9,65	8,96
Energie / kg Kraftstoff (Heizwert)	MJ/kg	42,57	39,98	28,95	26,86
Energie / kg Luft (stöch.)	MJ/kg	2,99	3,02	3,00	3,00
Energie / kg Gemisch (stöch.)	MJ/kg	2,79	2,81	2,72	2,70
Gemischheizwert (MPI)	MJ/m <sup>3</sup>	3,48	3,50	3,38	3,32
Gemischheizwert (DI)	MJ/m <sup>3</sup>	3,58	3,62	3,60	3,59

\*....Wert aus der Literatur, \*\*....Interpolation zwischen E0 und E100

Das Ethanol wurde aus steuertechnischen Gründen mit 1% Petrolether vergällt. Als Motoröl wurde für den Direkteinspritzmotor ein OMV eco extra SAE 5W-30 und für den Kanaleinspritzmotor ein OMV Syn Com SAE 5 W-40 eingesetzt.

#### 4.1.3.2 Kühl- und Kraftstoffkreislauf

Die Kühlmittelwärme wurde über einen Wasser/Wasser-Plattenwärmetauscher abgeführt. Die Regelung der Motorausstrittstemperatur erfolgt durch eine Verstellung des Sekundärflusses. Das motoreigene Thermostat wurde dabei ausgebaut und der Kurzschlusskreislauf verschlossen.

Für die Kaltstartuntersuchungen wurde der Kühlkreislauf umgebaut, da die Abkühlung mit dem Plattenwärmetauscher zwischen den Starts bei tiefen Temperaturen zu lange Zeit benötigte. Deshalb wurde stattdessen ein Luft-Wasser Wärmetauscher eingebaut, welcher mit zwei Ventilatoren unter Nutzung der kalten Umgebungsluft in der Klimakammer durchströmt wurde und die Startintervalle entsprechend verkürzte.

Die ethanolbeständige Verbrauchsmesseinrichtung setzt sich aus drei Einheiten zusammen: Das AVL Fuel Mass Flow Meter Typ 735S mit dem Kraftstoffkühlsystem AVL Fuel Temperature Control Typ 753 im Prüfstandsraum und dem AVL Instrument Controller Typ 4210 als Fernbedienungs- und Auswerteeinheit im Kontrollraum. Das AVL Fuel Mass Flow Meter basiert auf einem Coriolis- Massendurchflusssensor, der

eine kontinuierliche Messung sicherstellt. Es erfasst mit einer Frequenz von 10 Hz die Momentanwerte des Durchflusses.

Zudem wurde beim Prüfstands Aufbau speziell auf die Materialwahl der kraftstoffführenden Teile geachtet. Hierfür kamen spezielle Kraftstofffilter Typ WK 730/4 der Fa. Mann&Hummel zum Einsatz, welche in Flex Fuel Fahrzeugen eingesetzt werden. Die Kraftstoffleitungen selbst wurden mit edelstahlumhüllten Teflonleitungen ausgeführt.

Für die Bestimmung des Mischungsverhältnisses kam ein Flex Fuel Sensor der Fa. Continental Automotive zum Einsatz, welcher über ein dielektrisches Messprinzip den Alkoholgehalt im Kraftstoff feststellt, siehe auch Kapitel 2.2.3.1. Dieser Sensor wurde zwischen Druckregler und Kraftstoffleiste verbaut.

#### **4.1.3.3 Zylinderdruckindizierung**

Zur Erfassung des Zylinderdrucks wurden auf den Zylindern 1 bis 4 bei dem Saugmotor ungekühlte Quarz-Druckgeber der Fa. Kistler Typ 6052BQ02 (mit ölresistentem Kabel) adaptiert. Hierfür wurden entsprechende Hülsen gefertigt. Bei dem direkteinspritzenden Motor wurden gekühlte Quarze der Fa. Kistler vom Typ 6061B eingesetzt. Als Ladungsverstärker kamen bei beiden Motoren der Charge Amplifier 5011 der gleichen Firma zum Einsatz. Die Auswertung der Messsignale erfolgte mit einem AVL IndiModul Typ 621, wobei für jeden Messpunkt 150 Zyklen aufgezeichnet und gemittelt wurden.

#### **4.1.3.4 Luftzahl**

Die Messung der Luftzahl erfolgte mit einer UEGO-Sonde der Fa. NGK Typ LZA03-E1 und Controller TC-6300D-R1 im Abgaskrümmer. Bei den Kaltstartuntersuchungen wurde eine weitere Sonde im Krümmerrohr unmittelbar nach Zylinder 2 verbaut.

#### **4.1.3.5 Temperatur und Druck**

Die Temperaturmessungen wurden mittels Ni-Cr / Ni-Al (Typ K) Thermoelementen mit unterschiedlichen Durchmessern durchgeführt.

Die Messung des Saugrohrdruckes, des atmosphärischen Luftdruckes sowie des Abgasgedruckes erfolgte mittels piezoresistiven Absolutdrucksensoren der Fa. Bosch Typ 0273 003 206 bzw. Typ 0273 003 210.

#### **4.1.3.6 Abgasmesstechnik**

Für die Analyse der Abgasemissionen wurde ein Teilstrom im Abgaskrümmer vor dem Katalysator durch Entnahmesonden entnommen. Das Abgas wurde dabei über beheizte Vorfilter und beheizte Probenleitungen in einen Flammenionisationsdetektor bzw. in einen Abgasmessschrank geleitet. In Tabelle 4-2 werden die verwendeten Abgasanalysegeräte und Kalibriergase angeführt.

Für die Kaltstartuntersuchungen wurde ein Fast FID HFR 400 mit Line Heat Controller der Fa. Cambustion eingesetzt. Die Messzelle wurde wegen der tiefen Temperaturen außerhalb der Klimakammer aufgebaut und die Leitung von Entnahmestelle bis zum FFID wurde auf 180°C beheizt, um das Auskondensieren des Abgases zu verhindern.

Tabelle 4-2: Abgasanalysegeräte und Kalibriergase

<b>Abgaskomponente</b>	<b>Messgerät</b>	<b>Kalibriergas</b>
Kohlenmonoxid CO	Siemens Ultramat 5E-2R	0,5 vol% CO
Kohlendioxid CO <sub>2</sub>	Siemens Ultramat 5E	15,0 vol% CO <sub>2</sub>
Sauerstoff O <sub>2</sub>	Siemens Oxymat 5E	0,5 vol% O <sub>2</sub>
Stickoxide NO <sub>x</sub>	Tecan CLD 502	2200ppm NO
Unverbrannte Kohlenwasserstoffe HC	Testa FID 2000S	950 ppm C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>

#### **4.1.3.7 Datenerfassung und –speicherung**

Die am Prüfstand gemessenen Analogsignale und Temperaturen wurden von einem Burr-Brown-Prüfstandsmesssystem erfasst und über einen Rechner mit der Software Visual Designer der Fa. Intelligent Instrumentation am Bildschirm angezeigt. Bei den Stationäruntersuchungen wurden die Werte über einen Zeitraum von 60 Sekunden gemittelt. Zusätzlich wurden Motorsteuerungs-Messvariablen mit INCA aufgezeichnet, wobei ein Interface-Modul ES580 der Fa. ETAS eingesetzt wurde.

#### **4.1.3.8 Klimatisierung des Prüfstandes**

Für die Kaltstartuntersuchungen wurde eine Klimabox rund um den Motor aufgebaut. Dabei kam ein Klimaaggregat Typ Uniblock BRS 135T der Fa. Zanotti mit einer Leistung von 2,8kW zum Einsatz.

Neben dem bereits erwähnten Umbau der Kühlung für die Kaltstartuntersuchungen, wurde nach dem Klimakammeraufbau der Kraftstofftank in die Kammer versetzt und elektronische Geräte wie Ladungsverstärker, SVS-Regelunit und Starterbatterie außerhalb der Klimabox montiert.

## **4.2 Auswirkungen von Ethanolkraftstoffen im Motorbetrieb**

Um den Einfluss der verschiedenen Kraftstoffeigenschaften von Benzin und Ethanol auf das motorische Betriebsverhalten experimentell zu bestimmen, standen zu

Beginn stationäre Motorprüfstandsuntersuchungen im Teil- und Volllastbereich im Vordergrund. Die Ergebnisse werden in der Folge an den in Kapitel 4.1 beschriebenen Versuchsträgern mit unterschiedlichen Kraftstoffmischungen ausgeführt, wobei der Direkteinspritzmotor mit maximal 85% Ethanol im Kraftstoff und der saugrohreinspritzende Motor mit maximal E100 betrieben wurde. Ziel war das theoretische Potenzial von Ethanolkraftstoffen hinsichtlich Emissionsabsenkung sowie Wirkungsgrad- und Leistungssteigerung mit unterschiedlichen Motorkonzepten zu verifizieren und zu analysieren.

### 4.2.1 Teillast

Aus Gründen der Vergleichbarkeit der beiden Motorkonzepte und Übersichtlichkeit der Teillastuntersuchungen sind jeweils die Ergebnisse von drei ausgewählten Betriebspunkten dargestellt. Aufgrund der Wahl der Betriebspunkte können Aussagen für den am meisten benutzten Betriebsbereich gemacht werden.

Diese Untersuchungen wurden stationär bei betriebswarmen Motor mit einer Kühlwasser- und Öltemperatur von jeweils 90°C sowie geregelter  $\lambda=1$  Betrieb durchgeführt. Zudem wurde jeweils eine optimale Verbrennungsschwerpunktlage von 7-8°KWnZOT mittels der eingesetzten Indiziertchnik gewählt.

Die limitierten Abgasrohmissionen senken sich bei beiden Motoren deutlich mit steigendem Ethanolgehalt ab, Abbildung 4-4 und Abbildung 4-5: Bei dem Kanaleinspritzmotor und einem Einsatz von reinem Ethanol werden die Konzentrationen von Kohlenmonoxid um bis zu 30%, von Stickoxiden um bis zu 40% und die unverbrannten Kohlenwasserstoffe sogar um bis zu 60% reduziert. Hingegen fallen die Emissionsreduktionen bei dem Direkteinspritzmotor etwas geringer aus, was auf ein niedrigeres Emissionsniveau bei der Basismessung mit E0-Kraftstoff gegenüber dem Kanaleinspritzmotor als auch auf den eingesetzten maximalen Ethanolanteil von 85% (statt 100%) zurückzuführen ist. Auffällig ist jedoch, dass die NO<sub>x</sub>-Emissionen bei den beiden höheren Teillastpunkten bis zu einer Ethanolbeimischung von 50% nicht reduziert werden, teilweise sogar steigen, Abbildung 4-5. Dies deutet auf Gemischinhomogenitäten und hohe lokale Verbrennungsspitzen Temperaturen in diesen Lastpunkten bedingt durch die - bei der Direkteinspritzung - kürzere Zeitspanne für eine homogene Gemischaufbereitung im Brennraum. Dabei ist der höhere Sauerstoffgehalt mitverantwortlich, da auch bei Untersuchungen mit Biodiesekraftstoffen, welche einen Sauerstoffgehalt von etwa 11% besitzen, ein Anstieg der Stickoxide nachgewiesen wurde, [98]. Bei E85-Kraftstoff überwiegt wiederum der Einfluss der höheren Verdampfungswärme von Ethanol und der daraus resultierenden stärkeren Abkühlung des Gemisches, weshalb die Stickoxide dabei um 40% bzw. 20% verringert werden.

Durch die Hydroxylgruppe und der damit verbundenen Teiloxidation des Kohlenstoffes ist der Heizwert von Alkoholen zwar geringer als bei konventionellen

Ottokraftstoffen, jedoch wirkt sich der 35%-ige Sauerstoffanteil von Ethanol positiv auf die Homogenisierung des Luft-Kraftstoff Gemisches im Zylinder aus. Zudem wird der Anteil schwer siedender Bestandteile im Kraftstoff mit höherer Ethanolkonzentration geringer, was anhand der Siedeanalysen in Abbildung 3-6 (Kapitel 3.6) zu erkennen ist. Deshalb verdampfen hohe Ethanolmischkraftstoffe bereits bei einem geringeren Temperaturniveau vollständiger als Benzin, was die Gemischhomogenisierung entscheidend beeinflusst. In Verbindung mit einer erhöhten Reaktionsfähigkeit und einer schnelleren Verbrennung kommt es daher zu der kontinuierlichen Abnahme der CO-Konzentration sowie zu einer deutlichen Absenkung der HC<sub>3</sub>-Konzentration.

Die Auswertung der unverbrannten Kohlenwasserstoffe wurde mit einem Flammenionisations-Detektor (FID) durchgeführt. Das FID-Messsignal ist in erster Näherung der Anzahl der Kohlenstoffatome im Messgasstrom proportional. Organische Verbindungen mit Heteroatomen, wie z.B. der Sauerstoff im Alkohol, sprechen im Allgemeinen mit einer geringeren Empfindlichkeit bei dem eingesetzten Gerät an als Kohlenwasserstoffverbindungen von konventionellen Kraftstoffen. Dieses unterschiedliche Ansprechverhalten wurde bei der Auswertung über einen kraftstoffspezifischen Responsefaktor berücksichtigt.

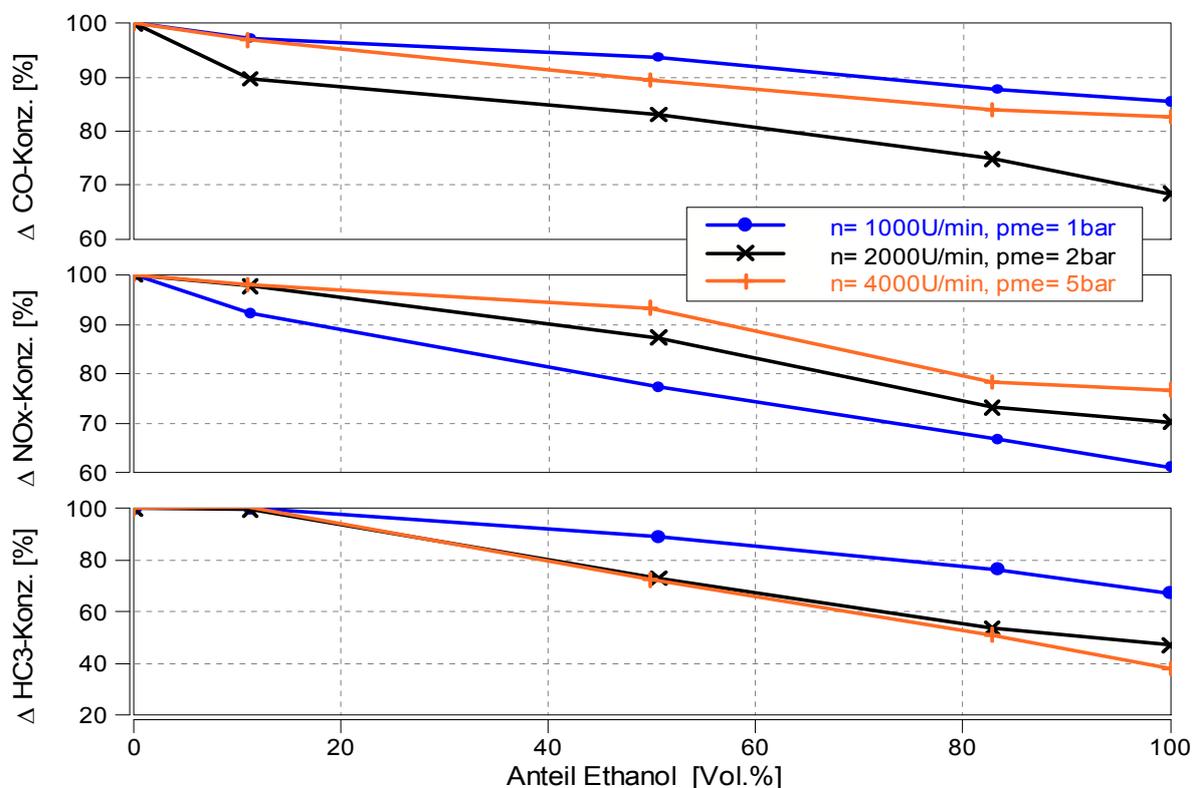


Abbildung 4-4:  $\Delta$ CO-,  $\Delta$ NOx- und  $\Delta$ HC3-Konzentrationen [%] über dem Ethanolgehalt für verschiedene Teillastpunkte des Kanaleinspritzmotors

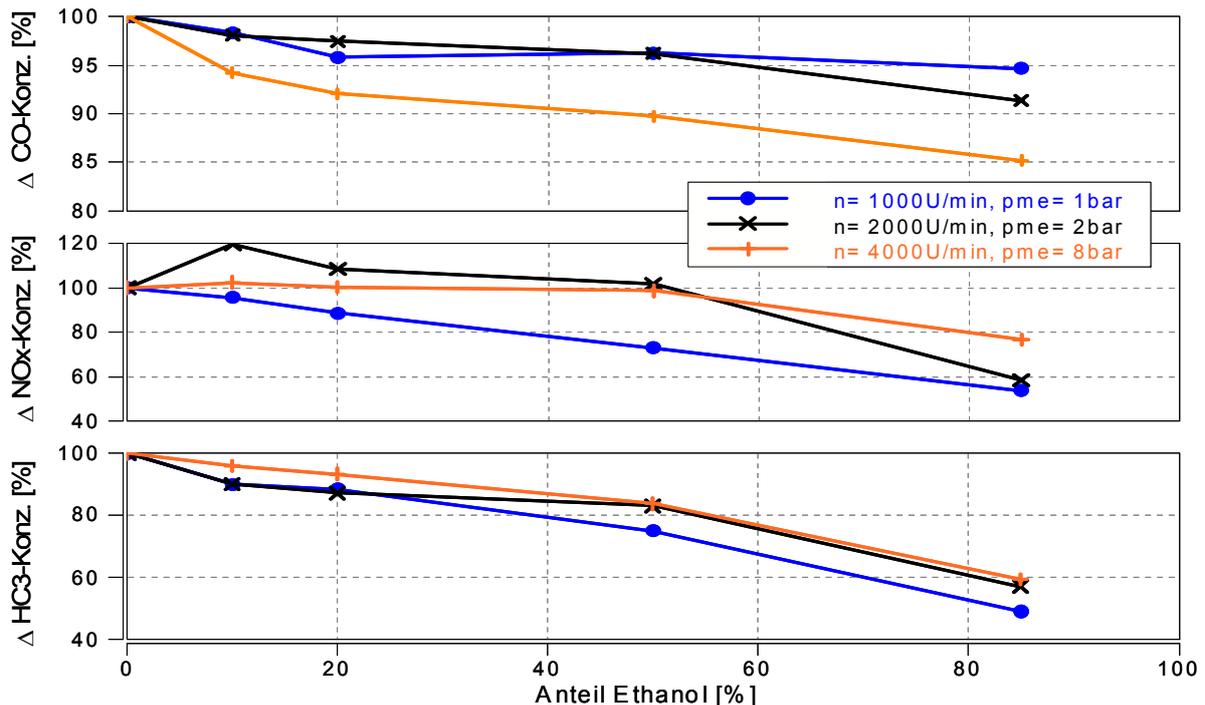


Abbildung 4-5:  $\Delta$ CO-,  $\Delta$ NOx- and  $\Delta$ HC3-Konzentrationen [%] über dem Ethanolgehalt für verschiedene Teillastpunkte des Direkteinspritzmotors

Bei der Oxidation von Alkoholen entstehen Aldehyde als Zwischenprodukt: In [Abbildung 4-6](#) sind die Aldehydhmissionen für beide Motorkonzepte in zwei ausgewählten Lastpunkten dargestellt. Dabei sind ein deutlicher Anstieg der Acetaldehyde sowie eine Absenkung der Formaldehyde bei Verwendung von E85 zu erkennen. Im Falle von Ethanol entstehen höhere Konzentrationen der von der chemischen Struktur ähnlichen Acetaldehyde  $C_2H_4O$ . Bei einer gleichzeitigen Messung der Aldehyde nach dem Katalysator liegen die gemessenen Werte bei dem betriebswarmen Motor unterhalb der Nachweisbarkeitsgrenze. Im Kaltstart und während der Warmlaufphase bis zum Erreichen der Katalysator Light Off Temperatur kann von einem deutlich unterschiedlichen Ergebnis ausgegangen werden.

Der mit dem Ethanolgehalt steigende Sauerstoffanteil im Kraftstoff bewirkt eine höhere Flammgeschwindigkeit und somit eine schnellere Verbrennung. Dies spiegelt sich in [Abbildung 4-7](#) und [Abbildung 4-8](#) durch eine Verkürzung des Zündverzugs sowie der Brenndauer - bei der jeweiligen Wahl einer optimalen Verbrennungsschwerpunktlage von  $7-8^\circ K W n Z O T$  - wider und führt zu einem geringeren Vorzündungsbedarf bei dem Einsatz von Ethanol Blends.

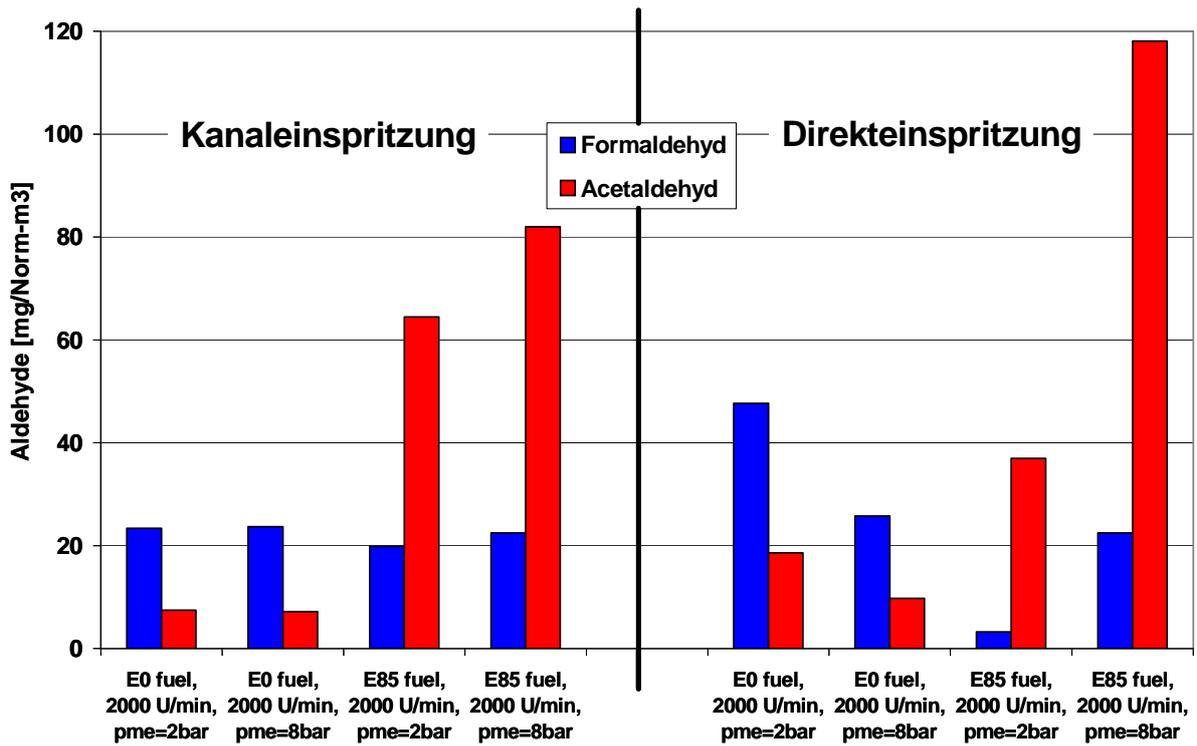


Abbildung 4-6: Aldehydhmissionen [mg/Normkubikmeter] in zwei Teillastpunkten des Kanaleinspritz- bzw. Direkteinspritzmotors bei Einsatz von E0 und E85

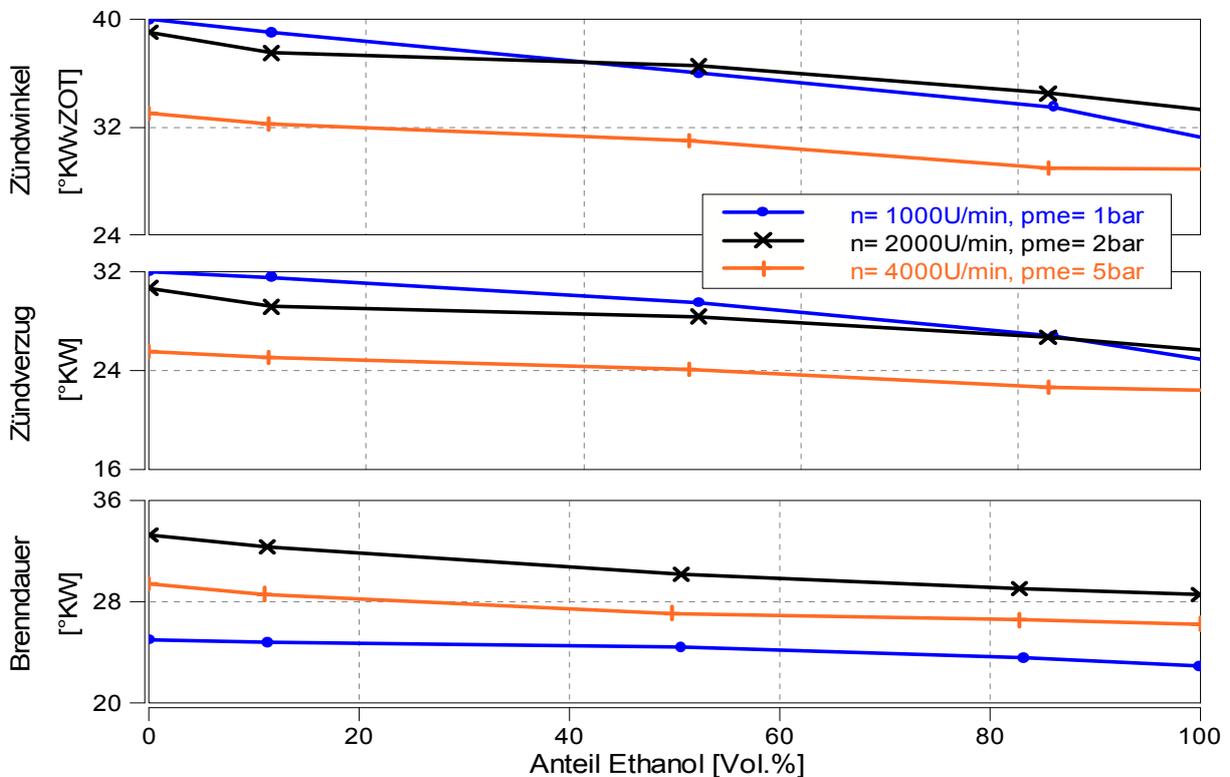


Abbildung 4-7: Zündwinkel [°KWvZOT], Zündverzug [°KW] und Brenndauer [°KW] über dem Ethanolgehalt für verschiedene Teillastpunkte des Kanaleinspritzmotors

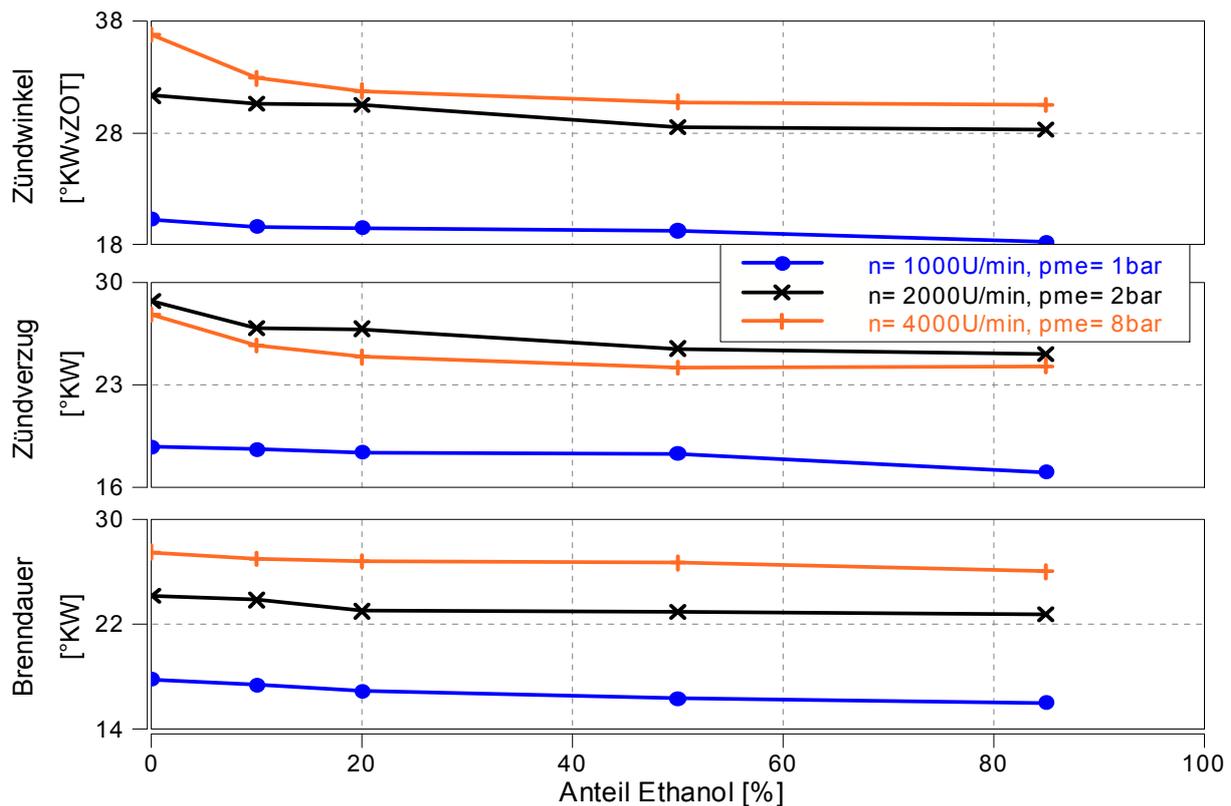


Abbildung 4-8: Zündwinkel [°KWvZOT], Zündverzug [°KW] und Brenndauer [°KW] über dem Ethanolgehalt für verschiedene Teillastpunkte des Direkteinspritzmotors

Die schnellere Energieumsetzung wirkt sich positiv auf den innermotorischen Wirkungsgrad aus, wie auch der energiebezogene Kraftstoffverbrauch in [Abbildung 4-9](#) und [Abbildung 4-10](#) verdeutlicht. Dabei wurden für die einzelnen Ethanolmischungen die Heizwerte berechnet und ein Vergleich des massen- und energiebezogenen spezifischen Verbrauchs dargestellt. Im Falle von E85 steigt heizwertbedingt der Verbrauch um etwa 40% gegenüber Benzin, jedoch kann je nach Motorkonzept und Lastpunkt der Wirkungsgrad um 1 bis 6% verbessert werden. Um dieses Potenzial auszuschöpfen ist eine genaue Applikation des Motors notwendig, insbesondere wenn der Motor in einem höheren Lastbereich betrieben wird, siehe Kapitel 4.2.2.

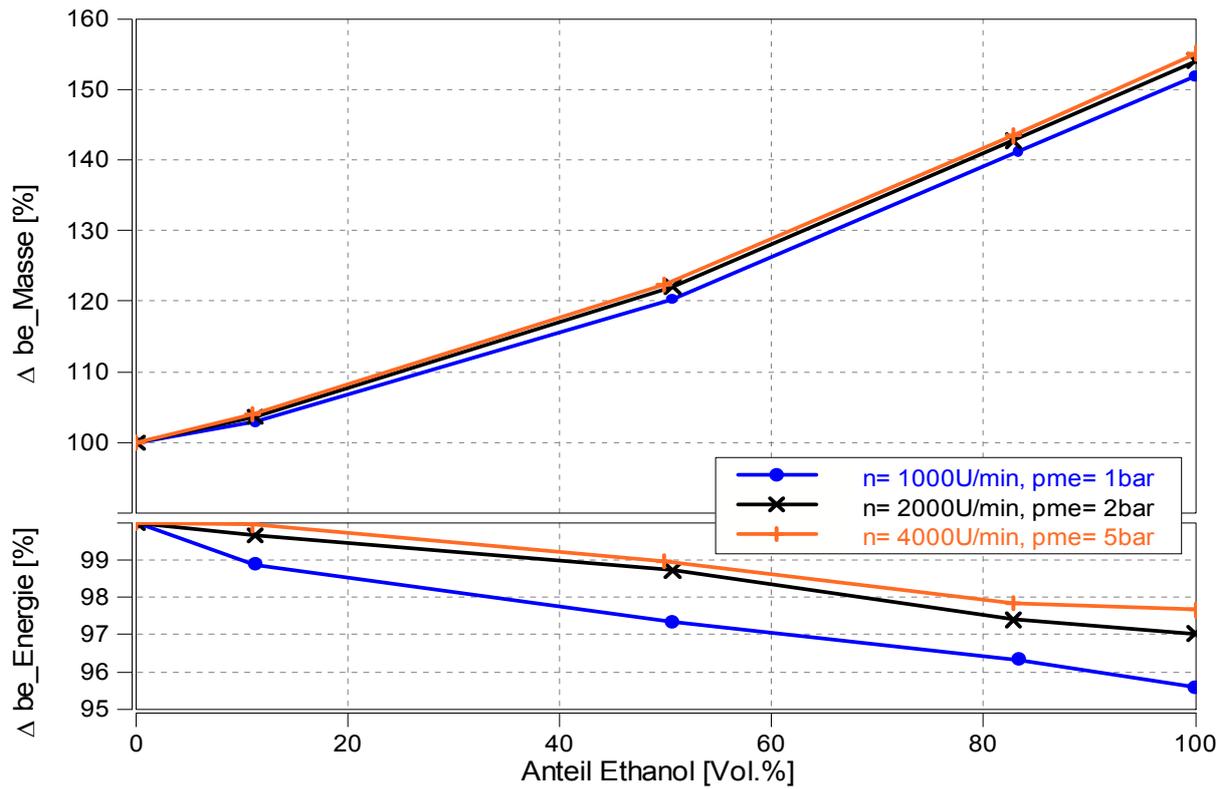


Abbildung 4-9: Spezifischer Massen- [%] und Energieverbrauch [%] über dem Ethanolgehalt für verschiedene Teillastpunkte des Kanaleinspritzmotors

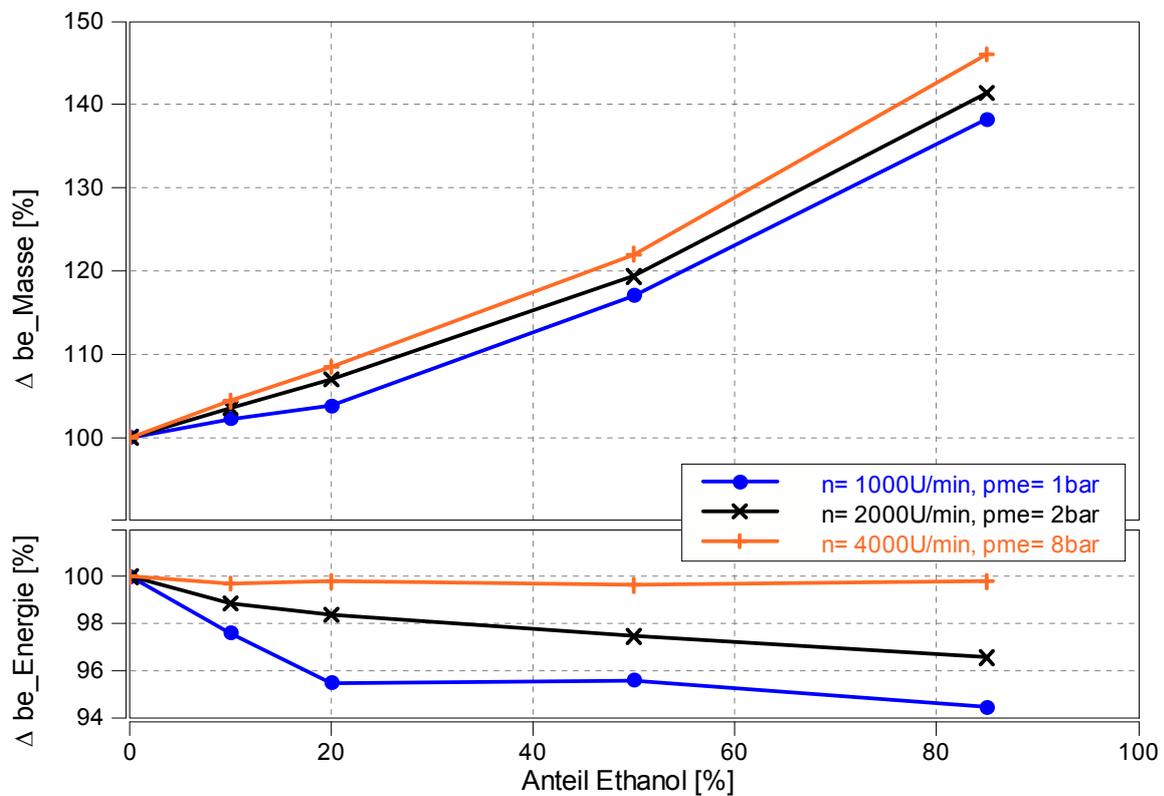


Abbildung 4-10: Spezifischer Massen- [%] und Energieverbrauch [%] über dem Ethanolgehalt für verschiedene Teillastpunkte des Direkteinspritzmotors

## 4.2.2 Volllast

Ausgehend von der Basis-Messung mit E0 (ROZ 95) wurden Volllast-Untersuchungen mit unterschiedlichen Kraftstoffmischungen durchgeführt. Bei den Versuchsreihen wurden jeweils zwei unterschiedliche Varianten untersucht:

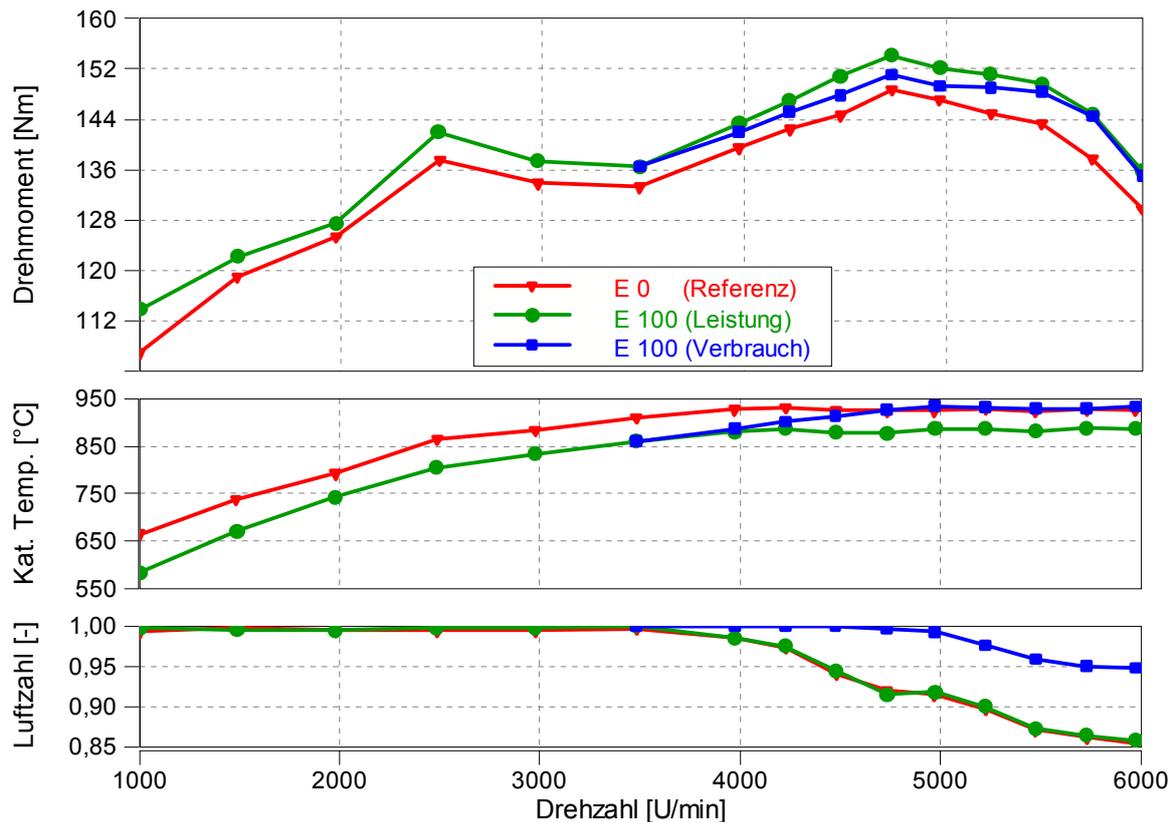
Zum einen sollte das Potenzial hinsichtlich Drehmoment und Leistung des eingesetzten Ethanolkraftstoffes ausgelotet werden, weshalb bei dieser Untersuchungsvariante die gleiche Luftzahl wie bei der Referenzmessung mit E0 gewählt wurde. In der Legende der folgenden Diagramme wird diese Variante kurz als "Leistung" bezeichnet.

Zum anderen wurde das Ziel verfolgt, den höheren Kraftstoffverbrauch des Ethanolkraftstoffes gegenüber Benzin zu reduzieren, indem der Motor an der Volllast über ein weites Drehzahlband mit  $\lambda=1$  betrieben wurde. Die übliche Gemischanreicherung für den Bauteileschutz von Katalysator bzw. Abgasturbolader bei Benzinbetrieb kann im Fall von Ethanol aufgrund der Stoffeigenschaften (hohe Oktanzahl und Verdampfungswärme) und einer entsprechenden Wahl des Zündwinkels (größtenteils) entfallen. Diese Variante wird in den Diagrammlegenden kurz "Verbrauch" genannt.

Da mit den beiden Motorkonzepten unterschiedliche Mischkraftstoffe untersucht wurden, werden diese in Folge getrennt betrachtet.

### 4.2.2.1 Saugrohreinspritzung

Bei dem saugrohreinspritzenden Motor werden neben der E0-Referenzmessung ausschließlich Ergebnisse der beiden Varianten mit E100 erläutert. In der ersten Untersuchungsreihe wird bei der Leistungsvariante das Drehmoment durch den Einsatz von reinem Ethanol um 2 bis 6% erhöht, [Abbildung 4-11](#) oben. Speziell im unteren Drehzahlbereich, in dem Klopfen bei Ottomotoren begünstigt wird, ist der positive Einfluss des alternativen Kraftstoffes auf das Drehmoment zu erkennen. Ab einer Drehzahl von 4000 U/min ist bei E0 aus Bauteileschutzgründen eine Kraftstoffanreicherung erforderlich, [Abbildung 4-11](#) unten. Durch die Anreicherung wird verhindert, dass die Katalysatortemperatur die maximal zulässige Temperatur von 930°C übersteigt, [Abbildung 4-11](#) mittig. Beim Einsatz von Ethanol kann durch die höhere Oktanzahl der Motor mit einem drehmomentoptimalen Zündwinkel betrieben werden. Dadurch ergeben sich im Schnitt um 50°C niedrigere Abgas- bzw. Katalysatortemperaturen, weshalb die zweite Volllastvariante (Verbrauch) untersucht wurde. In dieser Abstimmungsvariante ist erst ab 5000min<sup>-1</sup> eine geringe Kraftstoffanreicherung erforderlich, was sich positiv auf den Kraftstoffverbrauch sowie die Emissionskonvertierung auswirkt. Auf Grund der höheren Luftzahl liegt jedoch das erreichbare Drehmoment unter der Leistungsvariante.



**Abbildung 4-11:** Drehmoment [Nm], Katalysatortemperatur [°C] und Luftzahl [-] des Kanaleinspritzmotors über der Drehzahl an der Volllast

Für eine Betrachtung der Ladungswechselgüte wurde der Luftaufwand, Gleichung 4-1, berechnet:

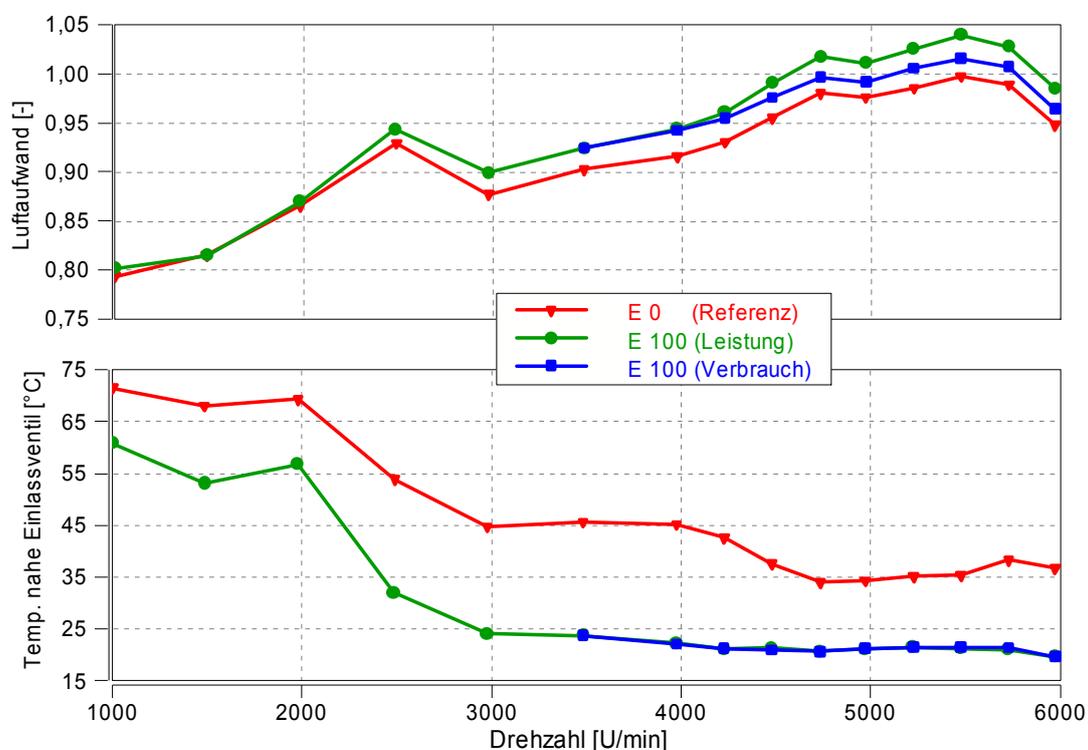
$$\lambda_a = \frac{m_g}{m_{th}} = \frac{m_g}{V_H \cdot \rho_{th}} \quad (4-1)$$

Der zugeführte Ladungseinsatz  $m_g$  setzt sich beim gemischansaugenden Motor aus dem Luft- und Kraftstoffeinsatz zusammen und wird der theoretisch möglichen Ladung gegenübergestellt. Im Falle von Saugmotoren bedeutet hierbei die theoretische Frischladung eine Füllung des geometrischen Hubvolumens  $V_H$  mit Ladung von Umgebungszustand.

In Abbildung 4-12 oben zeigt sich über das gesamte Drehzahlband im Falle von Ethanol ein höherer Luftaufwand, berechnet aus den jeweiligen Stoffwerten und Messdaten, gegenüber Benzin. Dieser Erfolg im Ladungswechsel ist auf eine stärkere Abkühlung des Gemisches im Ansaugkanal in Folge der Verdampfungsenthalpie von Ethanolkraftstoff, Abbildung 4-12 unten, und somit eine höhere Gemischdichte zurückzuführen. Bei der gewählten vorgelagerten Einspritzung und entsprechenden Zeit für die Gemischaufbereitung wurde diese

Temperaturabsenkung über ein zusätzliches Thermoelement im Ansaugkanal nahe dem Einlassventil gemessen.

Die in der Literatur oft zitierte Leistungssteigerung aufgrund einer besseren Zylinderfüllung von Ethanol konnte hierbei aber nur zum Teil nachgewiesen werden. In [Abbildung 4-13](#) ist das Verhältnis von der angesaugten Luftmasse zu der theoretisch möglichen Frischladung dargestellt, welches ein konträres Verhalten zu dem berechneten Luftaufwand zeigt. Im Falle von Benzin gelangt dabei mehr Luftmasse in den Brennraum, was bei einer stöchiometrischen Verbrennung auch zu mehr Energieeinsatz führt. Entscheidend ist hierfür der geringere Heizwert und somit höhere Kraftstoffanteil im Falle von Ethanol. In Folge wird bei der Verdampfung entsprechend mehr angesaugte Luft verdrängt und die Luftmasse gegenüber dem Benzinbetrieb verringert.



**Abbildung 4-12:** Luftaufwand (Referenz: Umgebung) [-] und Luft-/Gemischtemperatur nahe dem Einlassventil [°C] des Kanaleinspritzmotors über der Drehzahl an der Vollast

Dieser geringere Energieeinsatzes bei stöchiometrischen Verhältnissen im Falle von Ethanol wird durch die hohe Oktanzahl überkompensiert. Im Motorbetrieb ist die Steigerung des Drehmoments speziell über die Wahl eines früheren Zündwinkel gegenüber der Basis mit E0 möglich, [Abbildung 4-14](#). Über den gesamten Drehzahlbereich wurde eine thermodynamisch optimale Schwerpunktslage der Verbrennung bei 7-8°KWnZOT realisiert, ohne in einen kritischen Klopfbereich zu

gelangen. Das Klopfverhalten wurde während der Messungen mittels eingesetzter Indiziertchnik überwacht.

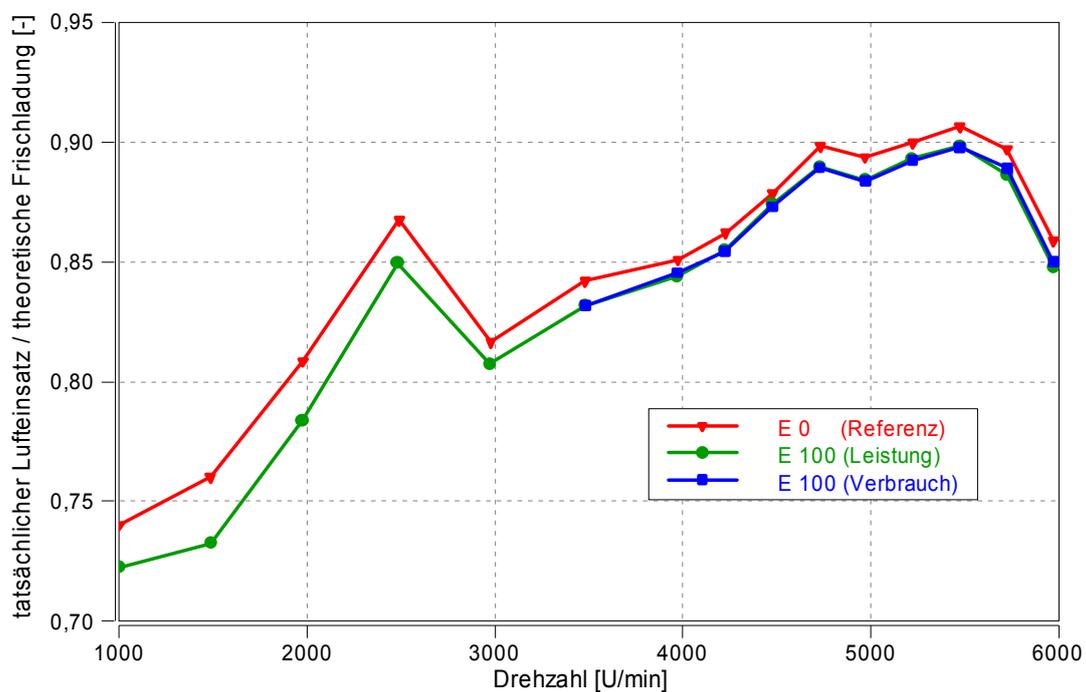


Abbildung 4-13: Verhältnis tatsächlicher Lufteinsatz zu theoretisch möglicher Frischladung [-] des Kanaleinspritzmotors über der Drehzahl an der Vollast

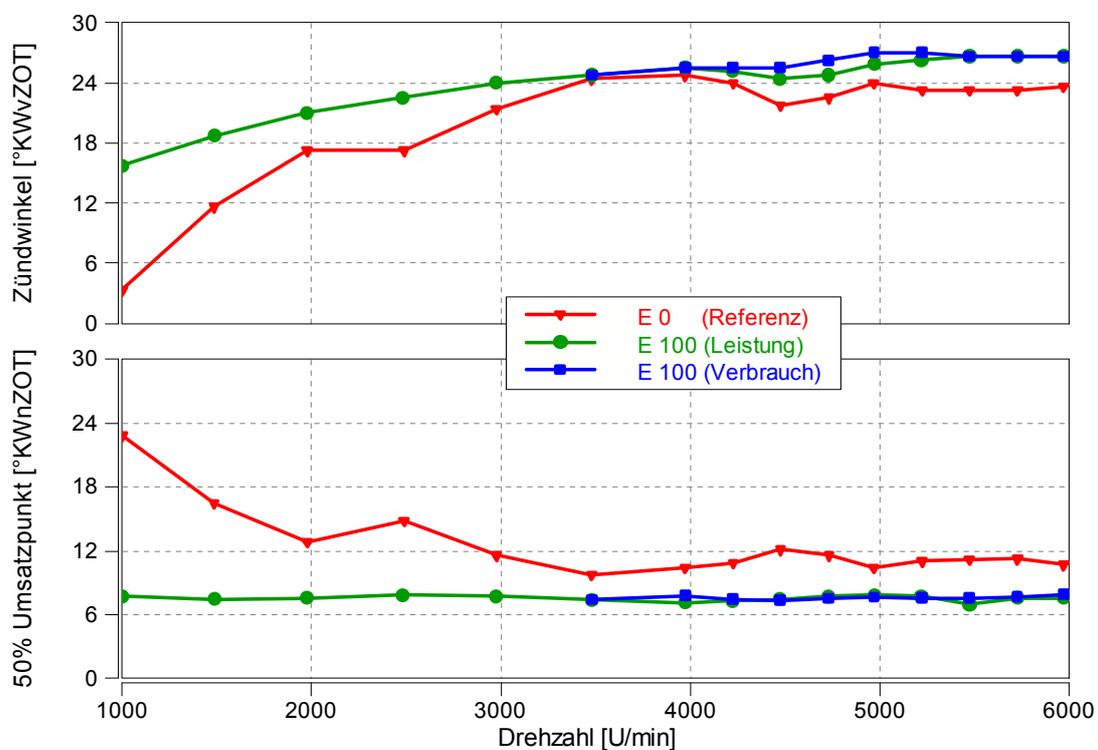


Abbildung 4-14: Zündwinkel [°KWvZOT] und 50% Umsatzpunkt [°KWnZOT] des Kanaleinspritzmotors über der Drehzahl an der Vollast

Die Auswirkungen der optimalen Verbrennungslage werden exemplarisch anhand des integrierten Heizverlaufs und des Verbrennungsspitzen drucks im Volllastpunkt bei 5000 U/min erläutert, Abbildung 4-15. Der 50%-Umsatzpunkt liegt bei den E100-Varianten drehmomentoptimal bei 7°KWnZOT. Dies trägt maßgeblich zu einem höheren Spitzendruck im Zylinder bei und führt tendenziell zu einer schnelleren Energieumsetzung. Bei E0 Kraftstoff muss der Zündzeitpunkt aus Klopfgründen nach spät verschoben werden, sodass der 50%-Umsatzpunkt erst bei 10°KWnZOT erreicht wird.

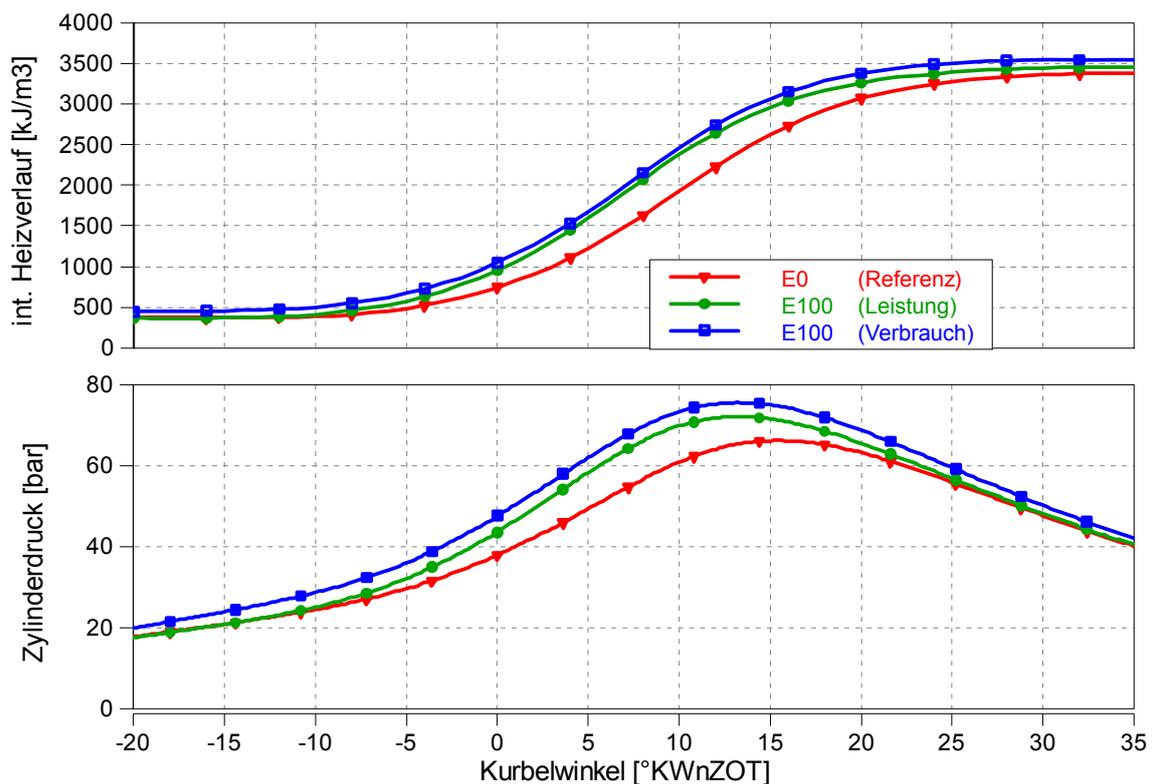


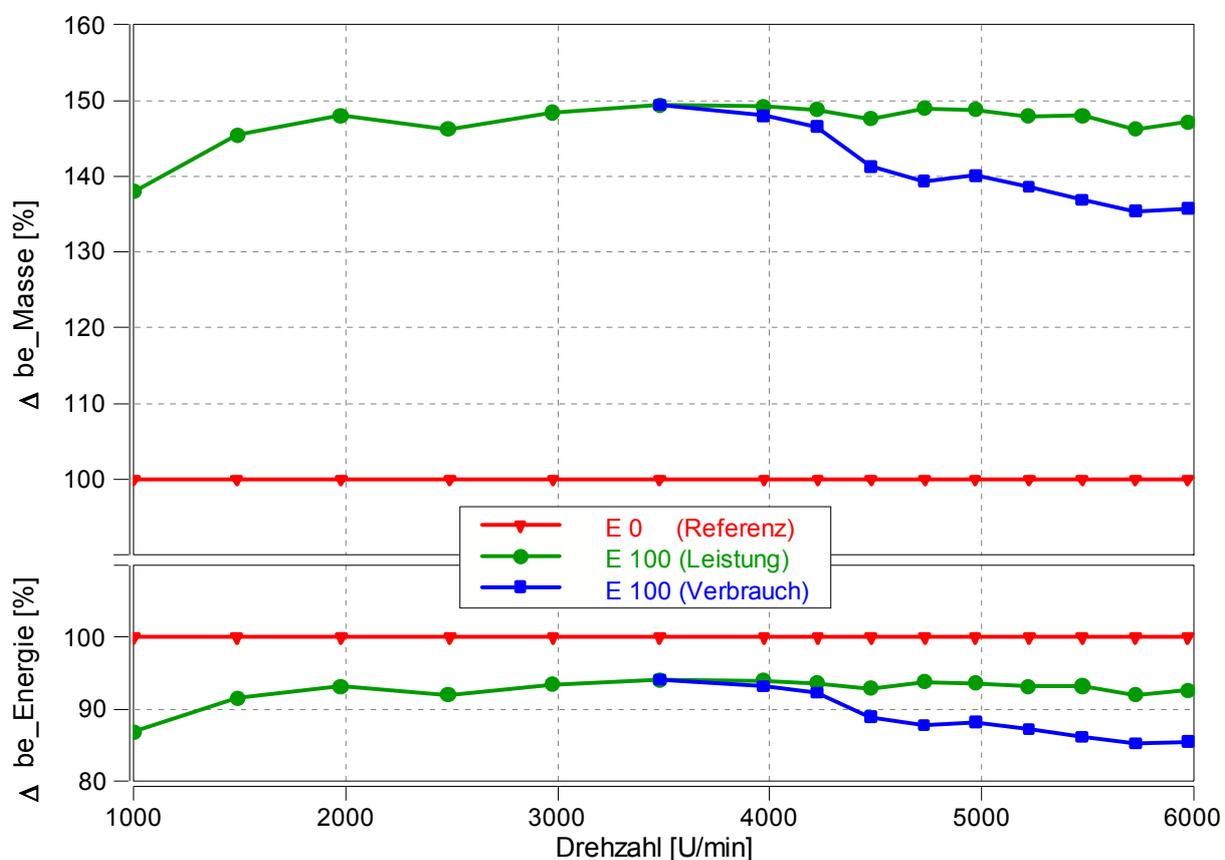
Abbildung 4-15: Integrierter Heizverlauf [ $\text{kJ/m}^3$ ] und Zylinderdruck [bar] des Kanaleinspritzmotors über Grad Kurbelwinkel an der Volllast,  $5000 \text{ min}^{-1}$

Bei einem Vergleich der beiden gewählten Varianten für E100 führt die Anreicherung bei der Leistungsvariante zu einem höheren Verbrennungsspitzen druck im Hochdruckprozess. Bei einer Analyse der Ladungswechselperluste wurden keine Unterschiede zwischen der Leistungs- und Verbrauchsvariante detektiert.

Theoretisch berechnet sich über die analysierten Heizwerte von Alkohol (26,86 MJ/kg) und EuroSuper (42,57 MJ/kg), siehe auch Tabelle 3-1 in Kapitel 3.1, ein um 58% höherer, massebezogener Kraftstoffverbrauch bei der Verwendung von reinem Ethanol. Die Untersuchungen der beiden Varianten mit E100 zeigen jedoch, dass der spezifische Mehrverbrauch 35 bis 50% beträgt, Abbildung 4-16. Der Grund hierfür ist

ein verbesserter Wirkungsgrad bedingt durch die optimale Verbrennungslage sowie die schnellere Energieumsetzung.

Ein Maß für den Wirkungsgrad stellt der energetische Verbrauch dar, welcher über den massebezogenen spezifischen Verbrauch und den jeweiligen Heizwert ermittelt wird. Dieser stellt einen unmittelbaren Vergleich von eingebrachter Energie in Form des Kraftstoffes gegenüber der Leistung des Motors dar. Bei Betrachtung des energiebezogenen Verbrauchs, Abbildung 4-16 unten, ist bei den untersuchten Ethanolvarianten gegenüber der Referenz mit E0 eine Reduzierung von 6 bis 15% festzustellen. Dieses Einsparungspotenzial spiegelt die Differenz zwischen dem theoretischen massebezogenen Verbrauch von 58% (siehe oben) gegenüber dem gemessenen massebezogenen spezifischen Verbrauch, Abbildung 4-16 oben, wider.



**Abbildung 4-16:** Spezifischer Kraftstoffverbrauch (be) bezogen auf Masse [%] und Energie [%] des Kanaleinspritzmotors über der Drehzahl an der Vollast

Da sich der Motor bei den Untersuchungen mit reinem Ethanol als sehr klopfest erwiesen hat, wurde eine zweite Untersuchungsreihe durchgeführt, in welcher das Serienverdichtungsverhältnis von  $\epsilon=10,6$  auf  $\epsilon=12$  angehoben wurde. Bei Betrachtung des Gleichraumprozesses wird der Wirkungsgrad durch das höhere Verdichtungsverhältnis um ca. 3,5% gesteigert, Gleichung 4-2 aus [79].

$$\eta = 1 - \frac{Q_{ab}}{Q_{zu}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad (4-2)$$

Dies wird bei den Untersuchungen mit einer Steigerung des Drehmoments von bis zu 4% durch diese Maßnahme bestätigt, Abbildung 4-17. Das höhere Verdichtungsverhältnis wirkt sich zudem positiv auf die schnellere Energieumsetzung und somit einem höheren Verbrennungswirkungsgrad aus, was exemplarisch in Abbildung 4-18 für eine Drehzahl von 5000 U/min anhand des integrierten Heizverlaufs dargestellt ist.

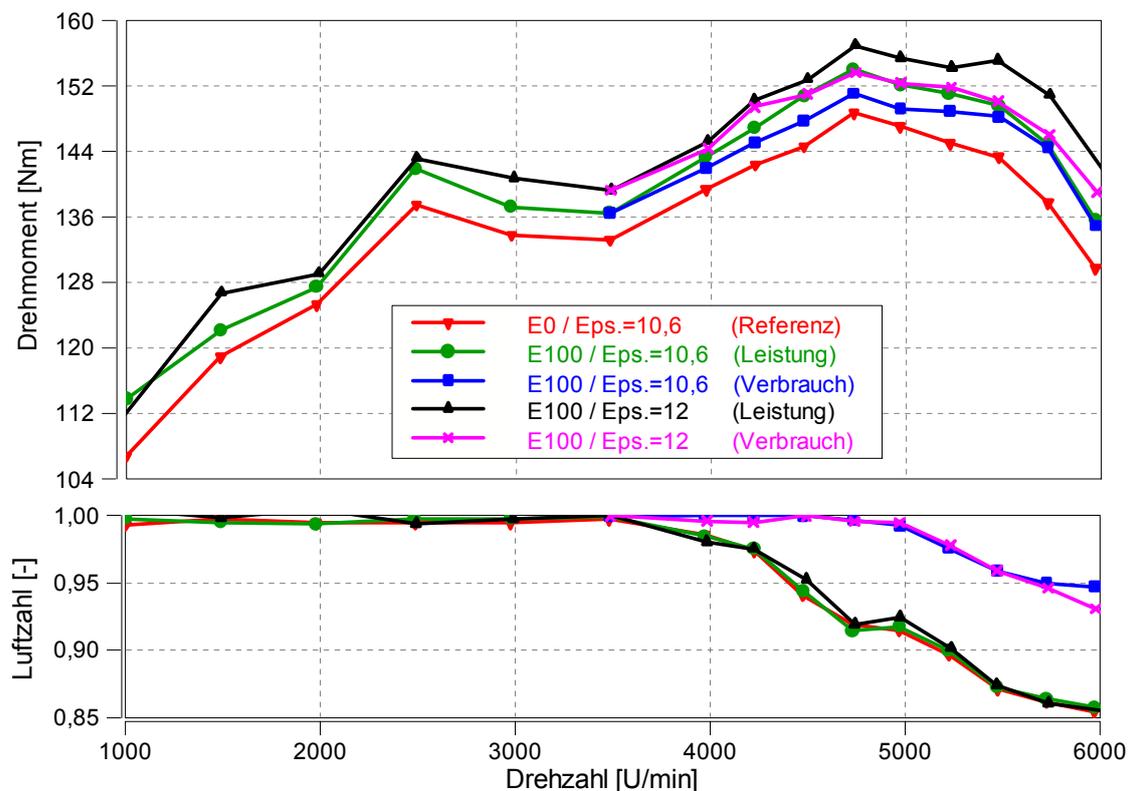


Abbildung 4-17: Drehmoment [Nm] und Luftzahl [-] des Kanaleinspritzmotors über der Drehzahl bei Variation des Verdichtungsverhältnisses an der Vollast

Wie bei den E100-Untersuchungen mit dem Serienverdichtungsverhältnis konnte auch hier über das gesamte Drehzahlband ein Zündwinkel für einen optimalen 50%-Umsatzpunkt von 7-8°KWnZOT gewählt werden, weshalb sich die Anhebung des Verdichtungsverhältnisses auch entsprechend auf den Zylinderdruck auswirkt, Abbildung 4-18 unten. Bei einem Vergleich der E100-Leistungsvariante mit  $\varepsilon=12$  mit der Referenzmessung (E0-Kraftstoff und Serienverdichtung  $\varepsilon=10,6$ ) erhöht sich somit das Drehmoment um bis zu 10%, Abbildung 4-17 oben.

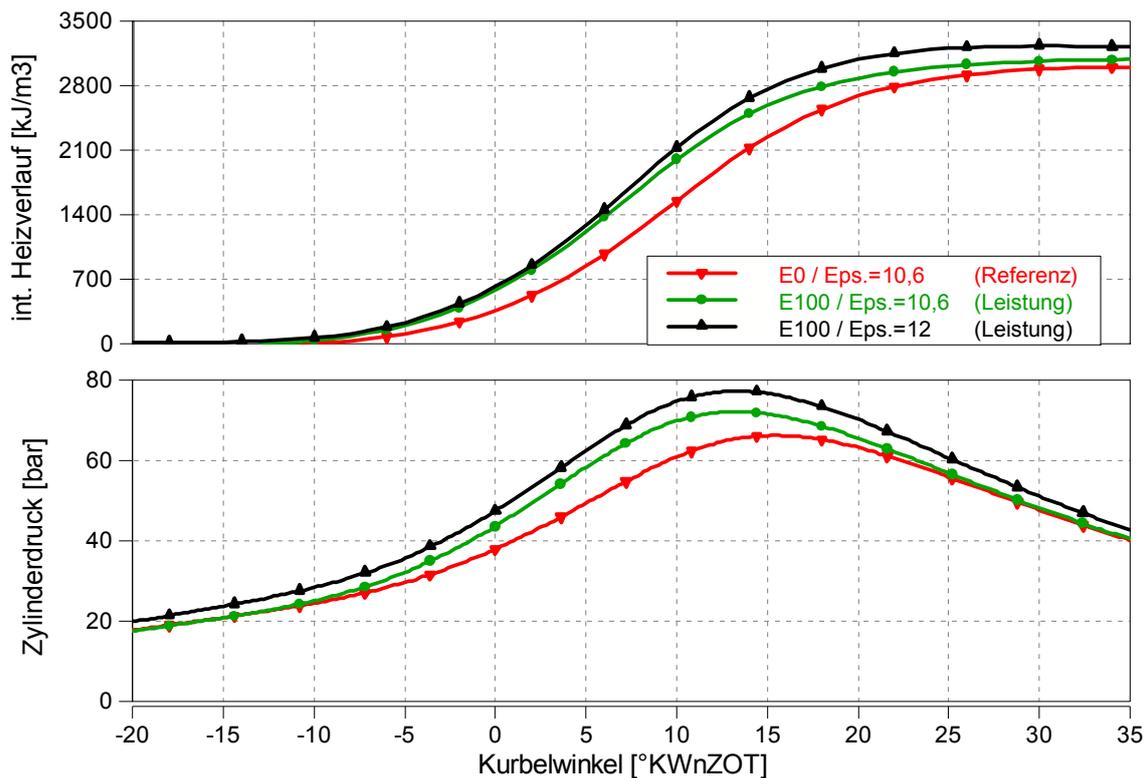


Abbildung 4-18: Integrierter Heizverlauf [ $\text{kJ/m}^3$ ] und Zylinderdruck [bar] des Kanaleinspritzmotors über Grad Kurbelwinkel bei Variation des Verdichtungsverhältnisses an der Volllast,  $5000 \text{ min}^{-1}$

#### 4.2.2.2 Direkteinspritzung

Bei dem Direkteinspritzmotor sind Untersuchungsergebnisse mit E20 (Leistungs- und Verbrauchsvariante) sowie E85 (Verbrauchsvariante) dargestellt, wobei gegenüber der Referenzmessung mit E0 der gleiche Ladedruck des Kompressors und Abgasturboladers beibehalten wurde. Die Leistungsvariante von E85 musste bei einer Drehzahl von  $3000 \text{ U/min}$  aus sicherheitstechnischen Gründen abgebrochen werden, da der festgelegte maximal zulässige effektive Mitteldruck von  $25 \text{ bar}$  (!) überschritten und die Zündkerzen thermisch überbelastet (Verschleiß an der Massenelektrode sichtbar) wurden. Aus diesen Gründen ist die E85-Leistungsvariante in den nachfolgenden Diagrammen nicht zu finden.

Bereits im Falle von E20-Kraftstoff zeigte sich gegenüber E0 ( $210 \text{ Nm}$ ) bei  $2000 \text{ U/min}$  eine Steigerung des Drehmoments um  $8\%$  auf  $225 \text{ Nm}$ , bei dem Einsatz von E85 sogar um  $14\%$  auf  $239 \text{ Nm}$ , [Abbildung 4-19](#) oben. Bei diesem Motor war bei Verwendung von E0-Kraftstoff bereits ab einer Drehzahl von  $3000 \text{ U/min}$  aus Bauteileschutzgründen eine Kraftstoffanreicherung erforderlich, [Abbildung 4-19](#) unten. In diesem Fall orientierte man sich während der Untersuchungen an einer maximal gewählten Temperatur von  $1000^\circ\text{C}$  vor dem

Abgasturbolader, Abbildung 4-19 mittig. Bei der Verbrauchsvariante von E85 war eine Anreicherung erst bei wesentlich höheren Drehzahlen notwendig. Bei 5000 U/min konnte der Motor noch mit einem stöchiometrischen Luft-Kraftstoffverhältnis betrieben werden und trotzdem war eine Steigerung des Drehmoments um 8% gegenüber der Referenzmessung (Luftzahl von 0,83) möglich.

Auch für den direkteinspritzenden Motor wurde eine Berechnung des Luftaufwands durchgeführt, Gleichung 4-1, wobei hierfür lediglich der Lufteinsatz der theoretischen Frischladung gegenübergestellt wird. Zudem wurde bei dem aufgeladenen Motor nicht der Umgebungszustand als Referenz herangezogen, sondern der thermodynamische Zustand im Saugrohr. Bei dem Luftaufwand in Abbildung 4-20 sind nur sehr geringe Unterschiede zwischen den Kraftstoffen zu erkennen, weshalb der Energieeinsatz bei stöchiometrischen Bedingungen während der Verbrennung etwa gleich ist. Dieses Ergebnis deckt sich mit den berechneten Werten in Tabelle 4-1: Sowohl der Energieinhalt (bezogen auf 1kg Luft) als auch der Gemischeizwert bei Direkteinspritzung unterscheiden sich bei den verschiedenen Kraftstoffen nur geringfügig.

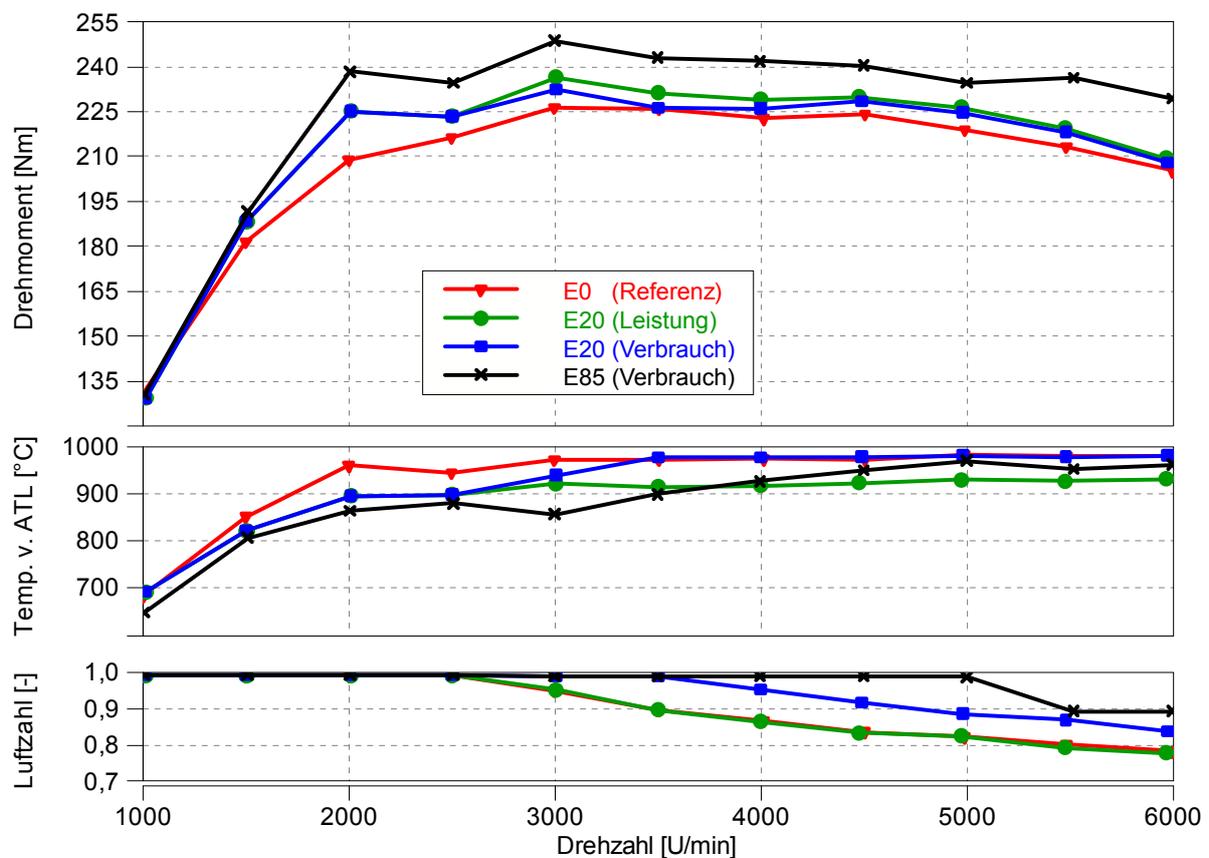


Abbildung 4-19: Drehmoment [Nm], Temperatur vor der Abgasturbine [°C] und Luftzahl [-] des Direkteinspritzmotors über der Drehzahl an der Vollast

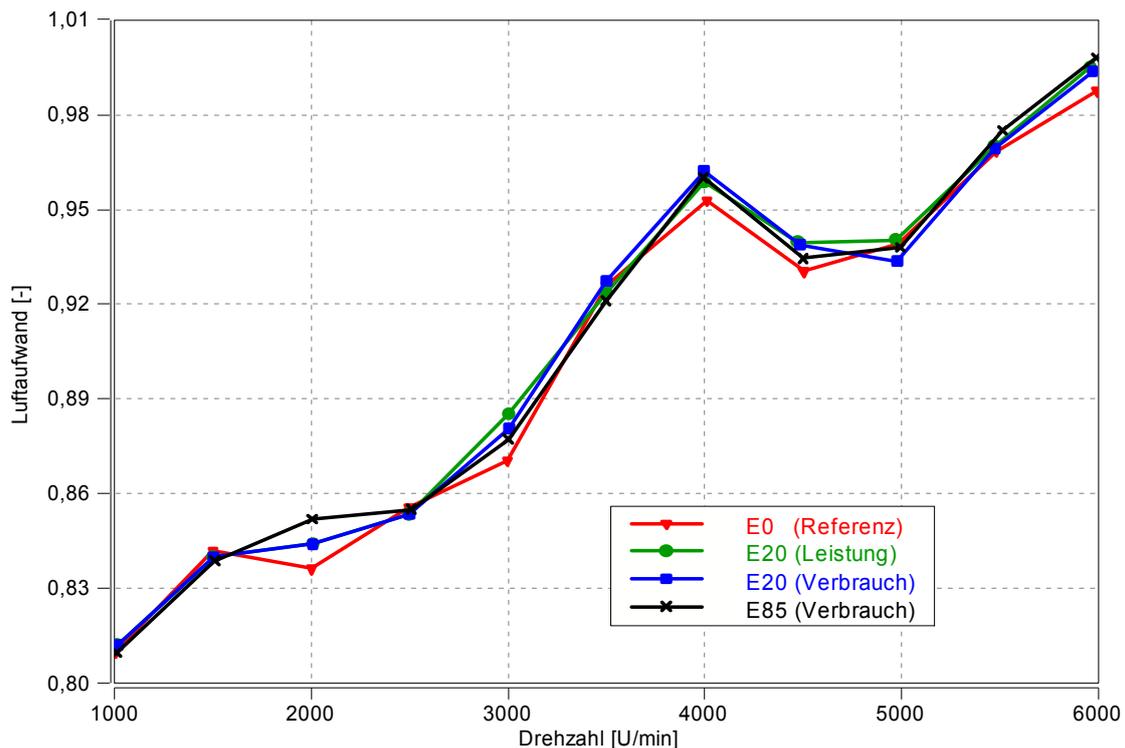
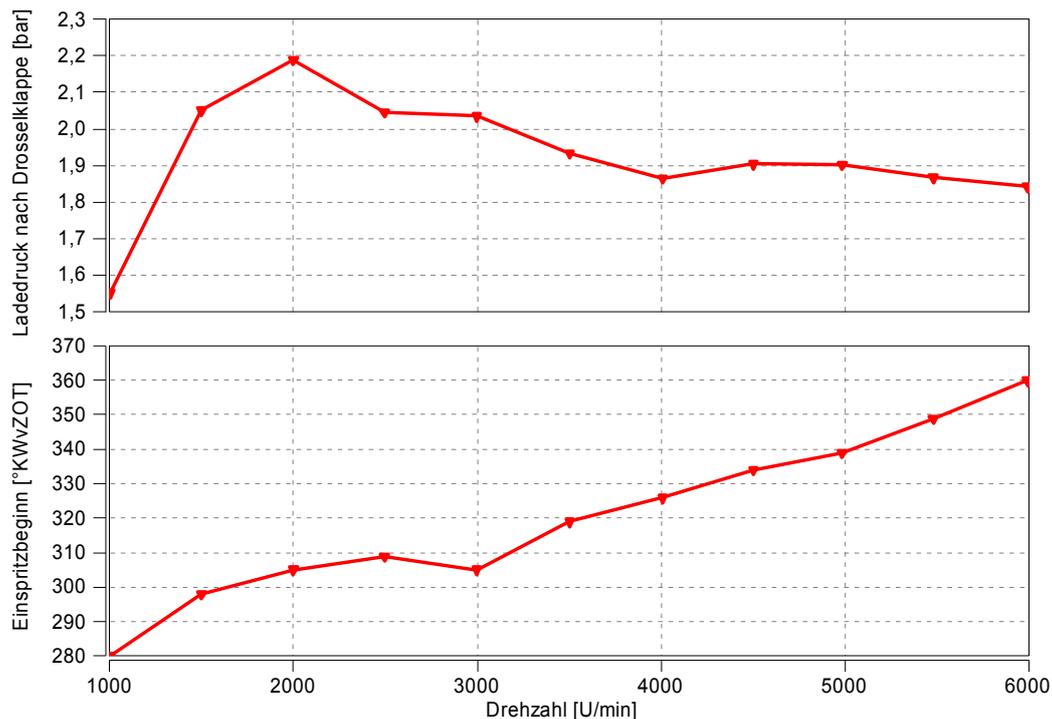


Abbildung 4-20: Luftaufwand [-] des Direkteinspritzmotors (Referenz: thermodynamischer Zustand vor Einlass) über der Drehzahl an der Vollast

Für einen Vergleich der untersuchten Kraftstoffe wurde ein gleich hoher Ladedruck berücksichtigt, Abbildung 4-21, welcher neben dem Einspritztiming das Verdampfungsverhalten stark beeinflusst. Im Gegensatz zu dem Kanaleinspritzmotor mit einer vorgelagerten Einspritzung steht dabei eine geringere Zeitspanne zur Verdampfung des Kraftstoffes zur Verfügung. Durch den direkt eingespritzten Kraftstoff in den Brennraum führt dieser Verdampfungsanteil zu einer unmittelbaren Zylinderinnenkühlung. Somit wird bei der Direkteinspritzung weniger Ansaugluft von dem Kraftstoffdampf verdrängt und entsprechend mehr Energie im Brennraum zur Verfügung gestellt.

Speziell bei diesem Downsizing-Konzept ist der Einfluss der höheren Oktanzahl von Ethanolkraftstoff gegenüber Benzin maßgeblich für die Drehmomentsteigerung. Durch die mögliche Wahl eines früheren Zündwinkels wird beim Einsatz von E85 ab einer Drehzahl von 3000 U/min die thermodynamisch optimale Lage des 50%-Umsatzpunktes von 7-8°KWnZOT erzielt, Abbildung 4-22. Auffallend ist hierbei, dass sich die Zündwinkel von E20 und E85 nicht unterscheiden. Der Grund hierfür dürfte die Ladungsbewegungsklappe sein, welche ab 3000 U/min deaktiviert wird und einen entsprechenden Einfluss auf die Ladungsschichtung sowie das Klopfverhalten zeigt.



**Abbildung 4-21:** Ladedruck [bar] und Einspritzbeginn [°KWvZOT] des Direkteinspritzmotors über der Drehzahl an der Vollast

Diese Schwerpunktslage stellt den wesentlichen Parameter bei der maximalen Drehmomentsteigerung zwischen Kanaleinspritzmotor (6%) und Direkteinspritzmotor (14%) dar: Speziell bei einer Drehzahl von 2000 U/min befindet sich der Verbrennungsschwerpunkt bei der E0-Direkteinspritzvariante bei 32°KWnZOT, währenddessen bei E85 die Verschiebung des Zündwinkels in Richtung spät nicht so extrem ausfällt und eine Schwerpunktslage von 23°KWnZOT ermöglicht. Zudem ist bei einem Vergleich der beiden Motorkonzepte auch die Differenz des Gemischheizwertes von Ethanol bei innerer und äußerer Gemischbildung mit ausschlaggebend, siehe Berechnung in Kapitel 3.2 und Tabelle 4-1.

Die optimale Verbrennungslage führt bei einer Drehzahl von 4000 U/min zu einem sehr hohen Verbrennungsspitzenruck von beinahe 120bar, [Abbildung 4-23](#) unten. Bei einer weiteren Steigerung des maximalen Spitzendrucks könnte dies zu einer Schädigung von Bauteilen wie Kolben, Kurbelwelle und Pleuel kommen, weshalb die Leistungsvariante von E85 nicht untersucht wurde. In [Abbildung 4-23](#) oben ist ein steilerer Anstieg des integrierten Heizverlaufs bei Ethanolbeimischung zu erkennen.

Über die kürzere Brenndauer mit steigendem Ethanolgehalt kann auf eine höhere Flammengeschwindigkeit geschlossen werden, was bedeutet, dass sich der Prozess in stärkerem Maße der gewünschten isochoren Zustandsänderung annähert.

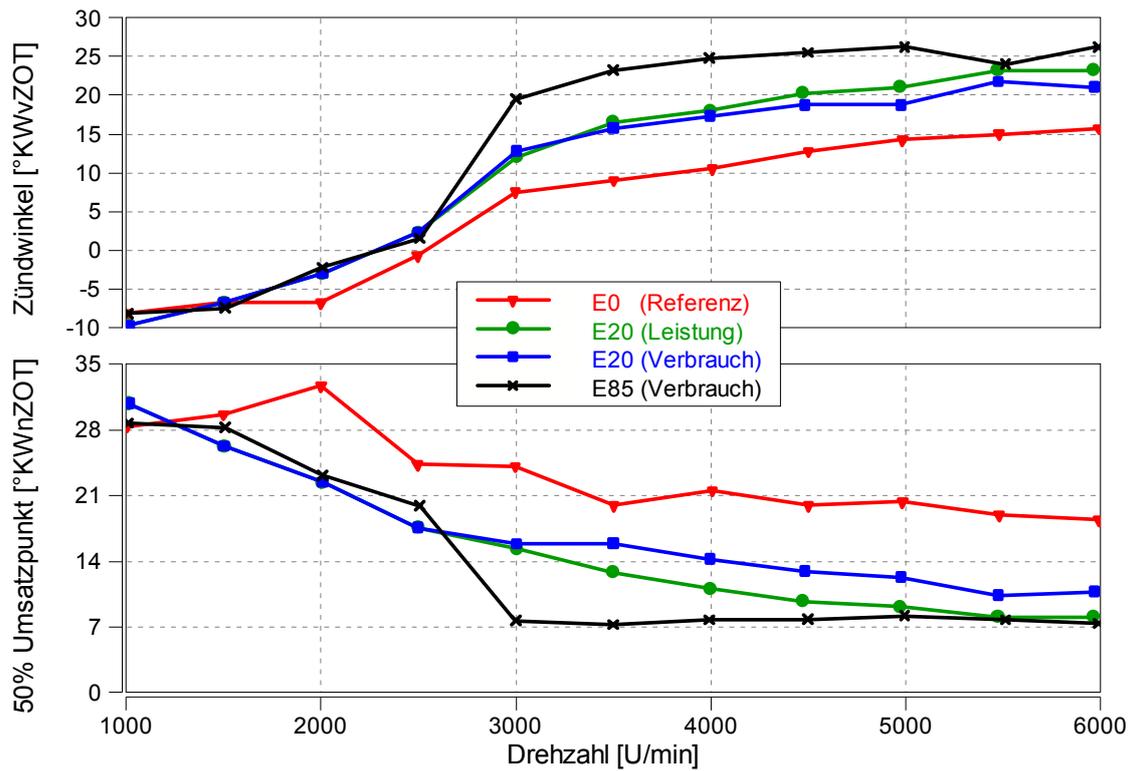


Abbildung 4-22: Zündwinkel [°KWvZOT] und 50% Umsatzpunkt [°KWnZOT] des Direkteinspritzmotors über der Drehzahl an der Vollast

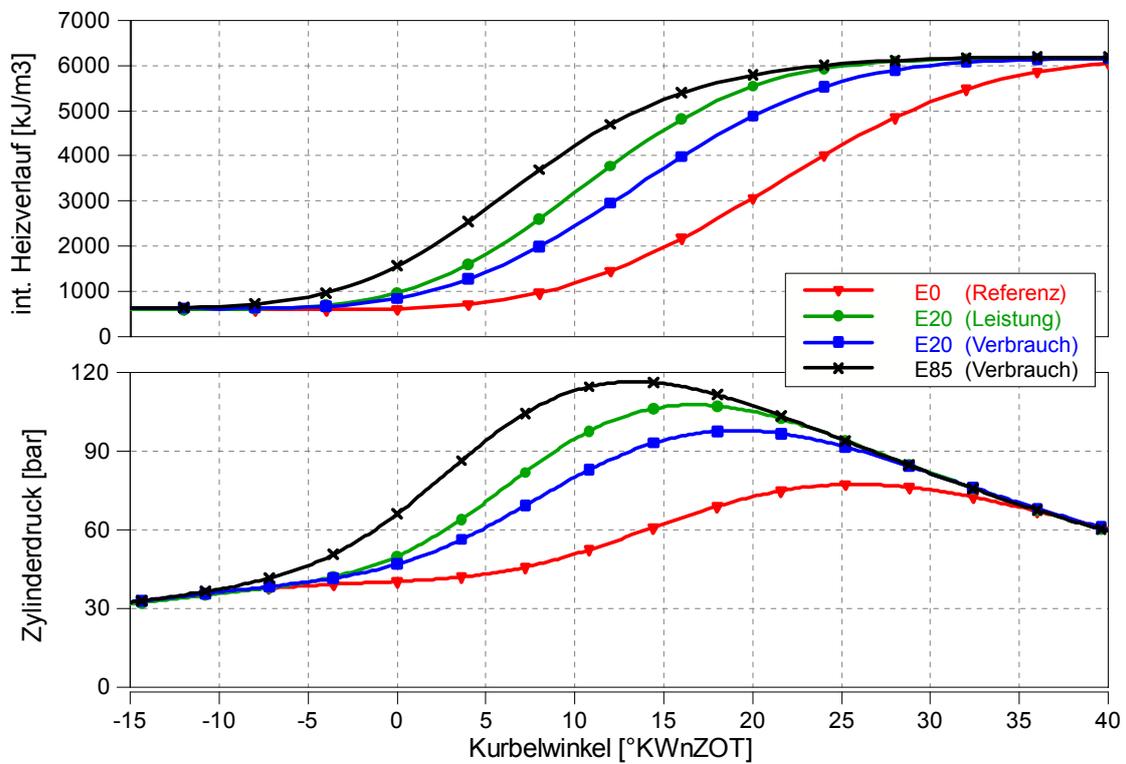


Abbildung 4-23: Zylinderdruck [bar] und integrierter Heizverlauf [kJ/m³] des Direkteinspritzmotors über Kurbelwinkel an der Vollast, 4000 min<sup>-1</sup>

Ein weiterer Grund für das höhere Drehmoment bei der Direkteinspritzung ist die Einspritzung des Kraftstoffes in den Zylinder, was sich durch die höhere Verdampfungswärme von Ethanol während der Verdichtung kühlend auswirkt. Das führt zu einer Verringerung der Verdichtungsarbeit und niedrigeren Verbrennungstemperaturen, weshalb die Wandwärmeverluste aufgrund des geringeren Temperaturgefälles herabgesetzt und somit der Wirkungsgrad erhöht wird. [36]

Der positive Einfluss auf den Wirkungsgrad ist bei Betrachtung des energetischen Verbrauchs zu erkennen, Abbildung 4-24 unten. Im Falle der gemessenen Volllast mit E85 ergibt sich gegenüber E0 ein Wirkungsgradvorteil von bis zu 20%. Dies liegt über den 15% bei dem saugrohreinspritzenden Motor, obwohl dort E100 zum Einsatz kam. Bei den untersuchten E20 Volllastvarianten kann der massebezogene Kraftstoffverbrauch auf das Niveau von E0 abgesenkt bzw. mit der Verbrauchsvariante sogar unterschritten werden, Abbildung 4-24 unten. Dies ist speziell auf die thermodynamisch bessere Verbrennungsschwerpunktslage zurückzuführen. Bei der E85 Messung senkt sich der durch den Heizwert bedingte gravimetrische Mehrverbrauch von etwa 50% gegenüber Benzin durch die Wirkungsgradsteigerung auf unter 20%.

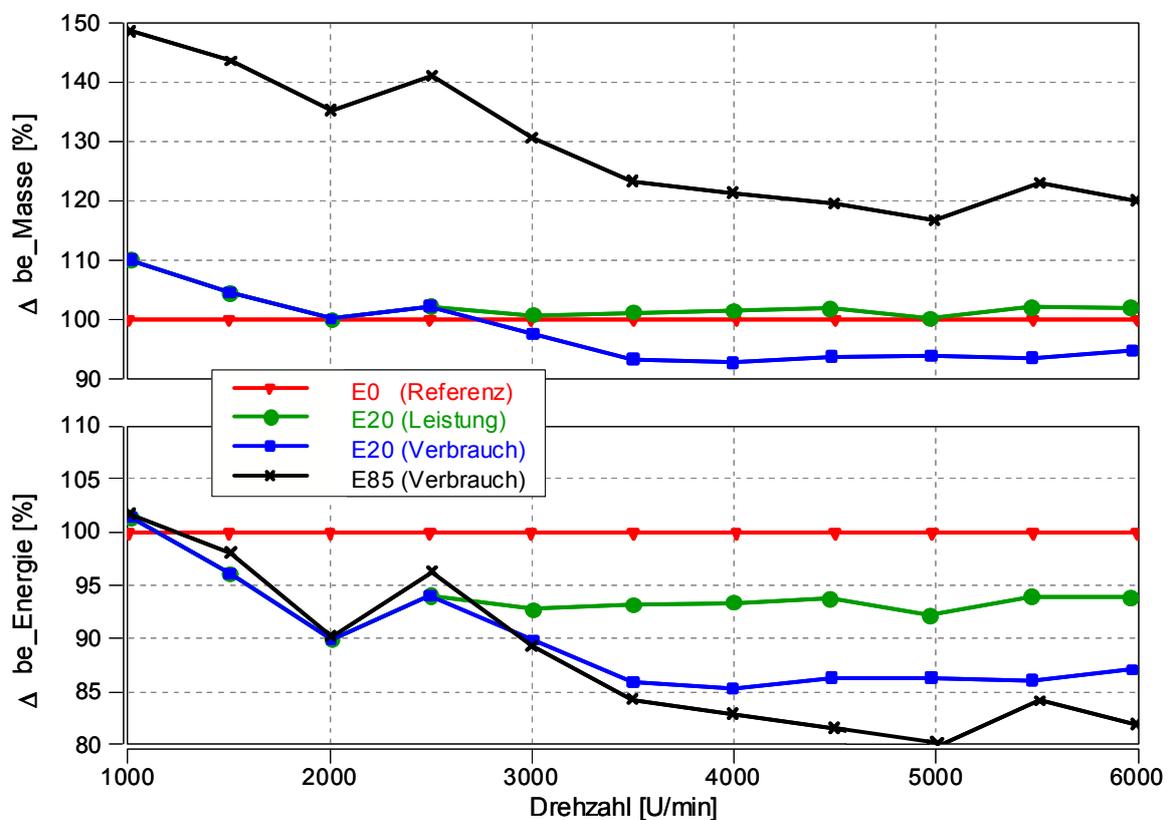


Abbildung 4-24: Spezifischer Kraftstoffverbrauch (be) bezogen auf Masse [%] und Energie [%] des Direkteinspritzmotors über der Drehzahl an der Volllast

### 4.3 Kaltstart

Die Kaltstartprobleme von Ethanol sind auf einen geringen Dampfdruck von 160mbar, die hohe Verdampfungswärme und einen relativ hohen Siedepunkt von 78°C zurückzuführen, wie in Kapitel 3 erläutert. Zudem ist mit sinkender Umgebungstemperatur und steigendem Ethanolgehalt im Kraftstoff wesentlich mehr Kraftstoffmenge zum Starten notwendig, Abbildung 2-7.

Um die Startbarkeit mit hohen Ethanolkraftstoffmischungen bzw. reinem Ethanol sicherzustellen, haben sich zwei Kaltstartsysteme etabliert: die Zylinderblockvorwärmung für europäische FFV und ein Zusatztank für brasilianische FFV. Beide Systeme besitzen jedoch entscheidende Nachteile, wie in Kapitel 2.2.2 erläutert, und können aus Gründen der Kundenakzeptanz (lange Aufheizzeiten, Betankung zweier Tanks) sowie dem fehlenden öffentlichen Stromversorgungsnetz auf den Straßen (bei Zylinderblockvorwärmung 220V notwendig) global nicht eingesetzt werden.

In diesem Kapitel wird zuerst ein alternatives Startsystem vorgestellt, bei dem der Kraftstoff im Injektor beheizt wird. Anschließend werden Optimierungsschritte von verschiedenen Motorparametern für den Einsatz eines solchen beheizten Einspritzventils sowie das Potenzial anhand von Untersuchungsergebnissen des Kanaleinspritzmotors mit E85- und E100-Kraftstoffen erläutert. Um die Kaltstartfähigkeit dieser hohen Ethanolkraftstoffe bei Temperaturen unter 0°C zu untersuchen wurde ein klimatisierter Prüfstand, Kapitel 4.1.3.8, aufgebaut.

#### 4.3.1 SVS Injektor

Der von der Fa. Continental Automotive (vormals: Siemens VDO) entwickelte SVS (Siemens Variable Spray) – Injektor, [Abbildung 4-25](#), erwärmt den Kraftstoff über das induktive Heizprinzip. Im Mantel des Injektors befindet sich eine Spule, in der eine Wechselspannung über eine Regeleinheit indiziert wird. Dadurch kommt es zu einer Erwärmung des Kraftstoffes, wobei jeder Injektor ein beheizbares Volumen von 0,9cm<sup>3</sup> und eine Heizleistung von 200W besitzt.

Zur Regelung der gewünschten Temperatur ist im SVS-Injektor ein Thermoelement in der Nähe der Spule verbaut. Da sich das Thermoelement nicht direkt im Kraftstoff befindet, ist die Kraftstofftemperatur nicht gleich der über die Regeleinheit eingestellten Soll-Temperatur. Beim Injektor des vierten Zylinders wurde ein zusätzliches Thermoelement verbaut, welches sich direkt im kraftstoffführenden Pfad befindet und die Kraftstofftemperatur misst.

Eine Erhöhung der Kraftstofftemperatur führt zu einer geringeren Oberflächenspannung der Kraftstofftropfen während der Einspritzung ins Saugrohr. Dadurch kommt es zur Bildung von kleineren Kraftstofftropfen, welche bewirken,

dass die gesamte Oberfläche größer wird. Die höhere Temperaturdifferenz und die größere Oberfläche führen zu einer höheren Verdampfungsrate. [99]

Wird die Kraftstofftemperatur weiter erhöht, kommt es zum schlagartigen Verdampfen eines Teils des Kraftstoffes beim Austritt aus dem Injektor, dem so genannten Flash-Boiling-Effekt.

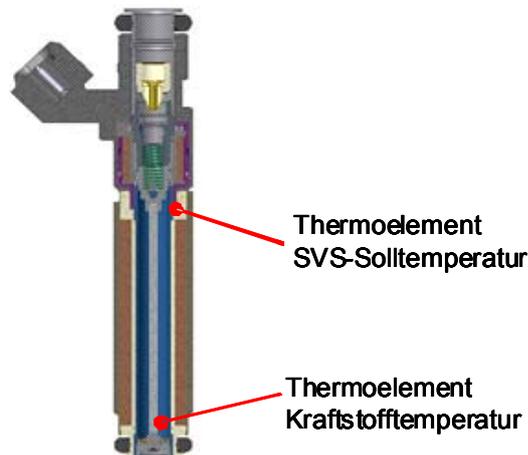


Abbildung 4-25: Schnittdarstellung des SVS (Siemens Variable Spray)-Injektors; [100].

Abbildung 4-26 zeigt den qualitativen Vergleich in einem schematisch dargestellten Druck-Enthalpie-Diagramm für eine Kraftstoffkomponente zwischen einer konventionellen Einspritzung und einer Flash-Boiling-Einspritzung:

Durch die Steigerung der Kraftstofftemperatur kommt es zu einer Erhöhung der spezifischen Enthalpie  $h$  - Punkt 1' verschiebt sich zu 1.

Betrachtet man einen Flash-Boiling-Einspritz-Prozess, erkennt man, dass zu Beginn des Einspritzvorganges der Kraftstoff flüssig (Punkt 1) ist. Bei der Einspritzung kommt es zu einer Druckabsenkung an der Einspritzventilmündung zu Punkt 2 ins 2-Phasen-Gebiet.

Im Gegensatz zum Flash-Boiling-Effekt, zeigen Punkt 1' und 2' eine konventionelle Einspritzung. Dabei führt die Druckabsenkung an der Einspritzventilmündung nicht ins 2-Phasen-Gebiet des Kraftstoffes. Der Druck in den Punkten 1' und 1 entspricht dem Kraftstoffdruck im Einspritzventil und in den Punkten 2' und 2 herrscht der Saugrohrdruck.

Durch die Beheizung wird der dampfförmige Anteil des Kraftstoffes erhöht und somit die Gemischaufbereitung im Saugrohr während des Kaltstarts verbessert.

Abbildung 4-27 zeigt den Vergleich von Spraybildern dieses Injektors bei unterschiedlichen Kraftstofftemperaturen. Im Falle von 110°C Heiztemperatur wird

hierbei ein mittlerer Sauterdurchmesser (SMD) von  $25\mu\text{m}$  erreicht, welcher deutlich geringer ist als bei einer konventionellen Einspritzung.

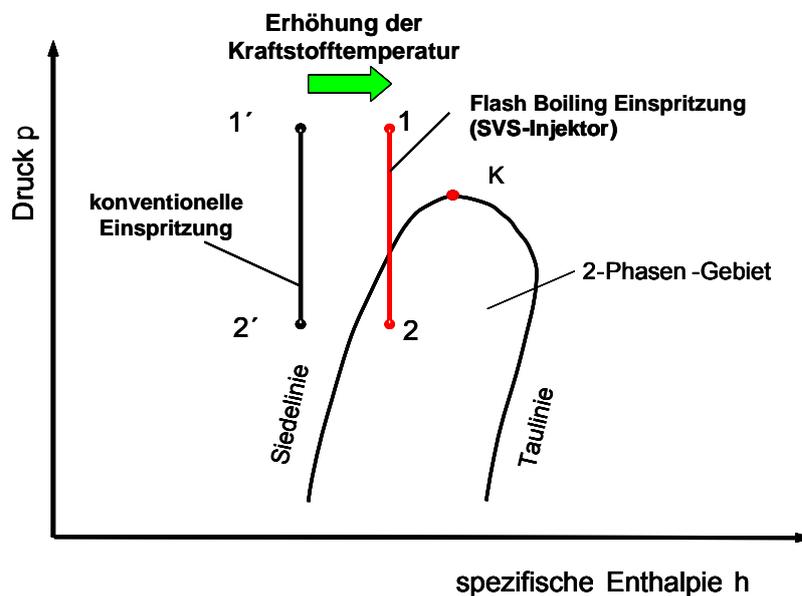


Abbildung 4-26: Vergleich einer konventionellen Kraftstoffeinspritzung und einer Flash-Boiling-Einspritzung; Quelle: [101].

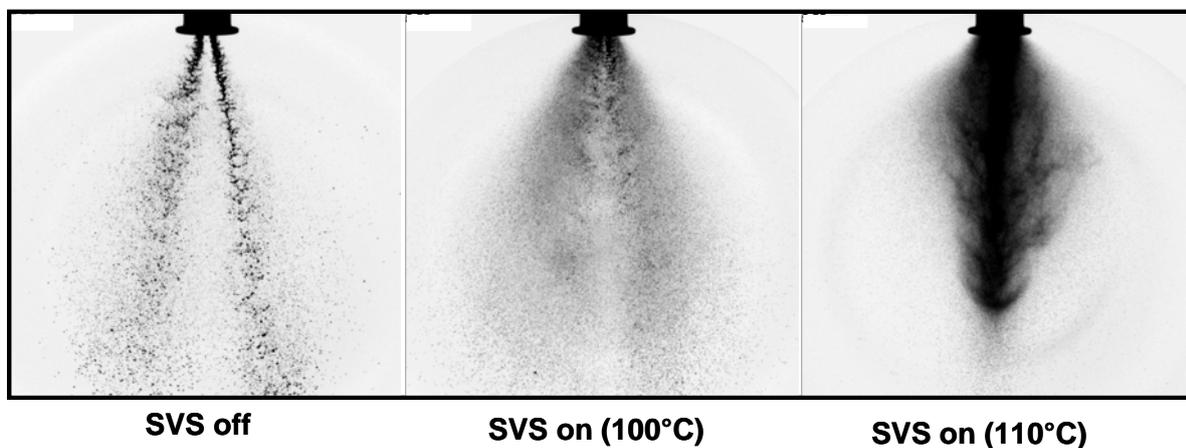


Abbildung 4-27: Vergleich des SVS-Injektorsprays bei unterschiedlichen Heiztemperaturen; [100].

### 4.3.2 Optimierung der Motorparameter

In diesem Unterkapitel werden die wichtigsten Applikationsschritte verschiedener Motorparameter erläutert, um den Drehzahlhochlauf im Kaltstart zu verbessern. Diese Applikationen waren notwendig, um die entsprechenden Starts mit den Kraftstoffen E85 und E100 zu realisieren, welche in Kapitel 4.3.3 und Kapitel 4.3.4

dargestellt werden. In diesen Kapiteln wird auch gesondert auf die jeweilige Einspritzzeit eingegangen, da diese wesentlich vom eingesetzten Kraftstoff abhängt.

#### 4.3.2.1 Drosselklappenstellung

Die Clausius-Claperyon-Gleichung stellt einen unmittelbarer Zusammenhang zwischen dem Druck und der Temperatur einer reinen Substanz her, welche sich im Phasenübergang befindet. Gleichung 4-3 beschreibt die Dampfdruckkurve und gibt für jede Temperatur T den Dampfdruck p über der gleichzeitig existierenden Flüssigkeit an. Im Falle von reinem Ethanol wird dies über die spezifische Enthalpie h und mittlere Molmasse M berechnet.

$$p(T) = p_0 \cdot e^{\left(\frac{h \cdot M}{R \cdot T_0}\right)} \cdot e^{\left(-\frac{h \cdot M}{R \cdot T}\right)} \quad (4-3)$$

Dieser Zusammenhang ist in Abbildung 4-28 graphisch dargestellt. Um einen möglichst hohen verdampften Kraftstoffanteil während der Einspritzung zu erzielen, mit einer positiven Auswirkung auf Gemischaufbereitung, stellte die Drosselklappenstellung beim Kaltstart einen wesentlichen Optimierungsparameter dar. Hierfür wurde über die Motordaten des saugrohreinspritzenden Motors aus Kapitel 4.1.1 die theoretisch angesaugte Luftmasse und idealisierten Kraftstoffmasse (Annahme: vollständige Verdampfung bei stöchiometrischem Luft-Kraftstoff Verhältnis) über dem Saugrohrdruck berechnet, Abbildung 4-29. Da es sich bei dieser Betrachtung um eine Idealisierung handelt, sind die Absolutwerte der berechneten Kraftstoffmasse und des Gesamtenergieaufwands nur von sekundärer Bedeutung und liegen unterhalb jener Werte aus dem Versuch. Viel mehr sollen die entscheidenden Faktoren der Drosselklappenposition und deren Relevanz auf die Verbesserung des Kaltstartverhaltens aufgezeigt werden.

Da die Ursache für den relativ hohen Siedepunkt des Ethanols in der Möglichkeit zur Ausbildung von starken intermolekularen Wechselwirkungen zwischen den Molekülen liegt, kostet es relativ viel Energie, um ein Ethanolmolekül aus diesem Verband zu lösen und in die Gasphase zu überführen. Diese notwendige Energie kann über einen geringeren Saugrohrdruck mit der einhergehenden Absenkung des Siedepunkts und der Luft - und damit der Kraftstoffmasse - reduziert werden, Abbildung 4-30. Gleichzeitig ist es notwendig den Kraftstoff entsprechend (über den SVS-Injektor) aufzuheizen, um diesen zumindest im Bereich der Siedetemperatur zu verdampfen. Diese Energien wurden jeweils über die Enthalpie, Gleichung 4-4, berechnet.

$$h = m \cdot c_p \cdot dT \quad (4-4)$$

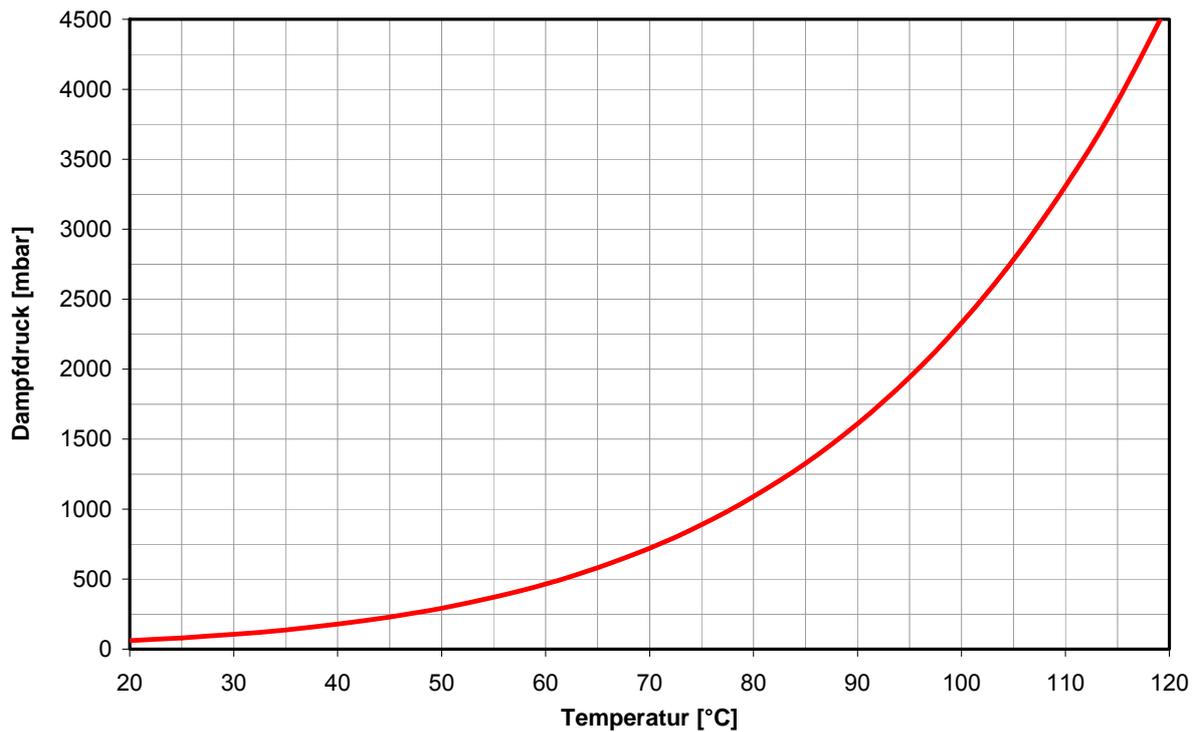


Abbildung 4-28: Dampfdruck [mbar] über der Temperatur [°C] von reinem Ethanol; Datenquelle: [102].

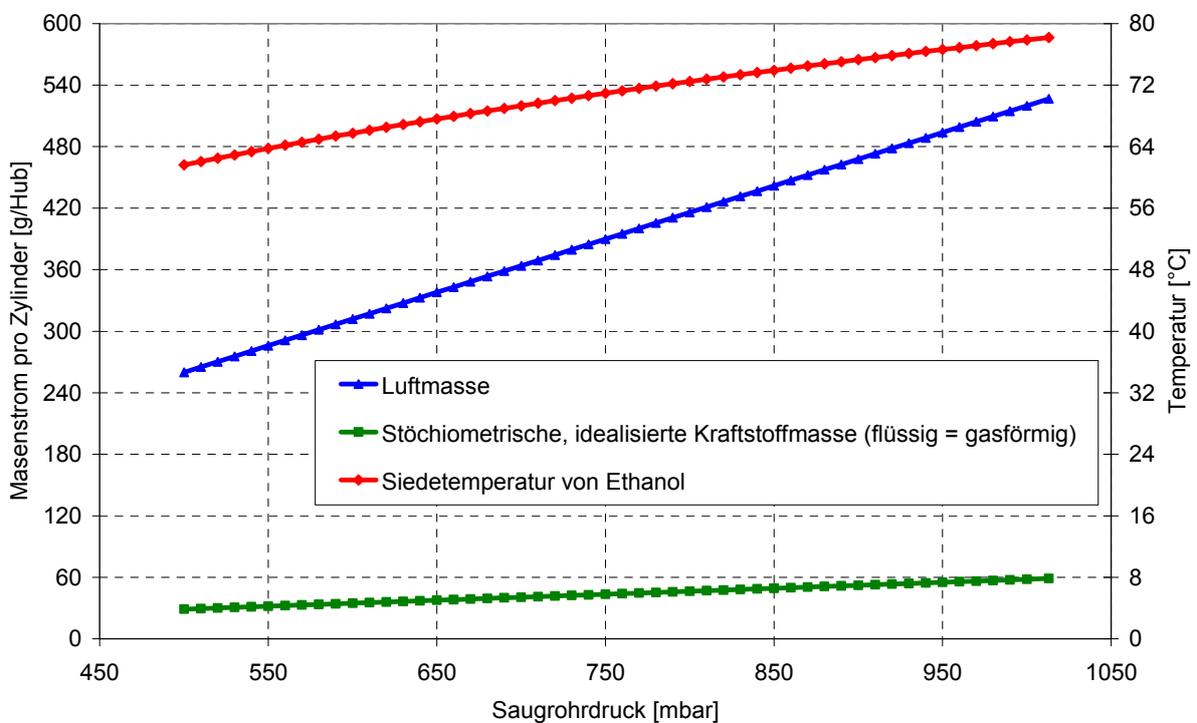
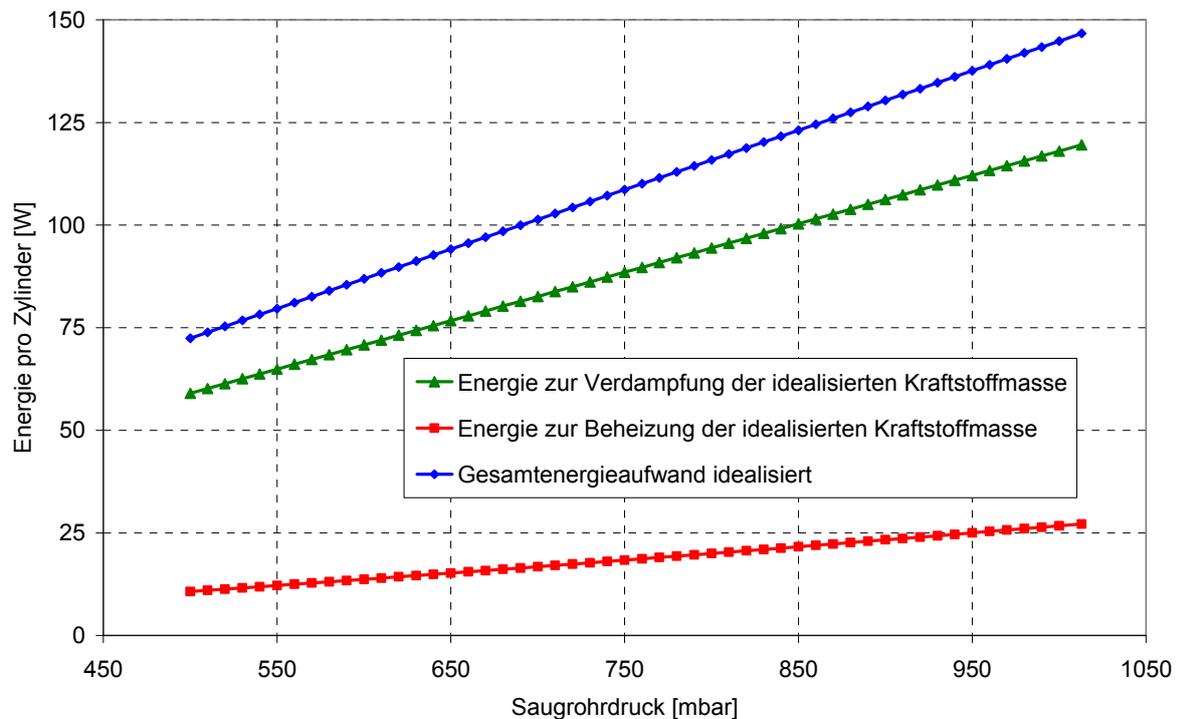


Abbildung 4-29: Berechneter Luft- und Kraftstoffmassenstrom (für  $\lambda=1$  Betrieb) des saugrohreinspritzenden Motors sowie Siedetemperatur von Ethanol über dem Saugrohrdruck

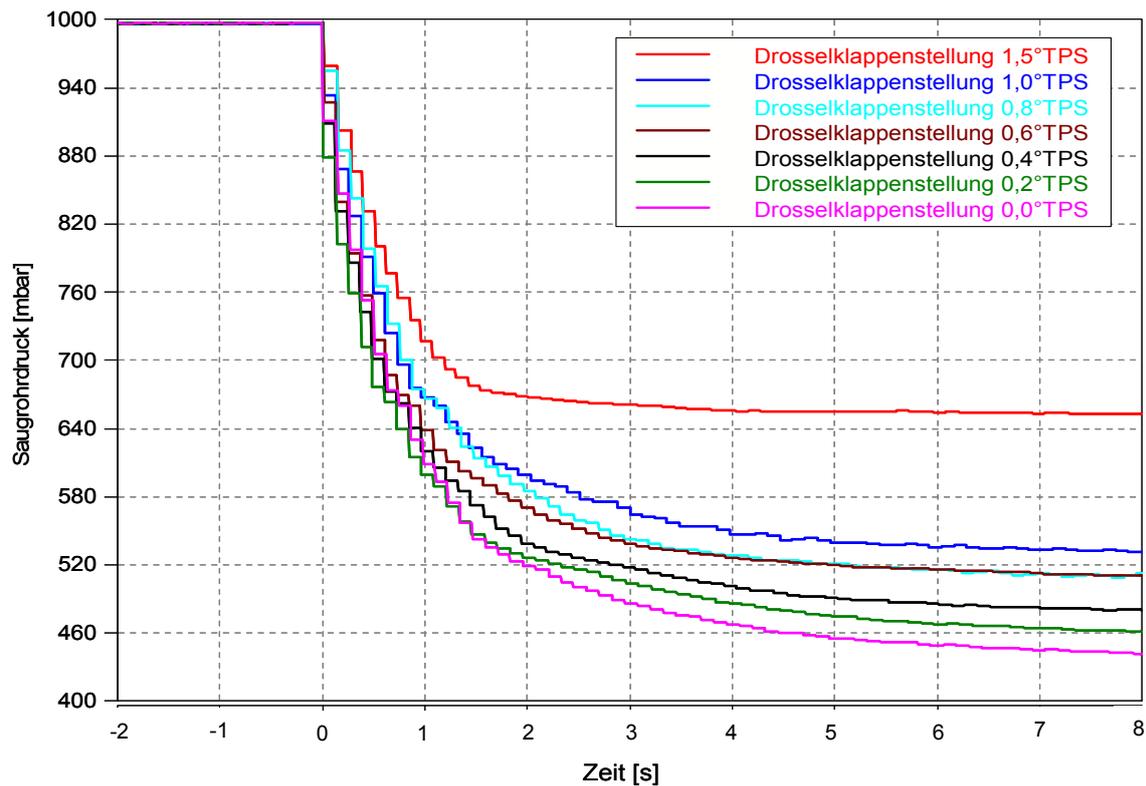
Um den idealisierten Gesamtenergieaufwand von ca. 150W pro Zylinder bei ungedrosseltem Startverlauf zu reduzieren, sollte die erste Einspritzung bei einem möglichst geringen Saugrohrdruck abgesetzt werden, was jedoch die Startzeit des Motors verlängert.



**Abbildung 4-30:** Energiebedarf zur Verdampfung und Beheizung der Kraftstoffmasse über dem Saugrohrdruck (Umgebungstemperatur von  $-5^{\circ}\text{C}$ )

Da die Drosselklappenstellung entscheidend für den sich einstellenden Saugrohrdruck ist, wurde der Öffnungswinkel zwischen  $0^{\circ}$  und  $1,5^{\circ}\text{TPS}$  (Throttle Position, Grad Drosselklappenstellung) variiert, Abbildung 4-31. Dabei ist der Gradient des Saugrohrdruckverlaufes zu Beginn für alle Drosselklappenstellungen sehr ähnlich und erst nach einer Sekunde zeigen sich deutliche Unterschiede.

Als Kompromiss zwischen Saugrohrunterdruck und Frischluftmenge wurde eine Drosselklappenstellung von  $1^{\circ}\text{TPS}$  zu Startbeginn festgelegt. Im Zuge der Untersuchungen wurde das Kennfeld der Drosselklappenstellung über der Drehzahl schrittweise optimiert. Bei der endgültigen Applikation für hohe Ethanolkonzentrationen im Kraftstoff erfolgte eine Bedatung der Drosselklappenstellung mit  $1^{\circ}\text{TPS}$  bis  $6^{\circ}\text{TPS}$  zwischen den Drehzahlen von 250 U/min und 1250 U/min. Hingegen ist bei der Serienapplikation die Drosselklappe im Start konstant auf  $6^{\circ}\text{TPS}$  gestellt.

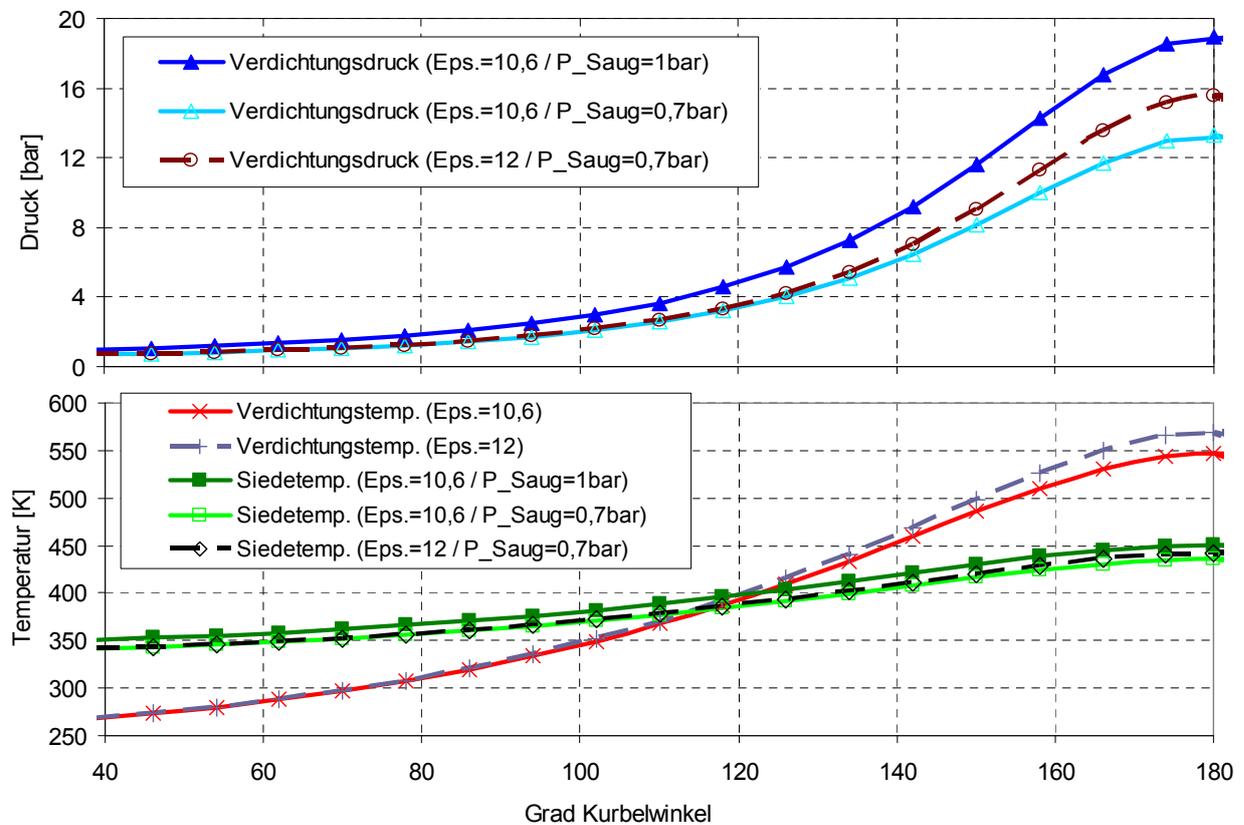


**Abbildung 4-31:** Saugrohrdruckverlauf [mbar] über der Zeit [s] bei Variation der Drosselklappenstellung [°TPS, Throttle Position]

Anschließend wurde über den isentropen Verdichtungsprozeß eine Betrachtung der Bedingungen im Brennraum durchgeführt, [Abbildung 4-32](#). Hierfür wurden wiederum die Siedetemperatur von Ethanol in Abhängigkeit des Druckes sowie Verdichtungsdruck und -temperatur bei unterschiedlichen Randbedingungen berechnet. Messungen mit unterschiedlichen Drosselklappenstellungen zeigten, dass der Einfluss der Drosselung auf den Temperaturabfall vernachlässigt werden kann.

Während des Saughubs fällt die Temperatur im Zylinder ab und ein Teil des verdampften Kraftstoffs kondensiert wiederum aus. Prinzipiell wird zwar bei einem Saugrohrdruck von 1bar gegenüber den 700mbar ein höherer Druck erzielt, jedoch hebt dieser Druck auch wieder das Siedeniveau des Ethanols an. Daher wirkt sich der geringere Saugrohrdruck insofern positiv aus, da der Schnittpunkt der Siedelinie mit der Verdichtungstemperatur - zeitlich gesehen - früher stattfindet und das Gemisch daher länger Zeit für eine Homogenisierung hat. Dahingegen spielt der Einfluss des Verdichtungsverhältnis nur eine sekundäre Rolle: Bei gleichem Saugrohrdruck von 700mbar unterscheiden sich die Temperaturkurven im relevanten Bereich nur unwesentlich. Oberhalb von etwa 380K verdampft Ethanol bei dem Verdichtungsdruck von etwa 3,5bar bereits vollständig.

Diese Erkenntnisse können vor allem für eine erfolgreiche Startapplikation bei der Direkteinspritzung entscheidend sein, wo das Einspritztiming im Falle eines Schichtstarts maßgeblich ist.



**Abbildung 4-32:** Verdichtungsdruck, -temperatur und Siedetemperatur bei unterschiedlichem Verdichtungsverhältnis und Saugrohrdruck über Grad Kurbelwinkel (Umgebungstemperatur  $-5^{\circ}\text{C}$ )

#### 4.3.2.2 Zeitpunkt der ersten Einspritzung

Um den erwünschten Unterdruck im Saugrohr für eine bessere Gemischaufbereitung von Ethanol zu erhalten, wird die erste Einspritzung erst eine gewisse Zeit nach dem Einleiten des Startvorganges abgesetzt. Hierfür ist ein Kompromiss für den Zeitpunkt der Ersteinspritzung zwischen einer akzeptalen Startzeit und einem möglichst niedrigem Absolutdruck notwendig. Ein positiver Nebeneffekt durch Drehen des Motors ohne Einspritzung ist die Erwärmung des Brennraums, welche auf die Reibarbeit des Kolbens sowie die Kompression des Gases zurückzuführen ist.

Abbildung 4-33 zeigt eine Variation der ersten Einspritzung bei konstanter Drosselklappenstellung von  $1^{\circ}\text{TPS}$  und einer Starterdrehzahl von etwa 270 U/min. Im unteren Teil der Abbildung ist über die steigende Flanke der Einspritzzeit der Zeitpunkt der ersten Einspritzung dargestellt:

In der Serienapplikation erfolgt die Kraftstoffeinspritzung sofort nach Initialisierung, um die Startzeit kurz zu halten. Durch die leicht flüchtigen Kraftstoffkomponenten von Benzin ist dabei ein Drehzahlhochlauf auch bei tiefen Temperaturen sichergestellt. Bei einer entsprechenden Verzögerung der Einspritzung fällt der Saugrohrdruckverlauf innerhalb der ersten Zyklen stark ab. In der Motorsteuerung ist der Zeitpunkt der Einspritzung über Segmente des Kurbelwellensensors festgelegt, wobei vier Segmente bei einem 4-Zylinder Motor einem Arbeitszyklus von  $720^\circ\text{KW}$  entsprechen. Wird der Kraftstoff nach einem Zyklus eingespritzt, erfolgt dies bei einem Saugrohrdruck von 760mbar. Bei Einspritzung nach zwei Zyklen beträgt der Absolutdruck bereits nur mehr 680mbar und nach drei Arbeitszyklen 650mbar. Da der Saugrohrdruckverlauf in diesem Bereich schon sehr flach wird, wurde in Hinblick auf eine möglichst kurze Startzeit die Applikation mit einer ersten Einspritzung nach zwei Zyklen festgelegt. Dies würde die Siedetemperatur von reinem Ethanol auf etwa  $68^\circ\text{C}$  absenken, Abbildung 4-28, und andere Maßnahmen zur Kaltstartverbesserung, wie die Heizzeit der SVS-Injektoren, reduzieren.

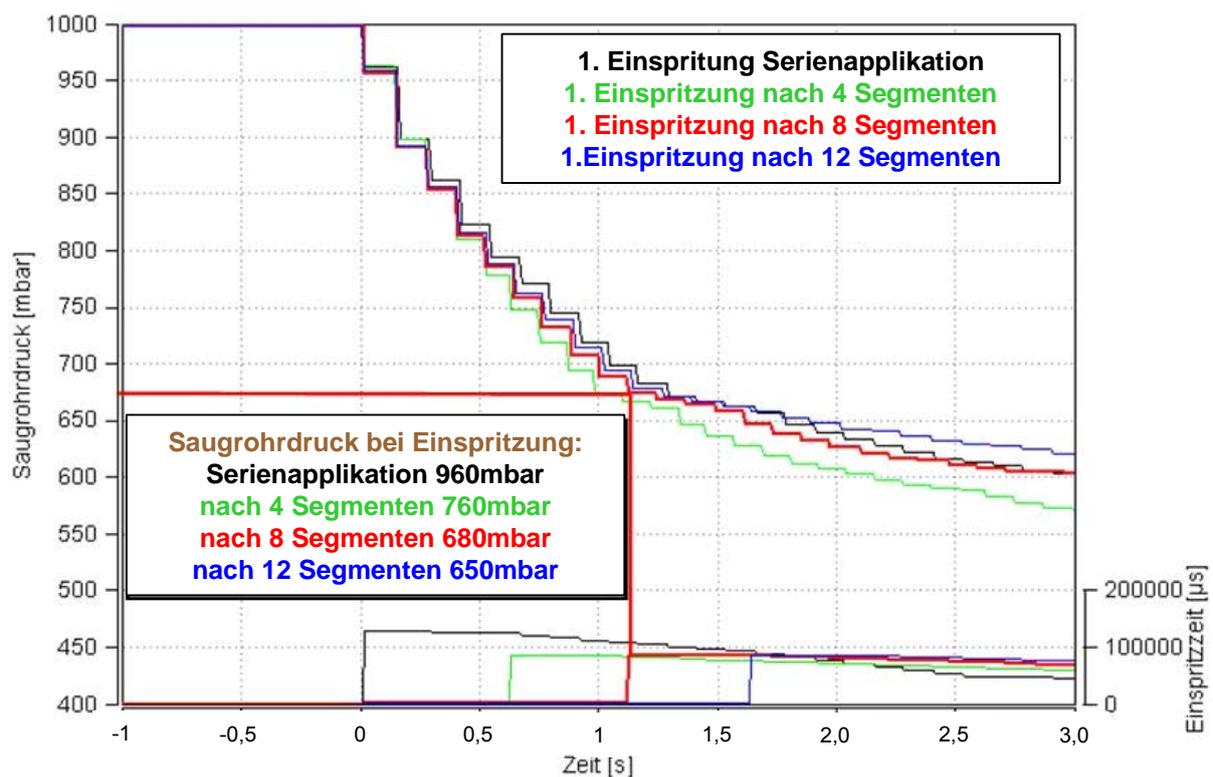


Abbildung 4-33: Saugrohrdruck [mbar] über der Zeit [s] in Abhängigkeit des ersten Einspritzzeitpunkts bei einer Drosselklappenstellung von  $1^\circ\text{TPS}$  und einer Starter-Motordrehzahl von 270 U/min

### 4.3.2.3 Zündwinkel

Bei den ersten Startversuchen wurde mit einem über die Drehzahl konstanten Zündwinkel ( $0^\circ\text{KWvZOT}$ ) gestartet, wobei kein oder nur ein sehr flacher Drehzahlhochlauf möglich war. Daher wurde der Zündwinkel über der Drehzahl im Starterkennfeld neu appliziert. Bei einem Vergleich von zwei Abstimmungsvarianten in Abbildung 4-34, bei denen die weiteren Parameter konstant gehalten wurden, ist der Einfluss auf den Drehzahlhochlauf beim Betrieb mit E100 zu erkennen: Durch die Wahl des früheren Zündwinkels über der Drehzahl stellt sich ein steilerer und schnellerer Hochlauf aufgrund eines höheren Verbrennungsdrucks ein.

Die dargestellte Zündwinkeleinstellung für den Start wurde während der Untersuchungen mit den unterschiedlichen Kraftstoffen appliziert. Nach Erreichen der Startgrenze von 1000 U/min wird das Kennfeld des Nachstarts aktiv, weshalb der Zündwinkel bei dieser Drehzahl schlagartig in Richtung früh verstellt wird. Um ein zu hohes Überspringen der Drehzahl in diesem Bereich zu vermeiden sowie aus Katalysatorheizmaßnahmen, wird der Zündwinkel in weiterer Folge wieder in Richtung spät gestellt.

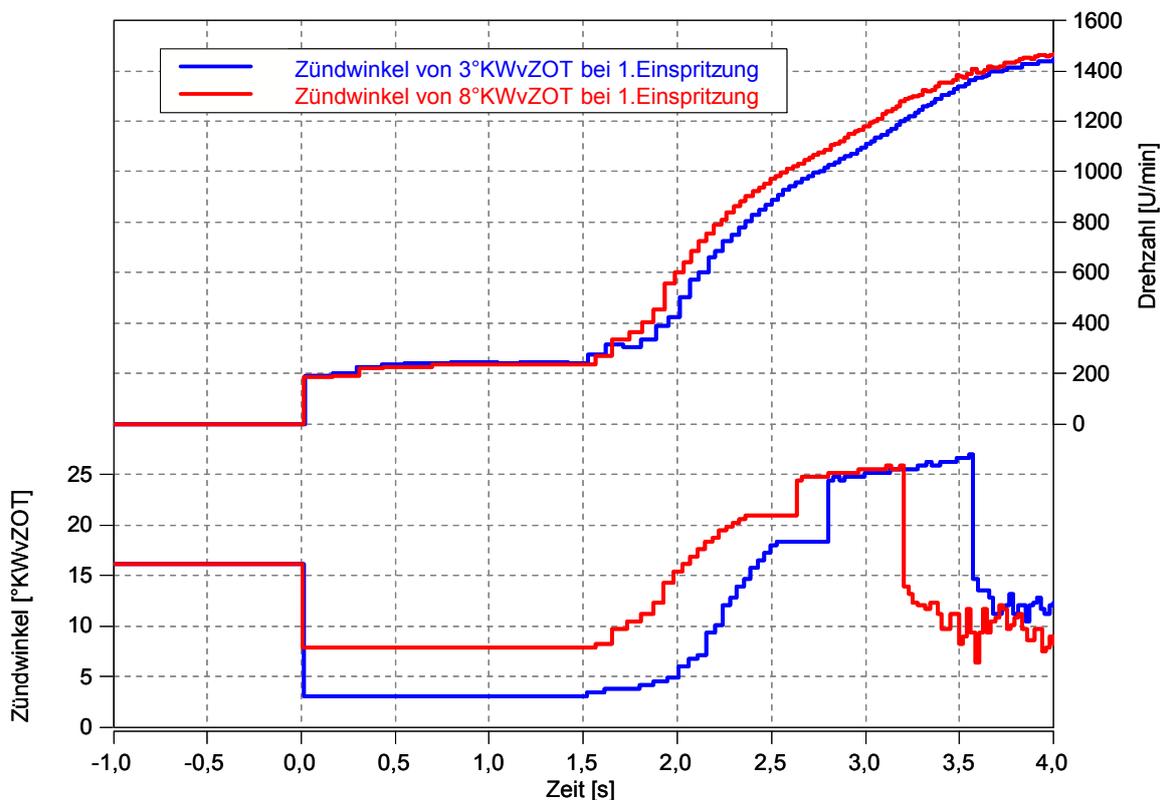


Abbildung 4-34: Drehzahlanstieg [U/min] bei unterschiedlichen Zündwinkeln [°KWvZOT] über der Zeit [s] mit E100-Kraftstoff bei  $-5^\circ\text{C}$  Umgebungstemperatur

#### 4.3.2.4 Einspritzdruck

Zu Beginn wurden die Kaltstartuntersuchungen mit einem Kraftstoffdruck von 6bar durchgeführt, da sich dieser hohe Druck positiv auf die Gemischaufbereitung auswirkt. Da dieser Druck mit handelsüblichen Kraftstoff-Niederdruckpumpen nicht erreicht werden kann, wurde nach erfolgreicher Startapplikation bei 6bar der Kraftstoffdruck in der Folge reduziert und neue Applikationen vorgenommen. Die Einspritzmenge und die Regeltemperatur der beheizten SVS-Injektoren wurden dem Druck entsprechend angepasst. In Abbildung 4-35 ist der Drehzahlanstieg im Start mit unterschiedlichem Kraftstoffdruck dargestellt, wobei der Hochlauf mit fallendem Druck zunehmend flacher wird. Bei einem Kraftstoffdruck von 3,5bar konnte die applizierte Einspritzmenge nicht mehr zur Gänze ins Saugrohr eingebracht werden, da über einen ganzen Zyklus eingespritzt wurde. Für die Startuntersuchungen wurde deshalb ein Kraftstoffdruck von 4,2bar gewählt, um einen Kompromiss zwischen einem schnellem Drehzahlhochlauf und der Verwendung handelsüblicher Kraftstoffpumpen, welche diesen Druck kurzfristig fördern können, zu erreichen.

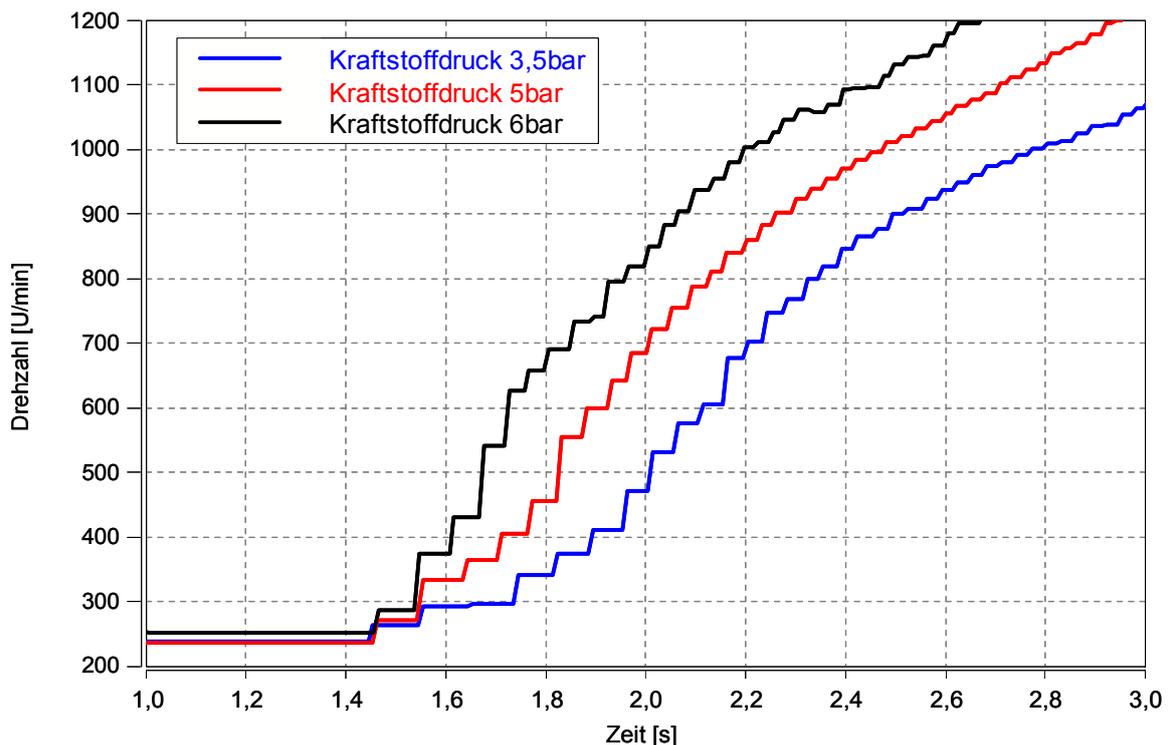


Abbildung 4-35: Drehzahlanstieg [U/min] bei unterschiedlichem Kraftstoffdruck [bar] über der Zeit [s] mit E100-Kraftstoff bei  $-5^{\circ}\text{C}$  Umgebungstemperatur

#### 4.3.2.5 Beheizung des SVS - Injektors

Der gewünschte Flash-Boiling-Effekt, ein schlagartiges Verdampfen eines Teils des Kraftstoffes bei der Einspritzung, ist nur über eine präzise Abstimmung von Kraftstofftemperatur und Saugrohrdruck möglich. Überschreitet die Heiztemperatur

die Kraftstoffsiedetemperatur führt dies zu einer Dampfblasenbildung im Injektor, die sich in Zumessproblemen oder einer Dampfdrucksperrre äußern kann. Die Folge sind unvollständige Verbrennungen oder Verbrennungsaussetzer, da der Kraftstoff nur teilweise oder gar nicht eingespritzt wird.

Im Falle von reinem Ethanol liegt die Siedetemperatur bei dem gewählten Kraftstoffdruck von 4,2bar bei etwa 117°C. Zumessprobleme treten aber schon bei einer geringeren Temperatur auf, da nicht überall im Einspritzventil der über den Druckregler eingestellte Kraftstoffdruck vorherrscht, Abbildung 4-36. Das Bild zeigt den prinzipiellen Druckverlauf für eine kontinuierliche, inkompressible und reibungsfreie Strömung im Bereich einer Düse mit scharfkantigem Eintritt. Im Punkt 1 herrscht der eingestellte Kraftstoffdruck, am Ende der Düse der Saugrohrdruck ( $P_a$ ). Der kritische Bereich liegt nach der Verjüngung im Punkt 2, da hier der Kraftstofffluss eingeschnürt und beschleunigt wird, was zu einer entsprechenden Druckabsenkung führt. Weiters kommt es auch aufgrund der intermittierenden Einspritzung zu Druckschwankungen im System. Fällt der Kraftstoffdruck unter den Dampfdruck, kommt es mit einem gewissen Siedeverzug zu einer Dampfblasenbildung.

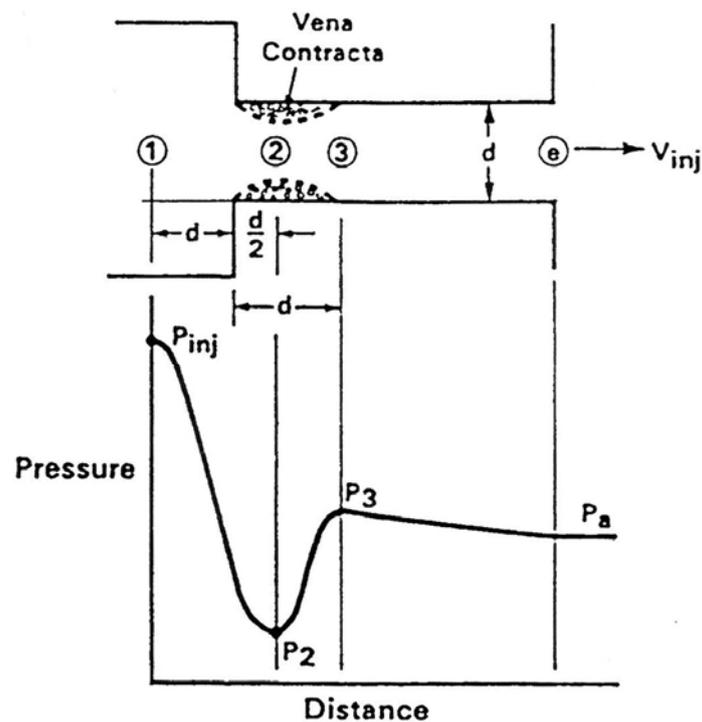


Abbildung 4-36: Druckverlauf einer reibungsfreien, inkompressiblen und kontinuierlichen Strömung im Bereich des scharfkantigen Eintrittes einer Düse; [103].

Das beheizbare Kraftstoffvolumen von 0,9cm<sup>3</sup> des SVS-Injektors erfordert eine Aufheizzeit der vier Injektoren von 10 Sekunden, um die gewählte Solltemperatur von 105°C zu erreichen, Abbildung 4-37. Um die tatsächliche Startzeit kurz zu halten,

könnte die Beheizung der Injektoren ab einer gewissen Außentemperatur mit dem Funksignal beim Aufsperrn eines modernen Fahrzeuges gekoppelt werden.

In Abbildung 4-37 charakterisiert der Einbruch der Batteriespannung den Beginn des Startvorganges. Nach ca. zwei Sekunden erfolgt die erste Einspritzung ins Saugrohr, wobei es aufgrund des kühlen, nachströmenden Kraftstoffes zu einem Temperaturabfall ( $\Delta T$ ) kommt, welcher die Gemischaufbereitung beeinflusst. Hierbei zeigt sich ein mögliches Verbesserungspotenzial an diesem Injektor im Bereich des Wandwärmeüberganges.

Im Injektor 4 war zusätzlich ein schnell ansprechendes Thermoelement bei der Injektormündung direkt im Kraftstoff verbaut. Nach dem Start sind deutliche Unterschiede zwischen der gemessenen Kraftstofftemperatur und der SVS-Regeltemperatur zu erkennen, was auf die unterschiedliche Einbausituation der beiden Thermoelemente zurückzuführen ist, Abbildung 4-25. Da sich das "Sollwert-Thermoelement" nicht direkt im Kraftstoff, sondern im Injektormantel nahe der Spule befindet, an einer Stelle an welcher der Kraftstoff in den Heizbereich einströmt, wird der Kraftstoff über die Solltemperatur geheizt und dies kann zu den erwähnten Zumessproblemen oder einer Dampfdrucksperr im Injektor führen.

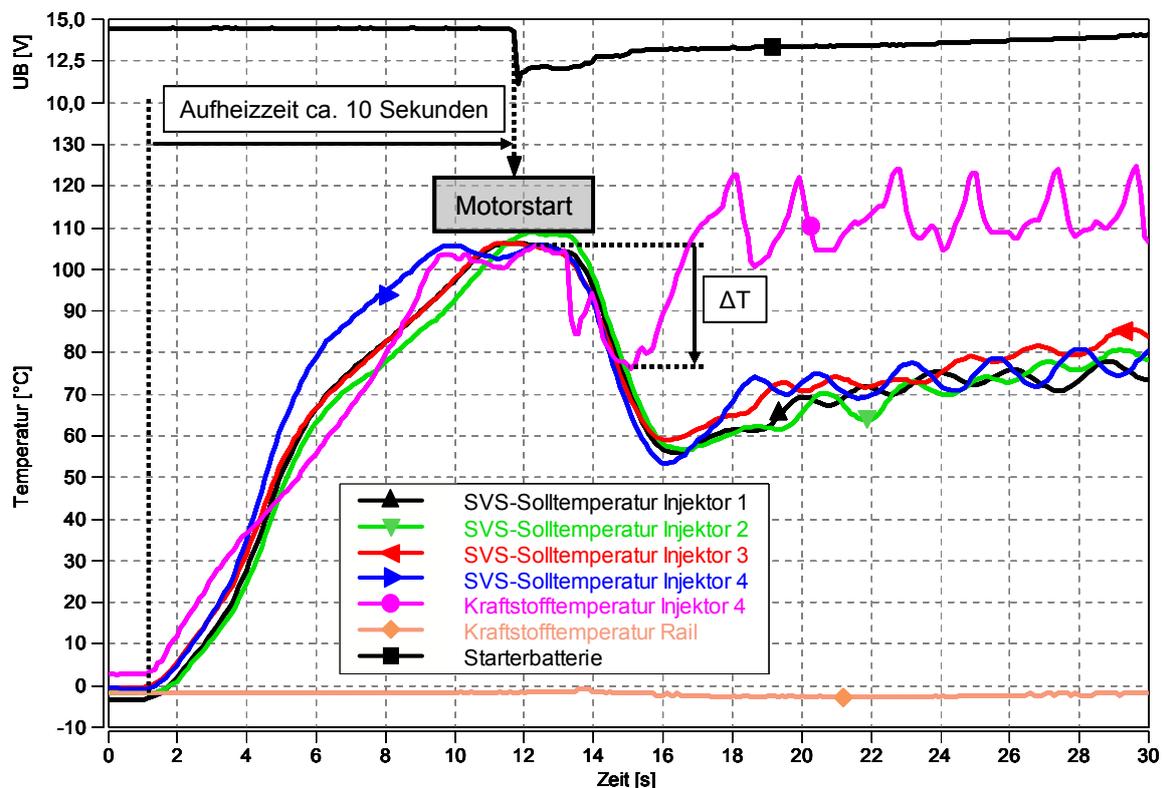
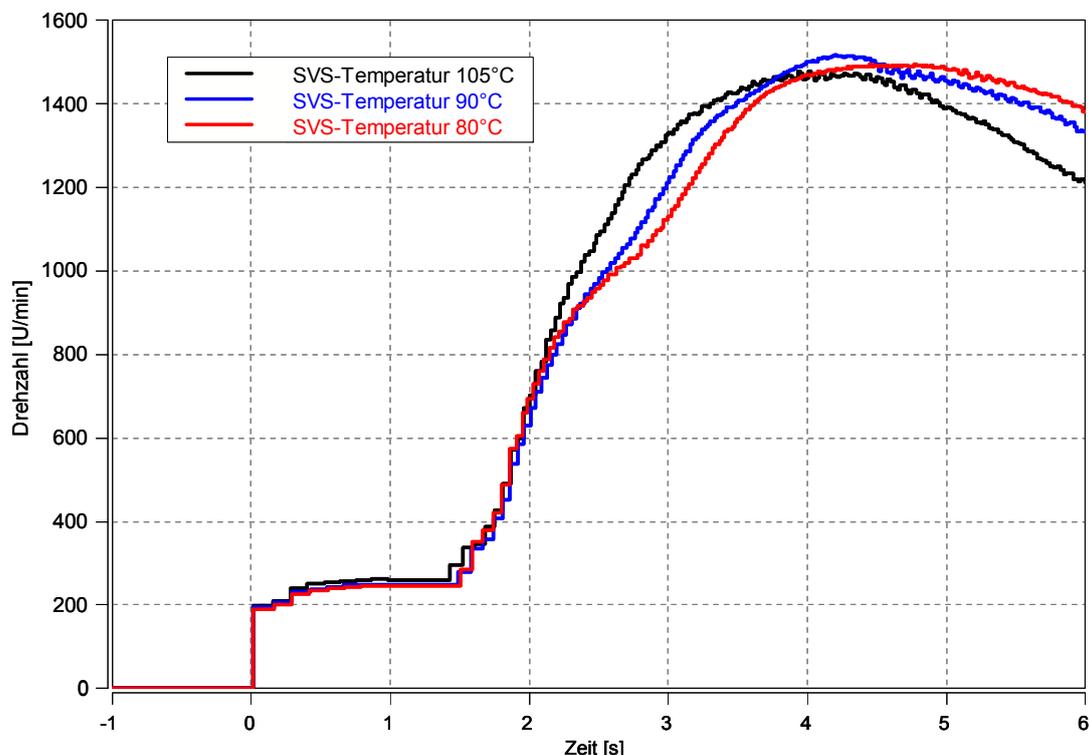


Abbildung 4-37: SVS-Solltemperatur [°C], Kraftstofftemperatur im Injektor 4 [°C], Temperatur in der Kraftstoffleiste [°C] und Starterbatteriespannung UB [V] bei einem Kaltstart mit E100-Kraftstoff und einer Umgebungstemperatur von -5°C

Da es zu Beginn der Untersuchungen bei einer gewählten SVS-Temperatur von 120°C zu einer solchen Dampfdrucksperrung in zwei Injektoren kam, wurden in der Folge nur mehr Temperaturen unterhalb dieser 120°C gewählt. Ausgehend von einem applizierten Start mit dem Kraftstoff E100 bei -5°C Umgebungstemperatur sowie einer Regeltemperatur von 105°C wurde der Einfluss von einer geringeren SVS-Temperatur, welche die Aufheizzeit entsprechend verkürzt, auf den Drehzahlhochlauf untersucht. Sowohl bei einer gewählten Temperatur von 90°C als auch 80°C ist eine Sekunde nach der ersten Einspritzung ein leichter Drehzahleinbruch gegenüber dem Start mit 105°C in [Abbildung 4-38](#) zu erkennen. Aufgrund der geringeren Solltemperatur fällt die Temperatur im Injektor während den ersten Einspritzungen stärker ab. Dies wirkt sich negativ auf die Gemischaufbereitung aus, da der nachströmende, kühle Kraftstoff nicht mehr entsprechend beheizt wird.



[Abbildung 4-38](#): Drehzahlhochlauf [U/min] bei verschiedenen SVS-Temperaturen über der Zeit [s] mit E100-Kraftstoff bei -5°C Umgebungstemperatur

In [Abbildung 4-39](#) ist der Unterschied des Drehzahlverlaufs bei einer Regeltemperatur von 80°C und 105°C über die motorische Verbrennung mittels Zylinderdruck und differenziellen Heizverlauf der Zylinder 1 bis 4 erläutert. Die Energieumsetzung ist bei einer SVS-Injektortemperatur von 80°C durchwegs geringer, wodurch die Drehzahl bei ca. 4,1 Sekunden abflacht, [Abbildung 4-38](#).

Den besten Kompromiss zwischen einem steilen Drehzahlgradienten im Start und (noch) keinen Zumessproblemen aufgrund einer zu hohen Regeltemperatur stellte somit 105°C SVS-Solltemperatur bei den Untersuchungen mit reinem Ethanol dar. Diese Temperatur ist für Kaltstarts mit E85-Kraftstoff zu hoch und führt in Folge des 15% Benzinanteils zu Dampfblasenbildung zu Verbrennungsaussetzern. Deshalb wurde bei dieser Benzin-Ethanol Mischung in Optimierungsschritten eine SVS-Solltemperatur von 95°C ermittelt.

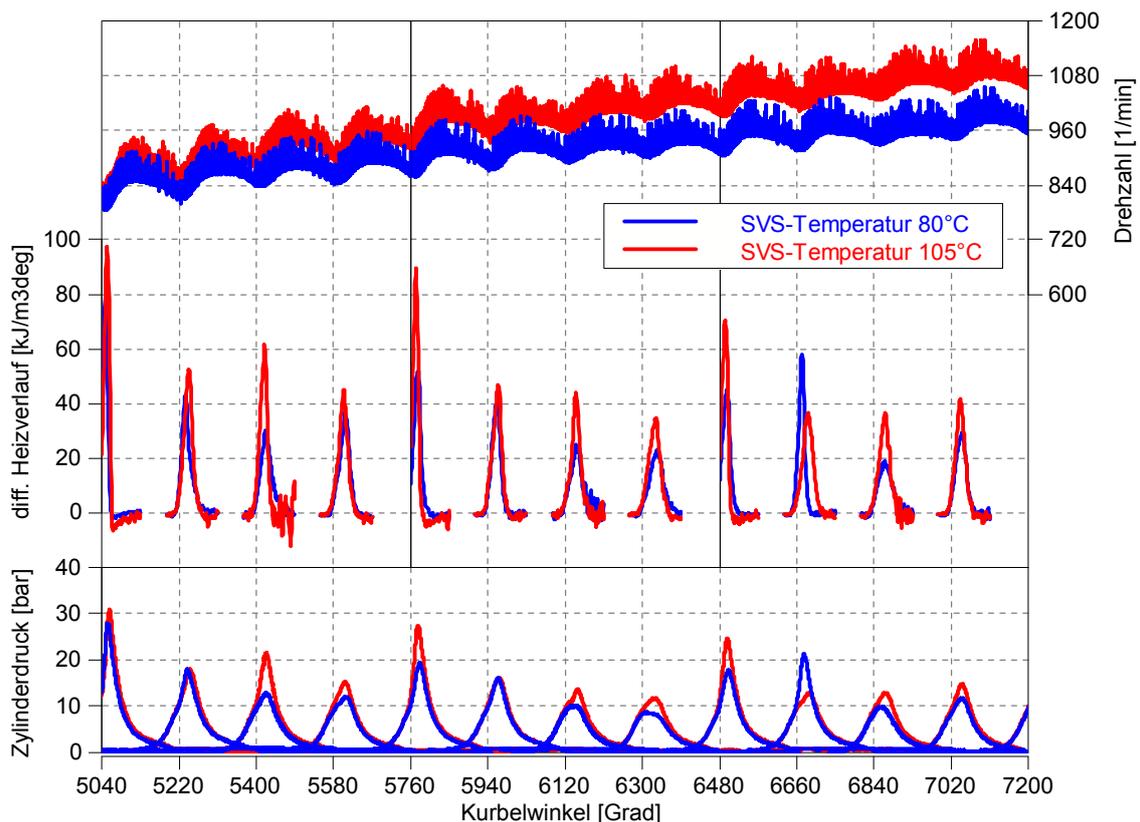


Abbildung 4-39: Drehzahl [U/min], diff. Heizverlauf [kJ/m³deg] und Zylinderdruck [bar] bei einer SVS-Temperatur von 80°C und 105°C über Grad Kurbelwinkel (E100-Kraftstoff bei -5°C Umgebungstemperatur)

### 4.3.3 Untersuchungsergebnisse mit E85-Kraftstoff

Bei der Konditionierung für die Startuntersuchungen mit E85 wurde neben der Temperatur von -5°C auch auf eine gleiche Kurbelwellenstellung beim Start (Zylinder 1 auf Zünd-OT) geachtet, um den gemessenen Zylinderdruck unmittelbar miteinander vergleichen zu können. Zudem wurde durchwegs ein Kraftstoffdruck von 4,2bar und bei Beheizung der Injektoren eine Soll-Temperatur von 95°C gewählt. Für Vergleichszwecke hinsichtlich der notwendigen Einspritzzeiten und HC-Rohemissionen sind Starts mit und ohne Beheizung der SVS-Injektoren gegenübergestellt.

### 4.3.3.1 Beheizung der SVS-Injektoren

In Abbildung 4-40 sind Drehzahlhochlauf, Zündwinkel, Saugrohrdruck und die Luftzahl während des Kaltstarts bei einer Umgebungstemperatur von  $-5^{\circ}\text{C}$  dargestellt. Um den Saugrohrdruck auf etwa 700mbar abzusenken und somit die Gemischaufbereitung zu verbessern, erfolgt die erste Einspritzung erst nach zwei Arbeitszyklen, was in dieser Abbildung dem Bereich zwischen Sekunde 2 und 3,2 entspricht. Durch den geringeren Druck befindet sich die Siedetemperatur des Kraftstoffes bei Einspritzung auf einem niedrigeren Niveau und der dampfförmige Kraftstoffanteil beim Ansaugen wird erhöht. Durch eine entsprechende Applikation der Drosselklappenstellung wird ein weiterer Abfall des Saugrohrdrucks während des Motorhochlaufs gewährleistet.

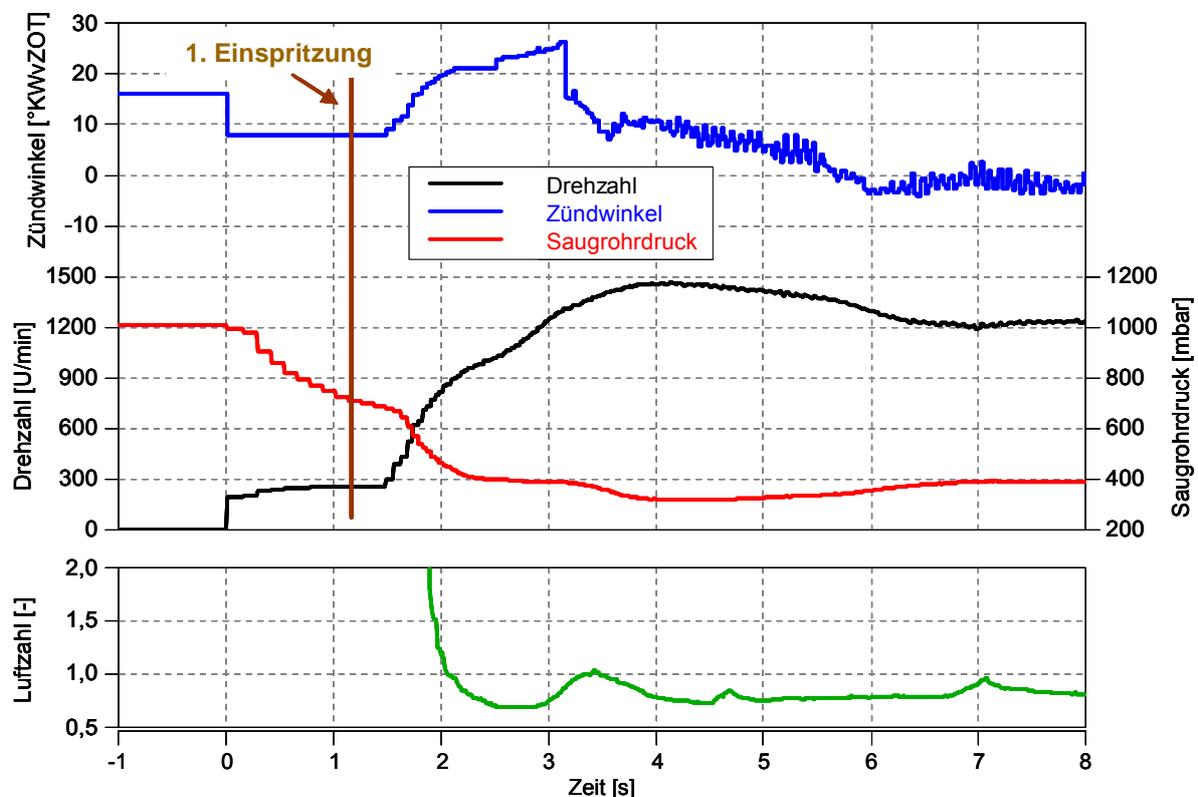


Abbildung 4-40: Drehzahl [U/min], Zündwinkel [°KWvZOT], Saugrohrdruck [mbar] und Luftzahl [-] über der Zeit [s] bei Kaltstart mit E85-Kraftstoff und einer SVS-Temperatur von  $95^{\circ}\text{C}$  (Umgebungstemperatur von  $-5^{\circ}\text{C}$ )

In Abstimmung mit dem Zündwinkel und den Einspritzparametern ermöglicht dies einen steilen Drehzahlgradienten im Start. Die definierte Startgrenze bei einer Drehzahl von 1000 U/min wird somit innerhalb von 2,2 Sekunden nach Initialisierung bzw. 1 Sekunde nach der ersten Einspritzung erreicht. Davor ist es jedoch notwendig die SVS-Injektoren auf eine Solltemperatur von  $95^{\circ}\text{C}$  zu regeln, was in etwa 8 Sekunden benötigt hat, siehe dazu auch Abbildung 4-37. Trotz der Beheizung des

Kraftstoffes und der geschilderten Maßnahmen zur Verbesserung der Gemischaufbereitung ist im Falle von hohen Ethanolkonzentrationen im Kraftstoff eine Anreicherung des Gemisches notwendig, was sich anhand der Luftzahl erkennen lässt, Abbildung 4-40 unten.

Durch das große beheizbare Volumen des SVS-Injektors können bei den applizierten Einspritzmengen, Abbildung 4-41 unten, zumindest die ersten drei Einspritzungen mit der gewählten SVS-Solltemperatur abgesetzt werden: Bei einem Kraftstoffdruck von 4,2bar beträgt der stationäre Durchfluss des Injektors 2,2 g/s. Mit der Einspritzzeit von 100ms zu Beginn des Starts ergibt sich eine eingespritzte Kraftstoffmasse von 0,22g bzw. über die Dichte von E85 ( $\rho=0,78\text{g/cm}^3$ ) ein Kraftstoffvolumen von  $0,28\text{cm}^3$ . Nach drei Einspritzungen sind somit  $0,84\text{cm}^3$  von den  $0,9\text{cm}^3$  beheizten Volumen im Injektor bereits eingespritzt. Da diese SVS-Injektorbauart keinen optimalen Wandwärmeübergang aufweist, erreicht der durchfließende Kraftstoff in Folge erst wieder bei geringeren Einspritzmengen die Solltemperatur des SVS-Injektors, Abbildung 4-37.

Die applizierte Einspritzzeit von 100ms bei den ersten Einspritzungen ergibt eine maximale Einspritzdauer von umgerechnet  $620^\circ\text{KW}$ , wie im oberen Teil der Abbildung 4-41 bei dem Einspritzbeginn und -ende zu erkennen ist. Gegenüber der Serienapplikation für konventionellen Benzinbetrieb wird bei den hohen Ethanolkonzentrationen im Kraftstoff bei den ersten Einspritzungen ein relativ frühes Timing gewählt. Dies hängt mit der Beheizung des Kraftstoffes sowie dem Saugrohrdruck zusammen.

Speziell die ersten Verbrennungen führen zu einem hohen Zylinderdruck von maximal 50bar und einem steilen Drehzahlgradienten, Abbildung 4-42. Mit den zusätzlichen Indizierdaten des differentiellen und integrierten Heizverlaufs ist zu erkennen, dass bei den ersten Verbrennungen der heiße, eingespritzte Kraftstoff optimal umgesetzt wird. Aufgrund des hohen Energieumsatzes in den einzelnen Zylindern wird nach drei Arbeitszyklen eine Drehzahl von ca. 900 U/min erreicht.

Bei diesen ersten drei Zyklen nach Einbringung des Kraftstoffes im Zylinder kommt es zu einem stetigen Drehzahlhochlauf und zu keinen Verbrennungsaussetzern, wie im oberen Teil der Abbildung zu sehen ist. Nach den ersten Einspritzungen wird der Energieumsatz geringer, was auf kleinere Einspritzzeiten sowie einem kleineren, vorgeheizten Kraftstoffanteil zurückzuführen ist.

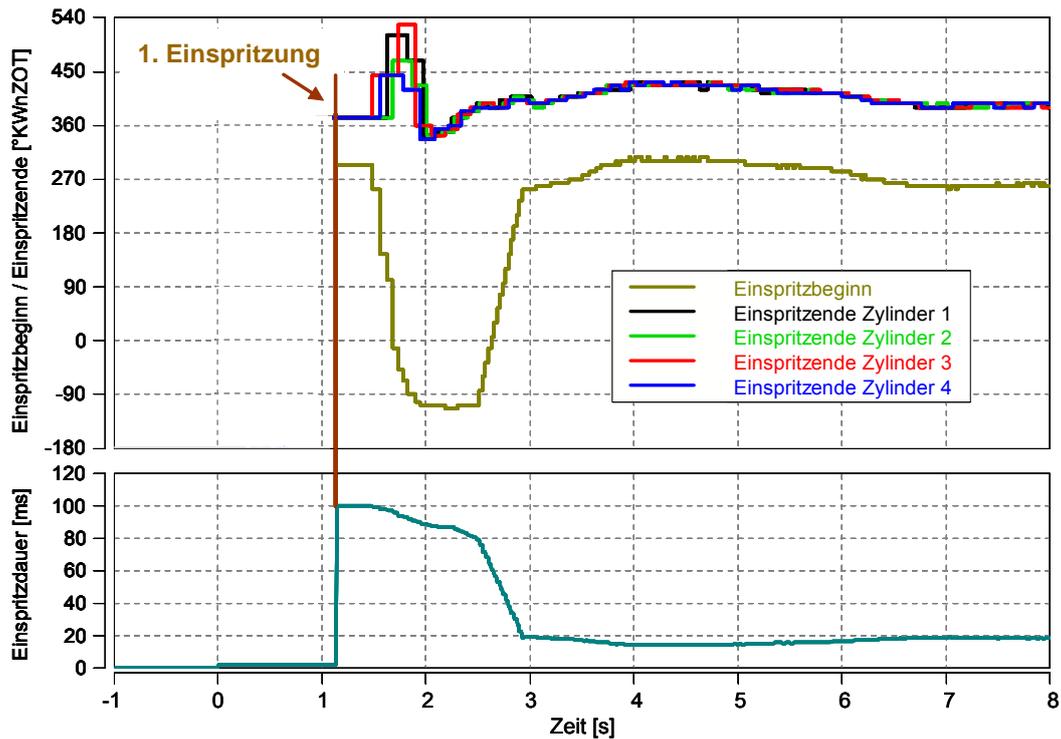


Abbildung 4-41: Einspritzbeginn [°KWvZOT], Einspritzende der einzelnen Zylinder [°KWvZOT] und Einspritzdauer [ms] über der Zeit [s] bei Kaltstart mit E85-Kraftstoff (Umgebungstemperatur  $-5^{\circ}\text{C}$ )

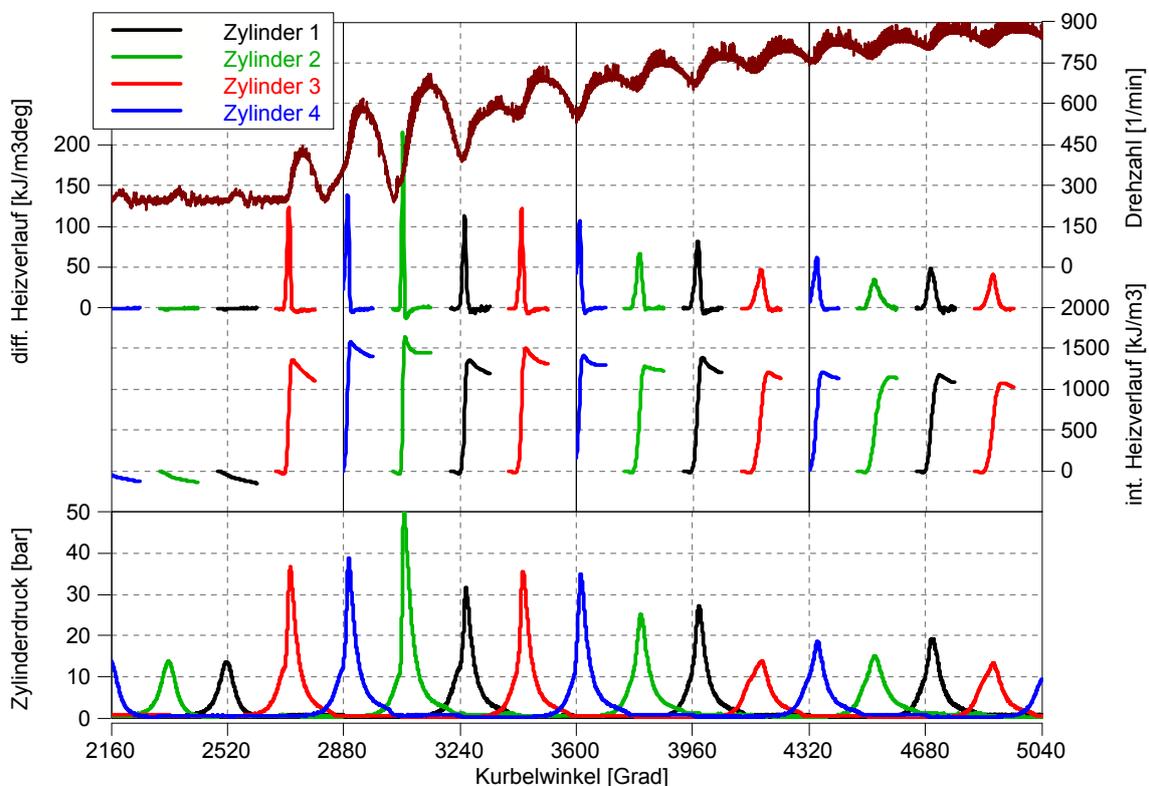
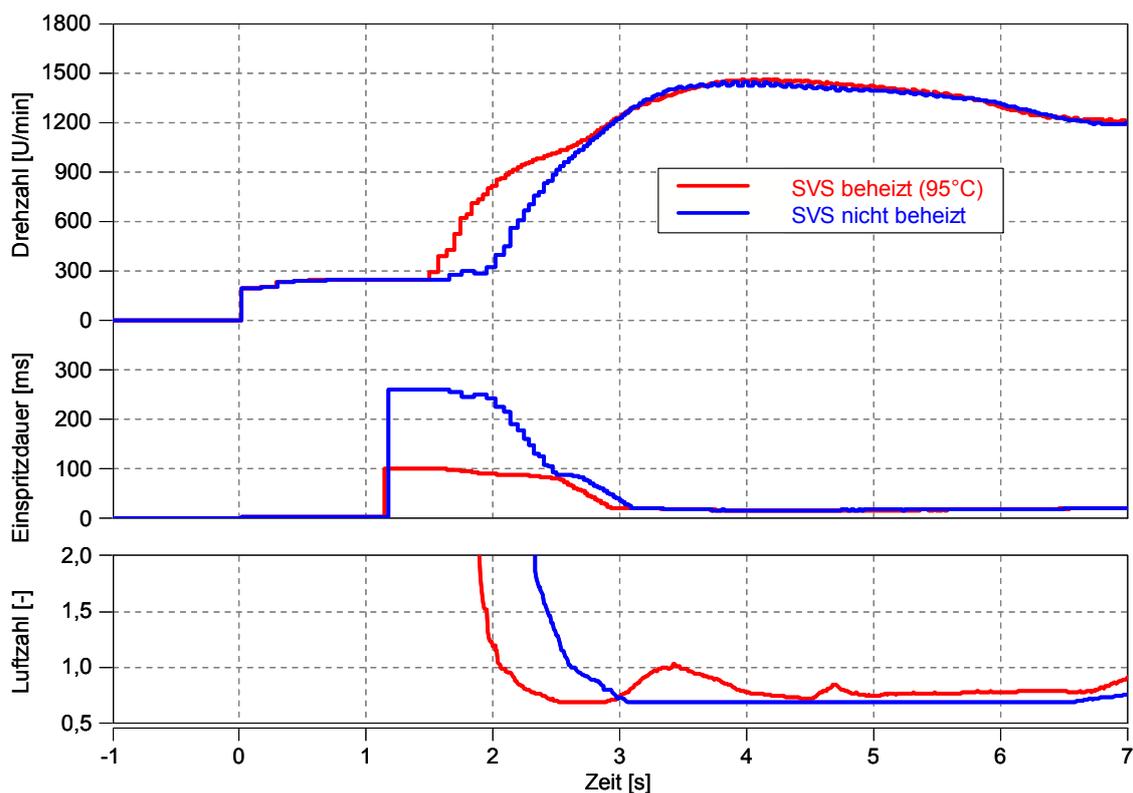


Abbildung 4-42: Drehzahl [U/min], differentieller Heizverlauf [kJ/m<sup>3</sup>deg], integrierter Heizverlauf [kJ/m<sup>3</sup>] und Zylinderdruck [bar] der einzelnen Zylinder über Grad Kurbelwinkel bei Kaltstart mit E85-Kraftstoff (Umgebungstemperatur  $-5^{\circ}\text{C}$ )

#### 4.3.3.2 Vergleich des Kaltstarts mit und ohne Beheizung der SVS-Injektoren

Nach der Durchführung und Optimierung der Starts mit beheizten SVS-Injektoren wurde zu Vergleichszwecken auch ein Start mit E85-Kraftstoff ohne Beheizung der Injektoren appliziert. In [Abbildung 4-43](#) ist ein Vergleich des Drehzahlverlaufes, der Einspritzdauer und der Luftzahl dieser beiden Starts dargestellt, wobei die Parameter Zündwinkel und Drosselklappenstellung mit den gleichen Daten appliziert waren. Wenn die Injektoren nicht beheizt sind, startet der Motor lediglich durch den 15% Benzinanteil bei der Umgebungstemperatur von  $-5^{\circ}\text{C}$ . Deshalb musste die Einspritzzeit gegenüber dem Start mit beheizten Injektoren um mehr als das 2,5-fache erhöht und das Einspritztiming angepasst werden. Dies wirkte sich entsprechend negativ auf die gemessene Luftzahl aus, [Abbildung 4-43](#) unten.

Durch die größeren Kraftstoffmengen im Start und Nachstart wird mehr Kraftstoff in das Schmieröl eingetragen, was mitunter für die kürzeren Ölwechselintervalle von Flex Fuel Fahrzeugen verantwortlich ist.



[Abbildung 4-43](#): Vergleich der Drehzahl [U/min], der Einspritzdauer [ms] und der Luftzahl [-] mit und ohne Beheizung der SVS-Injektoren über der Zeit [s] bei Kaltstart mit E85-Kraftstoff (Umgebungstemperatur  $-5^{\circ}\text{C}$ )

Die Verzögerung im Drehzahlhochlauf ist in [Abbildung 4-44](#) ersichtlich: Während es bei einer Beheizung der Injektoren nach der ersten Einspritzung zu einer Energieumsetzung kommt, ist dies im Falle des kalten Kraftstoffes nicht der Fall. Erst

nach einem vollständigen Arbeitszyklus mit Einspritzung ist genügend leichtflüchtiger Kraftstoff vorhanden, um eine erste Verbrennung und somit einen entsprechenden Zylinderdruck für den Drehzahlanstieg zu gewährleisten. Hierbei ist der unmittelbare Vorteil der Kraftstoffbeheizung und somit der besseren Gemischaufbereitung zu erkennen. Die ausgewerteten Heizverläufe weisen speziell bei dem nicht beheizten SVS-Injektor auch Quereinflüsse durch die Verdampfung des flüssigen Kraftstoffes auf und erscheinen deshalb teilweise verzerrt. Nach einigen weiteren Zyklen ohne Energieumsetzung erfolgt der Drehzahlhochlauf nur sehr schleppend.

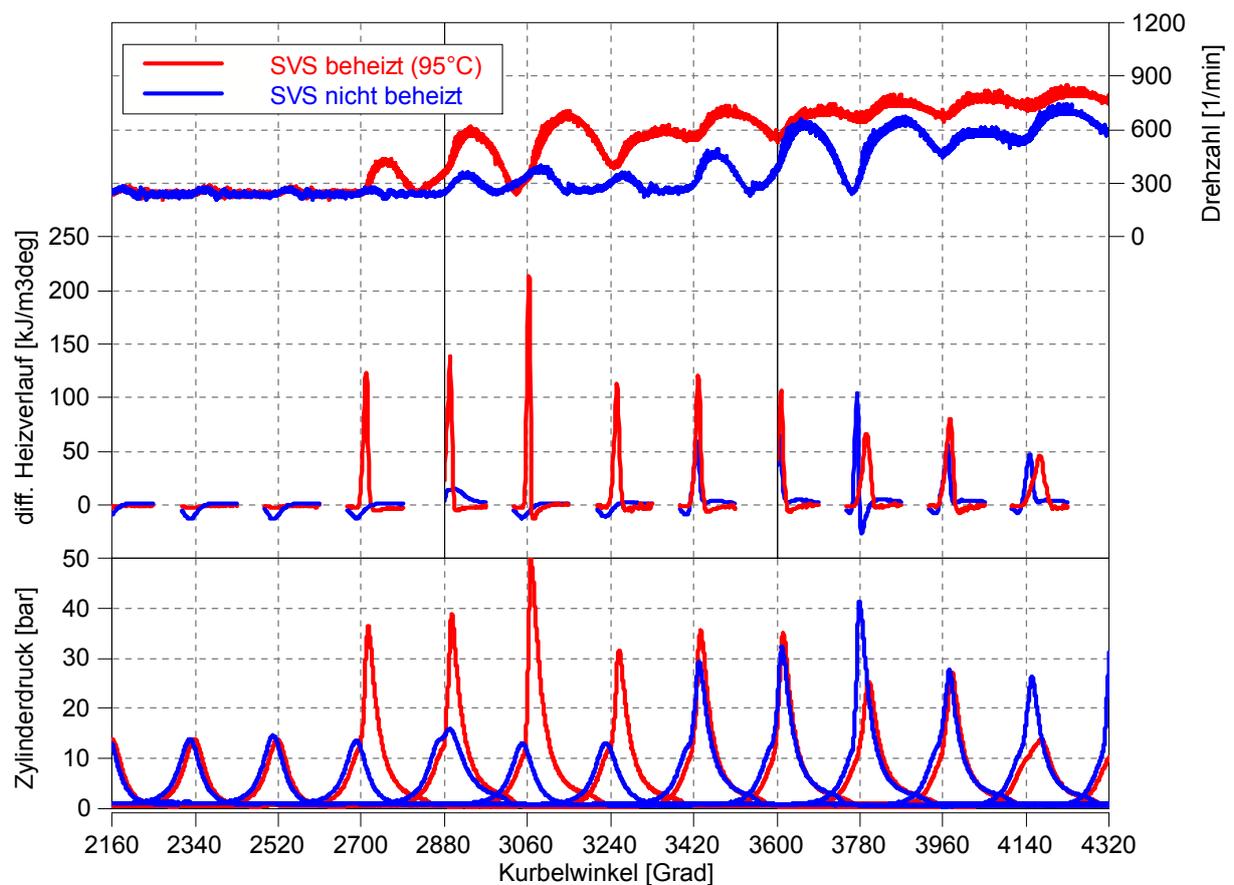


Abbildung 4-44: Vergleich der Drehzahl [U/min], des differentiellen Heizverlaufs [kJ/m<sup>3</sup>deg] und des Zylinderdrucks [bar] mit und ohne Beheizung der SVS-Injektoren über Grad Kurbelwinkel bei Kaltstart mit E85-Kraftstoff (Umgebungstemperatur -5°C)

#### 4.3.3.3 Vergleich der Einspritzdauer

Abbildung 4-45 zeigt einen unmittelbaren Vergleich der applizierten Einspritzdauer im Startbereich bei unterschiedlichen Umgebungstemperaturen. Neben den Applikationen mit und ohne Beheizung der Injektoren bei -5°C Umgebungstemperatur ist auch die Einspritzdauer bei Raumtemperatur dargestellt. Bei einem konstanten Kraftstoffdruck von 4,2bar steigen die Einspritzzeiten mit sinkender Umgebungstemperatur extrem an: Im Falle der SVS-Beheizung erhöht

sich die Einspritzdauer um etwa 300% bei der Absenkung der Umgebungstemperatur von 20°C auf -5°C, während es bei Verzicht der Kraftstoffvorwärmung sogar bis zu einer 500% Steigerung der Einspritzmenge kommt. Bei einer Betrachtung der Einspritzmengen beheizt und nicht beheizt bei -5°C Umgebungstemperatur ist speziell bei den niedrigen Drehzahlen 250 und 600 U/min eine Erhöhung um den Faktor 2 bis 2,5 zu erkennen. Aufgrund des maximalen Einspritzfensters von -180°KWnZOT bis 540°KWnZOT ist speziell im Falle keiner Kraftstoffvorwärmung bei den applizierten Einspritzmengen im untersten Drehzahlbereich eine gewisse Unschärfe gegeben. Dabei konnten die Kraftstoffmenge bei einzelnen Einspritzungen nicht mehr vollständig in den Zylinder eingebracht werden.

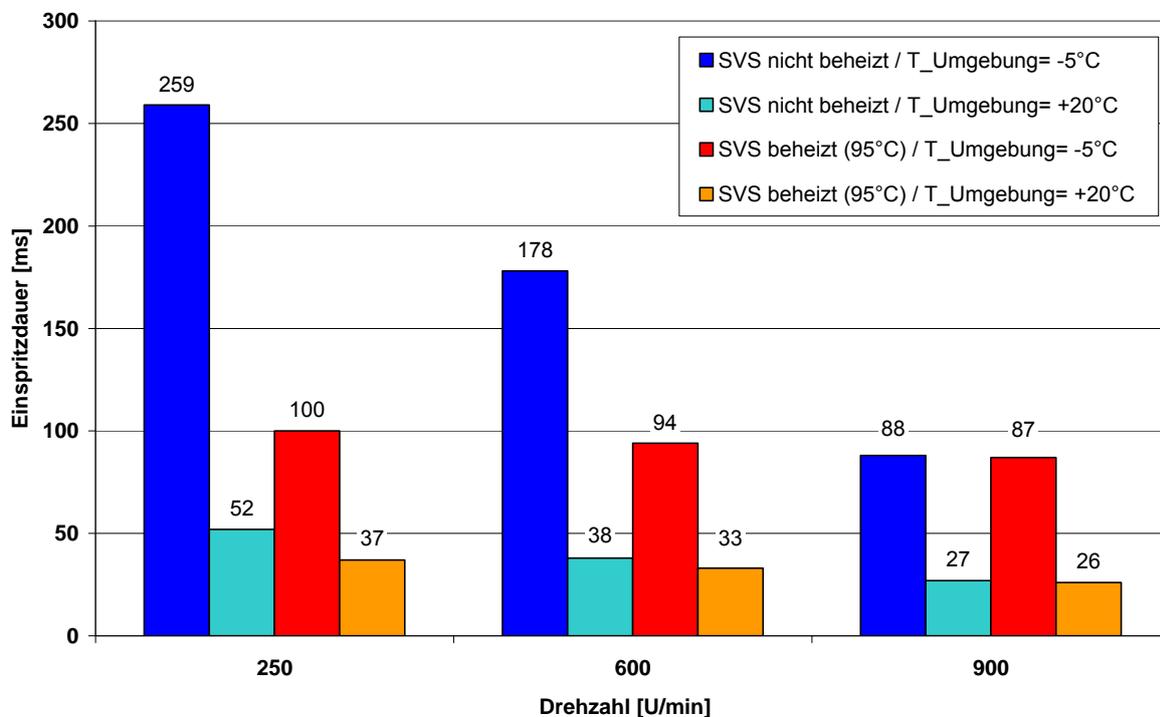


Abbildung 4-45: Vergleich der applizierten Einspritzdauer [ms] beim Einsatz von E-85 Kraftstoff mit und ohne Beheizung der SVS-Injektoren sowie unterschiedlichen Umgebungstemperaturen über Drehzahlen [U/min] im Start

#### 4.3.3.4 Vergleich der HC-Emissionen

Aufgrund der längeren Einspritzdauer und somit auch unterschiedlichen Luftzahlen sind große Unterschiede der gemessenen HC-Emissionen bei einer Umgebungstemperatur von -5°C, [Abbildung 4-46](#), sowie bei Raumtemperatur, [Abbildung 4-47](#), zu erkennen. Als Vergleich wurde jeweils ein Kaltstart mit E0-Kraftstoff bei diesen Umgebungstemperaturen mit dem Serienapplikationsdatenstand aufgezeichnet.

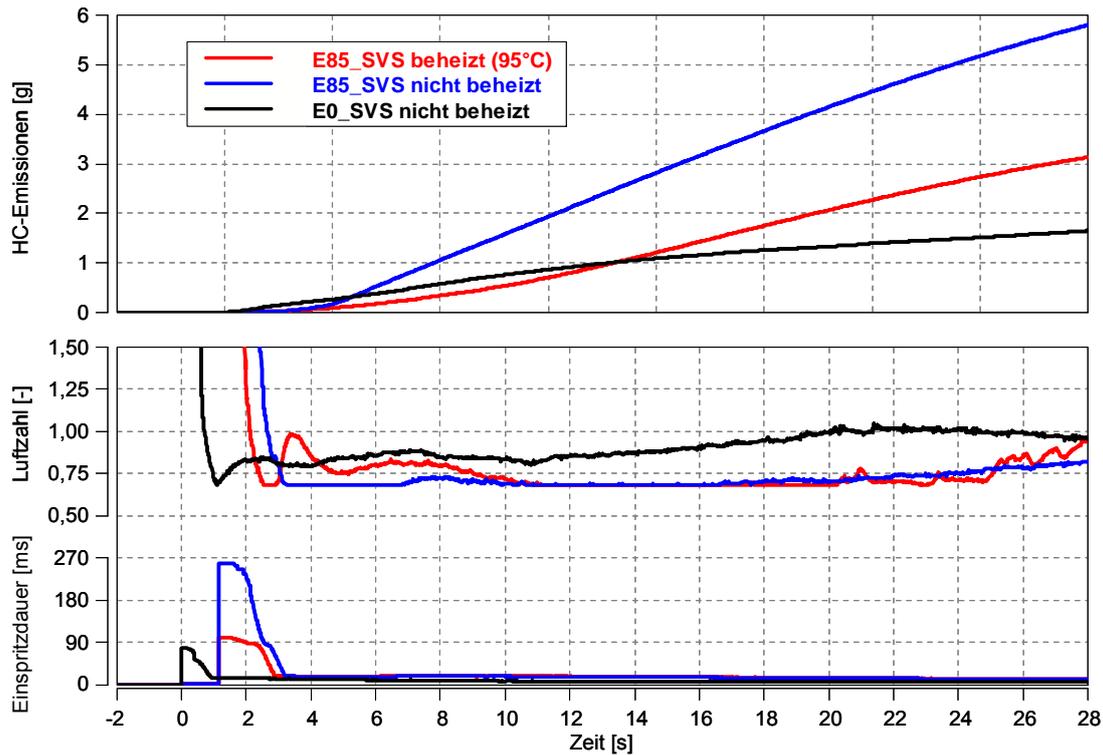


Abbildung 4-46: Vergleich der HC-Emissionen [g], der Luftzahl [-] und der Einspritzdauer [ms] mit und ohne Beheizung der SVS-Injektoren über der Zeit [s] bei Kaltstart mit E0- und E85-Kraftstoff (Umgebungstemperatur  $-5^{\circ}\text{C}$ )

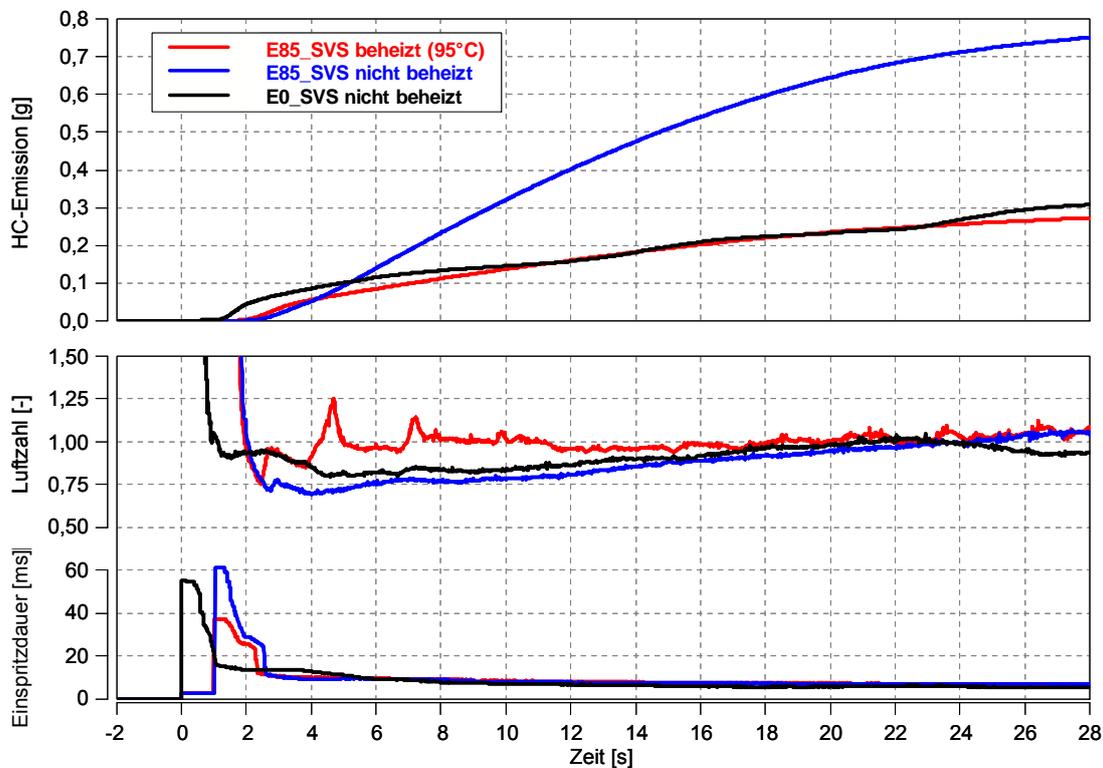


Abbildung 4-47: Vergleich der HC-Emissionen [g], der Luftzahl [-] und der Einspritzdauer [ms] mit und ohne Beheizung der SVS-Injektoren über der Zeit [s] bei Kaltstart mit E0- und E85-Kraftstoff (Umgebungstemperatur  $20^{\circ}\text{C}$ )

Beim Einsatz von E85-Kraftstoff und Beheizung der SVS-Injektoren zeigt sich ein deutliches HC-Reduktionspotenzial gegenüber der Einspritzung ohne Beheizung: 30 Sekunden nach dem Start wurden bei  $-5^{\circ}\text{C}$  Umgebungstemperatur nur die Hälfte an unverbrannten Kohlenwasserstoffen emittiert. Bei der Betrachtung des E0-Kraftstoffes ist erkennbar, dass bei der tiefen Umgebungstemperatur in [Abbildung 4-46](#) der Anreicherungsbedarf gegenüber E85-Kraftstoff nicht so sehr gegeben ist.

#### **4.3.4 Untersuchungsergebnisse mit E100-Kraftstoff**

Bei den Untersuchungen mit E100-Kraftstoff wird zwischen den Ergebnissen mit absolutiertem Ethanol (>99% Ethanol) und einem mit 7% Wasser versetztem Ethanol, welcher an brasilianischen Tankstellen angeboten wird, unterschieden und der Einfluss des Wassers herausgearbeitet. Die wesentlichen Unterschiede zu den Ergebnissen mit E85-Kraftstoff bei einer Umgebungstemperatur von  $-5^{\circ}\text{C}$  sind längere Einspritzzeiten sowie die Solltemperatur der SVS-Injektoren von  $105^{\circ}\text{C}$ . Die erste Einspritzung erfolgte ebenfalls nach zwei Arbeitszyklen bei einem absoluten Saugrohrdruck von etwa 700mbar und es wurde durchwegs ein Kraftstoffdruck von 4,2bar gewählt.

##### **4.3.4.1 Absolutiertes Ethanol**

In [Abbildung 4-48](#) werden Drehzahlhochlauf, Zündwinkel, Saugrohrdruck und Luftzahl während des Kaltstarts mit absolutiertem E100 bei einer Umgebungstemperatur von  $-5^{\circ}\text{C}$  dargestellt. Durch die optimierten Motorparameter Zündwinkel, Drosselklappenstellung und Einspritzung wird eine Startzeit von 2,3 Sekunden bis zum Erreichen einer Drehzahl von 1000 U/min nach Erreichen der SVS-Solltemperatur von  $105^{\circ}\text{C}$  und Aktivieren des Starters ermöglicht. In diesem Kraftstoff sind keine leichtflüchtigen Anteile vorhanden, weshalb eine entsprechende Anreicherung des Gemisches im Start notwendig ist, siehe Luftzahl in [Abbildung 4-48](#) unten.

Die längeren Einspritzdauern von E100 gegenüber E85 führen bei einem konstant gehaltenen Einspritzdruck von 4,2bar zu einer Einspritzung über  $720^{\circ}\text{KW}$ , [Abbildung 4-49](#). Trotzdem wird ein steiler Drehzahlgradient gewährleistet. Dies ist speziell auf die im unteren Teil der [Abbildung](#) dargestellte Einspritzdauer zurückzuführen: Um ein zu starkes Absinken der Kraftstofftemperatur zu verhindern, [Abbildung 4-37](#), sind die Einspritzmengen während der ersten Arbeitszyklen möglichst gering appliziert. Anschließend werden für den Hochlauf des Motors entsprechend höhere Mengen benötigt, was den unkonventionellen Verlauf der Einspritzdauer erklärt.

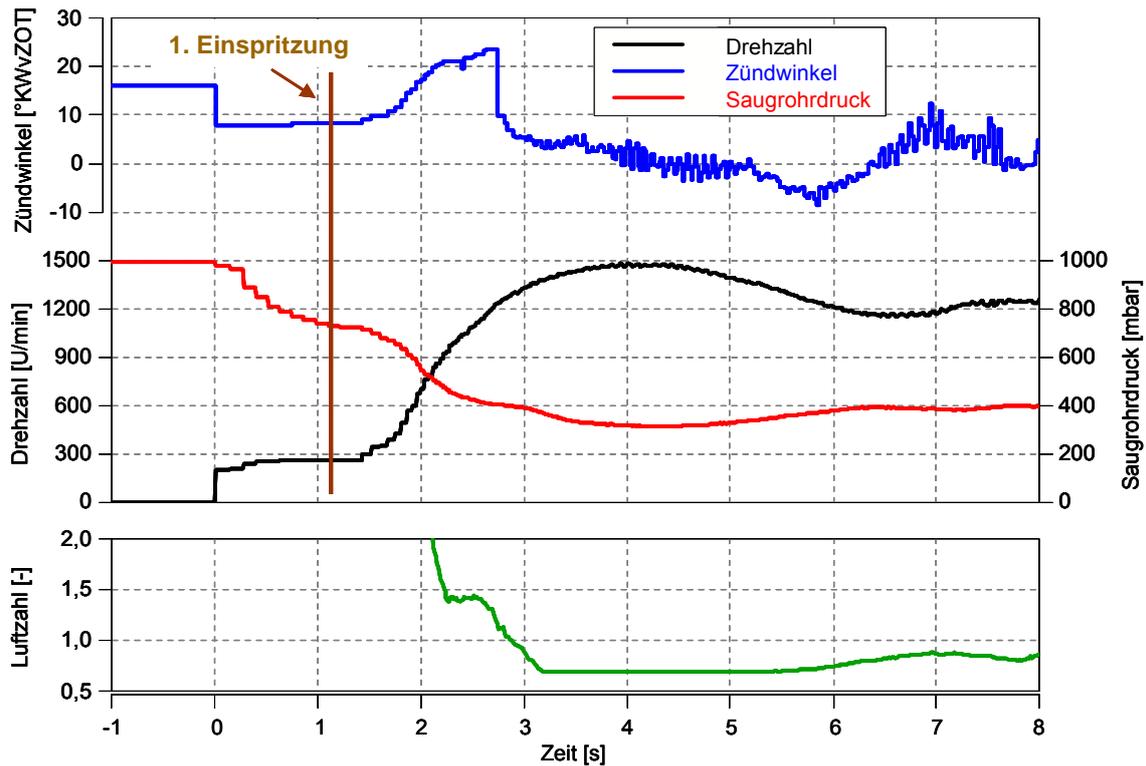


Abbildung 4-48: Drehzahl [U/min], Zündwinkel [°KWvZOT], Saugrohrdruck [mbar] und Luftzahl [-] über der Zeit [s] bei mit absolutiertem E100-Kraftstoff (Umgebungstemperatur -5°C)

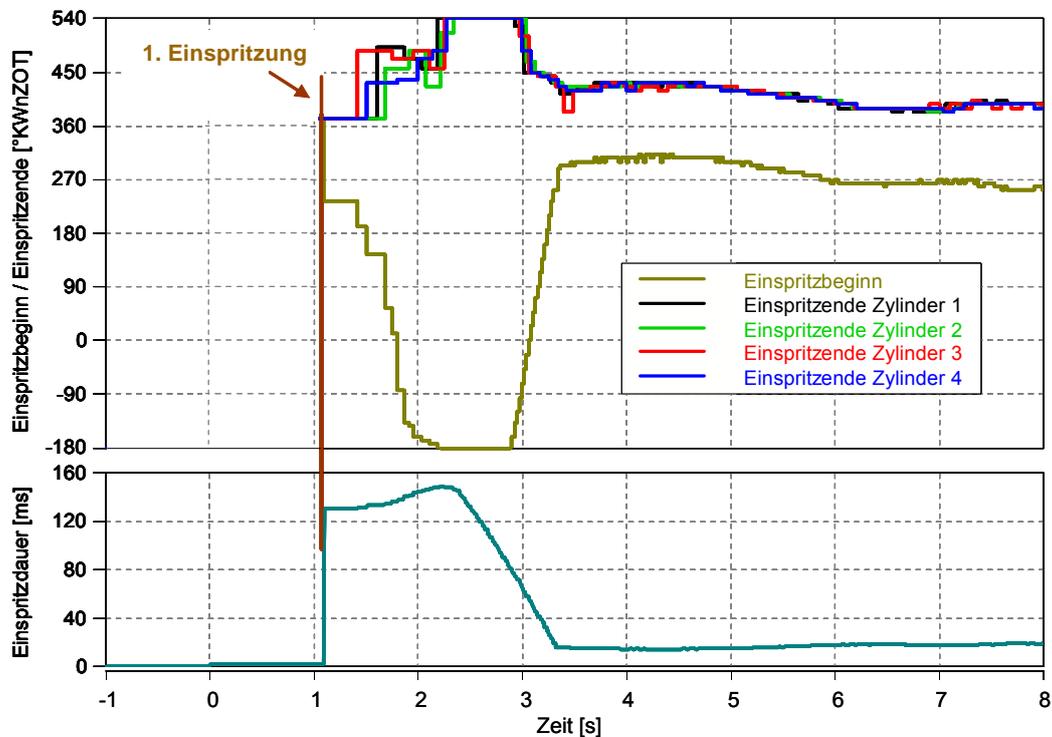
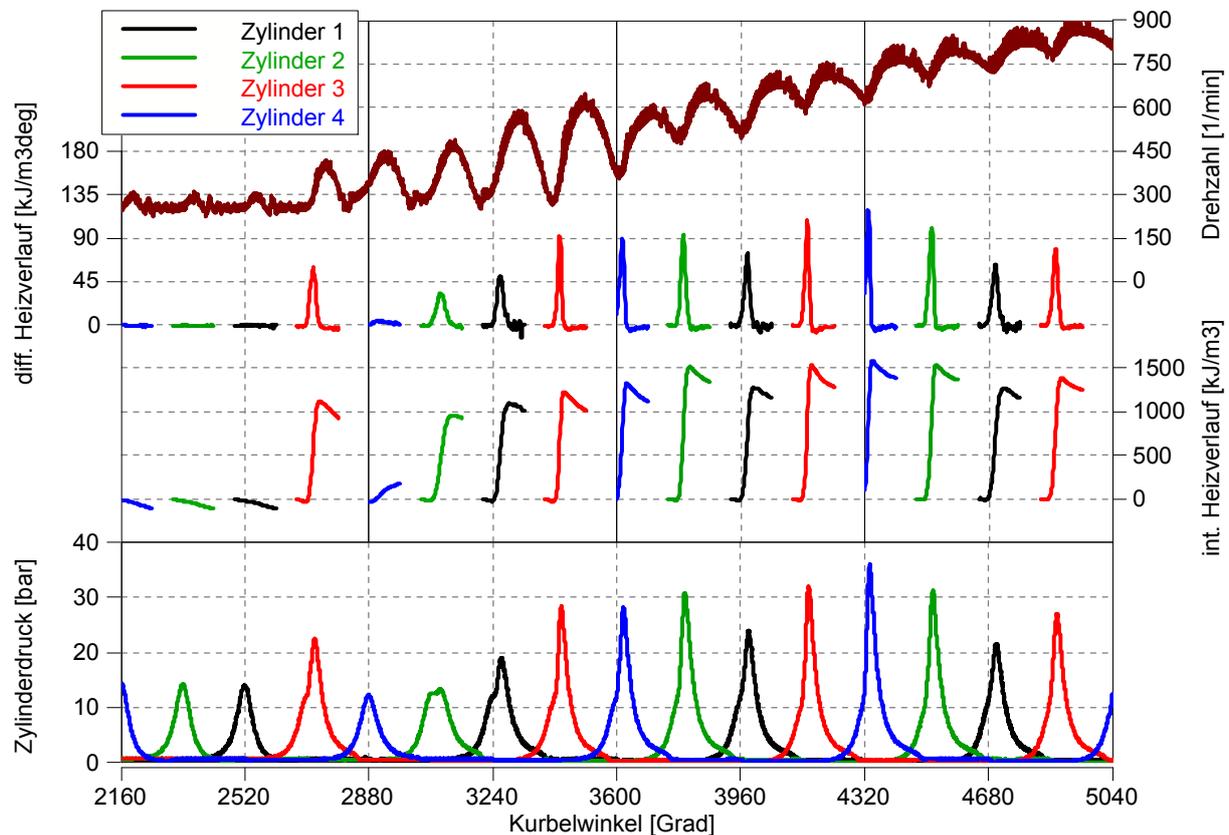


Abbildung 4-49: Einspritzbeginn [°KWvZOT], Einspritzende der einzelnen Zylinder [°KWvZOT] und Einspritzdauer [ms] über der Zeit [s] bei Kaltstart mit absolutiertem E100-Kraftstoff (Umgebungstemperatur -5°C)

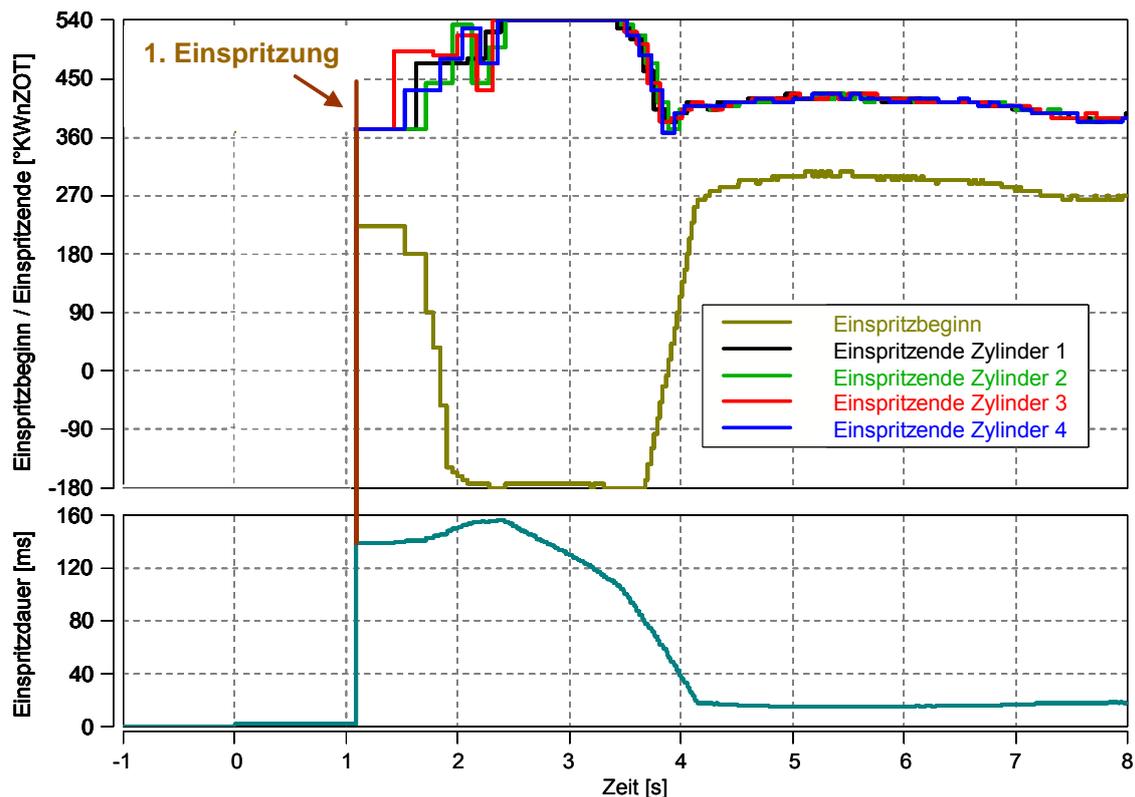
Die Auswirkung dieser speziellen Einspritzdauerapplikation ist in [Abbildung 4-50](#) dargestellt: Während der ersten Zyklen ist der Zylinderdruck, besonders von Zylinder 4, nicht so hoch wie bei der Applikation für den E85-Kraftstoff, [Abbildung 4-42](#). Dies äußert sich in einer geringeren Energieumsetzung und somit einem langsameren Drehzahlhochlauf.



**Abbildung 4-50:** Drehzahl [U/min], differentieller Heizverlauf [kJ/m3deg], integrierter Heizverlauf [kJ/m3] und Zylinderdruck [bar] der einzelnen Zylinder über Grad Kurbelwinkel bei Kaltstart mit absolutiertem E100-Kraftstoff (Umgebungstemp. -5°C)

#### 4.3.4.2 Vergleich des Kaltstarts mit absolutiertem und wasserversetztem Ethanol

Bei der Beimischung von 7% Wasser zu reinem Ethanol muss die Einspritzdauer gegenüber den Starts mit absolutiertem Ethanol verlängert werden, [Abbildung 4-51](#). Aufgrund der Beibehaltung des Kraftstoffdruckes von 4,2bar wird hierbei über eine Sekunde lang durchgehend 720°KW eingespritzt. Somit kann die applizierte Menge nicht mehr vollständig in den Zylinder eingebracht werden, da der stationäre Durchfluss bei der Auslegung des Injektors zu gering ist. In einer nächsten Entwicklungsstufe des SVS-Injektors ist dies bei der Auslegung entsprechend zu berücksichtigen.



**Abbildung 4-51:** Einspritzbeginn [°KWvZOT], Einspritzende der einzelnen Zylinder [°KWvZOT] und Einspritzdauer [ms] über der Zeit [s] bei Kaltstart mit wasserversetztem E100-Kraftstoff (Umgebungstemperatur  $-5^{\circ}\text{C}$ )

Prinzipiell ist zwar ein Start mit 7%Wasser versetztem Ethanol bei dem gewählten Kraftstoffdruck möglich, jedoch gestaltet sich der Drehzahlverlauf ab 900 U/min deutlich flacher als beim Einsatz von absolutiertem Ethanol, [Abbildung 4-52](#). Dies verlängert die Startzeit auf 3,3 Sekunden. Die applizierte Einspritzmenge ist zwar größer als jene bei dem Start mit absolutiertem Ethanol, jedoch wird diese teilweise nicht verbrannt.

Bei der Darstellung des Zylinderdruckverlaufs von Zyklus 1 bis Zyklus 9 nach der ersten Einspritzung in [Abbildung 4-53](#) bis [Abbildung 4-55](#) wird dies deutlich: Bis zum vierten Zyklus ist der Drehzahlhochlauf der beiden Kraftstoffe ident, ab diesem Zeitpunkt können jedoch bei dem wasserversetztem Ethanol größtenteils sehr verschleppte Verbrennungen mit einem geringen Energieumsatz festgestellt werden. Deshalb steigt die Drehzahl ab diesem Zeitpunkt nicht mehr so steil an und erreicht nach 9 Zyklen lediglich eine Drehzahl von 900 U/min. Beim Betrieb mit absolutiertem Ethanol ist bei diesem Zyklus bereits eine Drehzahl von 1200 U/min erreicht und der Motor befindet sich bereits im Nachstartbereich.

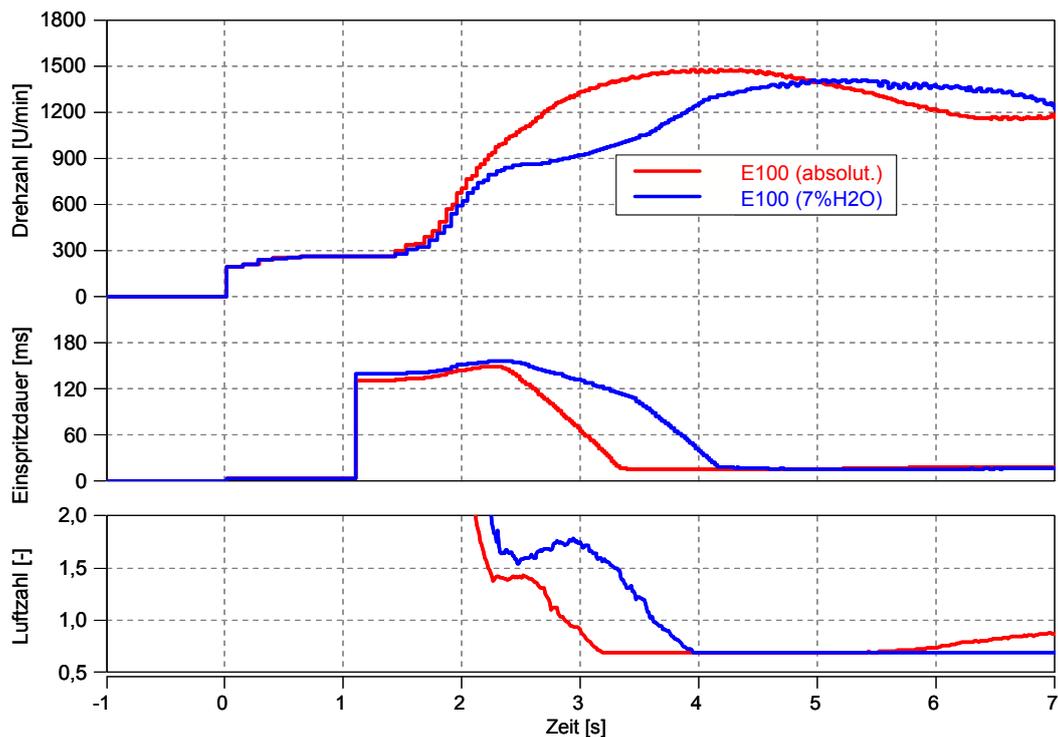


Abbildung 4-52: Vergleich der Drehzahl [U/min], der Einspritzdauer [ms] und der Luftzahl [-] über der Zeit [s] bei Kaltstart mit absolutiertem sowie wasserversetztem E100-Kraftstoff (Umgebungstemperatur  $-5^{\circ}\text{C}$ )

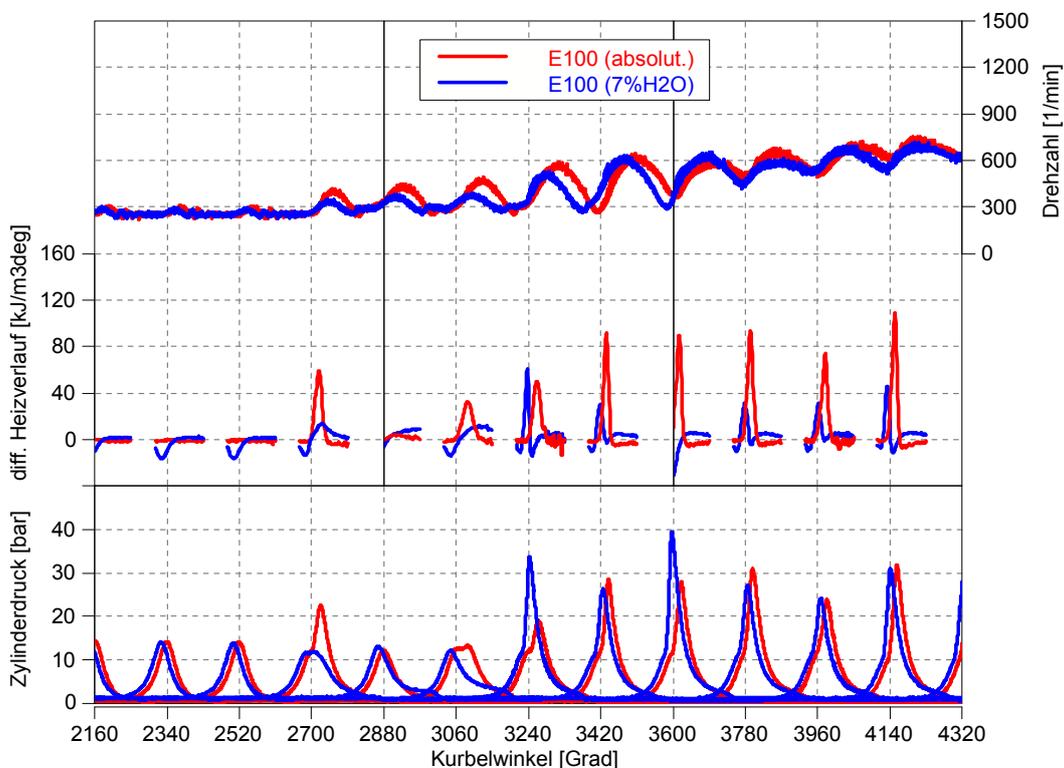
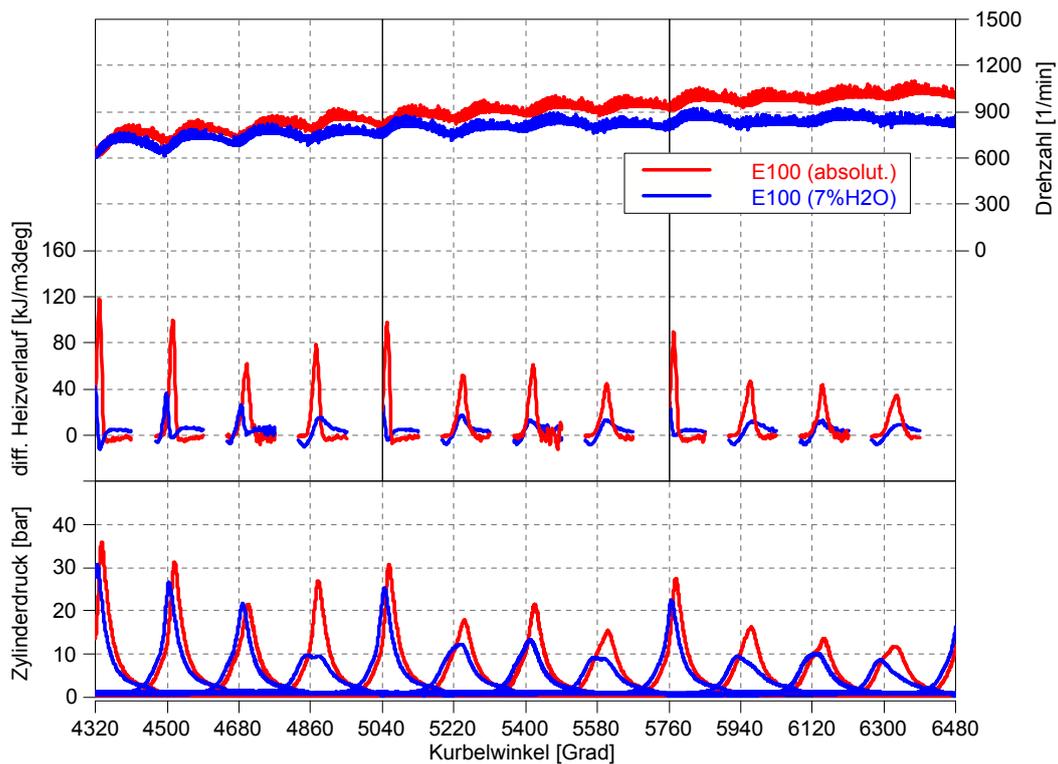
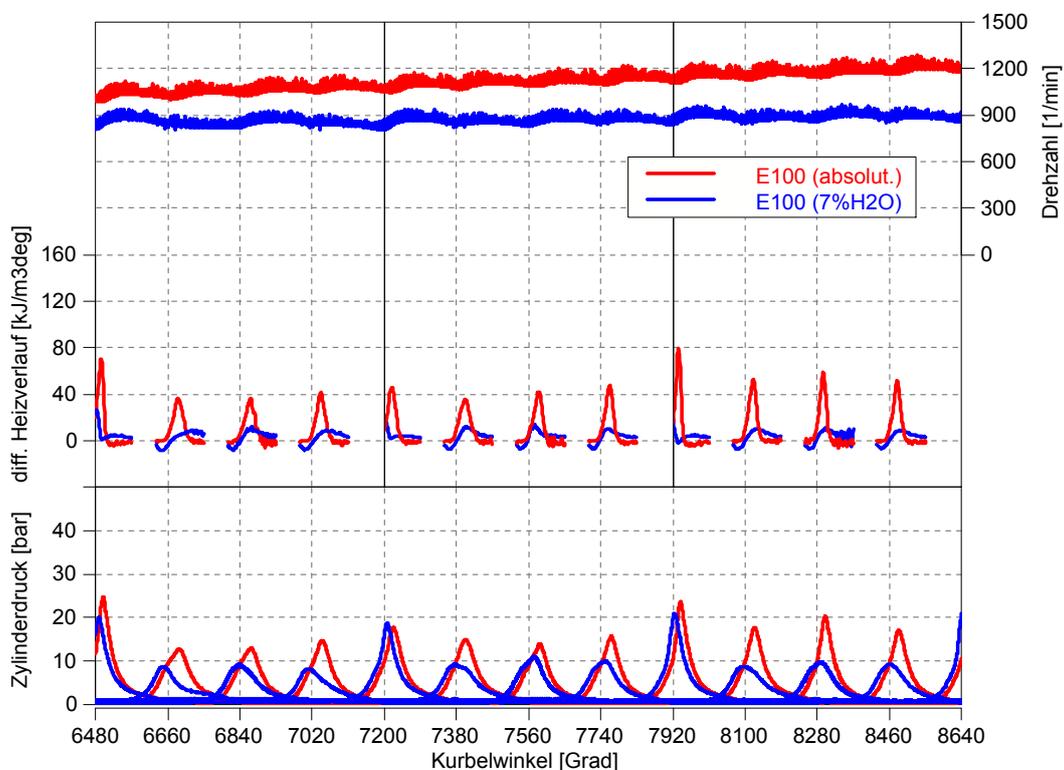


Abbildung 4-53: Vergleich der Drehzahl [U/min], des differentiellen Heizverlaufs [kJ/m<sup>3</sup>deg] und Zylinderdrucks [bar] über Grad Kurbelwinkel bei Kaltstart mit absolutiertem und wasserversetztem E100 bei  $-5^{\circ}\text{C}$  (Zyklus 1-3 nach 1. Einspritzung)



**Abbildung 4-54:** Vergleich der Drehzahl [U/min], des differentiellen Heizverlaufs [kJ/m<sup>3</sup>deg] und Zylinderdrucks [bar] über Grad Kurbelwinkel bei Kaltstart mit absolutiertem und wasserversetztem E100 bei -5°C (Zyklus 4-6 nach 1.Einspritzung)



**Abbildung 4-55:** Vergleich der Drehzahl [U/min], des differentiellen Heizverlaufs [kJ/m<sup>3</sup>deg] und Zylinderdrucks [bar] über Grad Kurbelwinkel bei Kaltstart mit absolutiertem und wasserversetztem E100 bei -5°C (Zyklus 7-9 nach 1.Einspritzung)

#### 4.3.4.3 Vergleich der Einspritzdauer

In Abbildung 4-56 ist ein Vergleich der applizierten Einspritzdauer für absolutiertes und wasserversetztes Ethanol über die Start-Drehzahlen bei den Umgebungstemperaturen  $-5^{\circ}\text{C}$  und  $+20^{\circ}\text{C}$  dargestellt. Da die Startbarkeit bei  $-5^{\circ}\text{C}$  ohne zusätzliche Energie nicht gegeben ist, ergibt sich ein ausschließlicher Vergleich der Einspritzdauern mit und ohne Kraftstoffbeheizung bei  $+20^{\circ}\text{C}$ . Der nicht vorhandene Anteil an leichtflüchtigen Komponenten im Kraftstoff verlängert die Einspritzdauer im Falle keiner Beheizung der Injektoren um bis zu 70%. Zudem muss die Einspritzdauer bei dem brasilianischen Ethanol mit 7% Wasseranteils gegenüber absolutiertem Ethanol durchschnittlich um weitere 5-10% erhöht werden.

Bei dem Raumtemperaturstart mit E85 sind die Unterschiede zwischen Einspritzdauer mit und ohne Kraftstoffbeheizung, Abbildung 4-45, wesentlich geringer als beim Einsatz von E100-Kraftstoff, Abbildung 4-56.

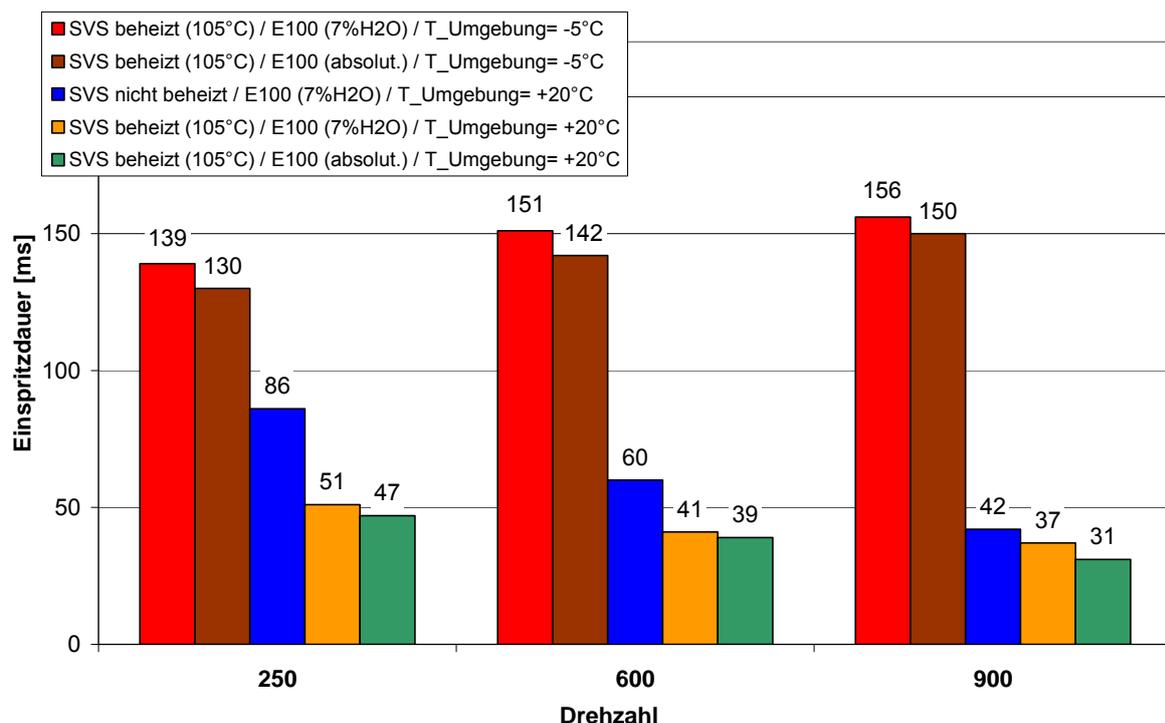


Abbildung 4-56: Vergleich der applizierten Einspritzdauer [ms] beim Einsatz von absolutiertem und wasserversetztem E100-Kraftstoff mit und ohne Beheizung der SVS-Injektoren sowie unterschiedlichen Umgebungstemperaturen über Drehzahlen [U/min] im Start

## 4.4 Flex Fuel Erkennungsmethoden

Für die Bestimmung des Ethanolgehalts unterscheidet man zwischen Methoden mit und ohne zusätzlichen Flex Fuel Sensor. Da ein Flex Fuel Sensor zusätzliche Kosten

verursacht, wird zurzeit vorwiegend die sensorlose Detektion bei Flex Fuel Fahrzeugen eingesetzt. Neben der in Kapitel 2.2.3 beschriebenen Kraftstofferkennung über die Lambdasonde werden in der Folge weitere Möglichkeiten zur Kraftstofferkennung erläutert. Für die Untersuchungen am Motorenprüfstand wurde trotzdem ein Sensor eingesetzt, um die Sensorgenauigkeit selbst zu untersuchen und Informationen über den aktuellen Ethanolgehalt nach Umtankvorgängen zu erhalten.

Seitens der Gesetzgebung (OBD2, EOBD) müssen in Zukunft neben dem Sensor auch die (sensorlosen) Algorithmen zur Mischkraftstofferkennung im Motorbetrieb plausibilisiert bzw. validiert werden. Dies macht einen kombinierten Einsatz verschiedener Bestimmungsmethoden notwendig.

#### 4.4.1 Flex Fuel Sensor

Bei den Untersuchungen wurde zwischen der Kraftstoffpumpe und der Einspritzleiste ein Flex Fuel Sensor, Abbildung 2-15, der Fa. Continental Automotive eingebaut. In [Tabelle 4-3](#) sind die über das Sensorsignal ermittelten Ethanolkonzentrationen für verschiedene Kraftstoffe und Mischungsverhältnisse angeführt, wobei eine gute Übereinstimmung der getankten Kraftstoffe mit dem Messsignal zu erkennen ist.

Der gemessene Ethanolgehalt von 112% des brasilianischen Ethanols, das mit 7% Wasser versetzt ist, geht mit der erhöhten Leitfähigkeit des Wassers einher. Die Präsenz von H<sub>2</sub>O beeinflusst somit die Genauigkeit des Sensors negativ. Abhilfe könnte hier eine zusätzliche Ethanol-Bestimmungsmethode, beispielsweise über die Lambdasonde, schaffen, um den Wert des Flex Fuel Sensors zu plausibilisieren.

Tabelle 4-3: Flex Fuel Sensorsignal beim Einsatz unterschiedlicher Kraftstoffe

Kraftstoff	Ethanolgehalt im Kraftstoff [%]
ROZ95	0
E5	6
E10	11
E22	23
E25	27
E50	51
E70	70
E85	83
E100	97
E100 (7%H <sub>2</sub> O)	112

#### 4.4.2 Thermoelement im Einlasskanal

Die deutlich höhere Verdampfungswärme von Ethanol gegenüber Benzin ermöglicht unterschiedliche Mischkraftstoffe mittels Messung der Temperatur im Ansaugsystem zu bestimmen. Bei der Einspritzung von Ethanol wird der Umgebung deutlich mehr Wärme entzogen als bei Benzin. Bereits Mitte der 1970er Jahre zeigte sich bei Untersuchungen an Vergasermotoren der starke Einfluss dieser Verdampfungswärme, wobei durch den Einsatz von reinem Ethanol ein Temperaturabfall von etwa 30°C zwischen Vergaser und Einlassventil festgestellt wurde, [104].

Um diese Temperaturabsenkung des Gemisches zu messen, wurde im Einlasskanal des ersten Zylinders ein zusätzliches Thermoelement nahe dem Einspritzventil angebracht, Abbildung 4-57. Das Thermoelement wurde zwischen den Einspritzstrahlen des verwendeten 2-Loch Injektors eingebaut, um die Kraftstoffbenetzung zu minimieren. Gegenüber weiteren Temperaturmessstellen, die im Ansaugkanal positioniert wurden, stellte sich die in Abbildung 4-57 dargestellte als aussagekräftigste hinsichtlich Ethanolerkennung über Verdampfungswärme heraus. Für die Auswertung der nachfolgend beschriebenen Messungen wurde als Maß für die Verdampfung eine Temperaturdifferenz zwischen dem Kraftstoffspray und der Umgebungstemperatur gebildet. Damit wird ein entsprechender Umgebungsfaktor zusätzlich berücksichtigt. Beim Vergleich von zwei aufgezeichneten Kennfeldern mit den Kraftstoffen ROZ95 (E0), Abbildung 4-58, und E100, Abbildung 4-59, sind speziell im unteren Drehzahl-Last-Bereich große Unterschiede bei dieser Temperaturdifferenz zu erkennen. Aufgrund von Rückströmen des heißen Abgases in das Saugrohr stellte sich in diesem Kennfeldbereich eine (zusätzlich gemessene) Lufttemperatur im Ansaugkanal von etwa 40°C ein, welche sich positiv auf die Kraftstoffverdampfung auswirkt und zu hohen Verdampfungsraten führt. Durch die unterschiedlichen Verdampfungsenthalpien von E0 und E100 sind die Ergebnisse dieser beiden Kraftstoffe speziell in diesem Lastbereich verschieden.

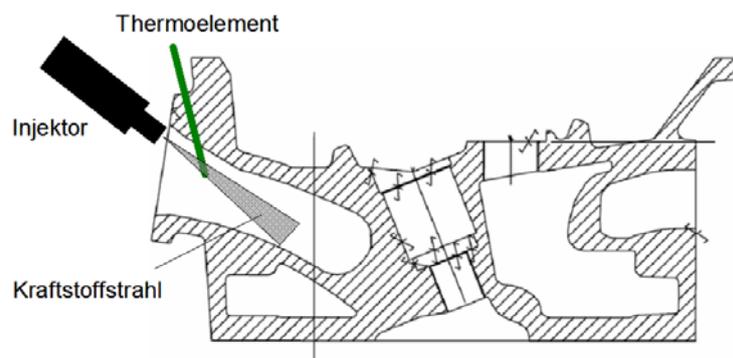


Abbildung 4-57: Einbaulage des zusätzlichen Thermoelements in einem Schnitt durch den Zylinderkopf

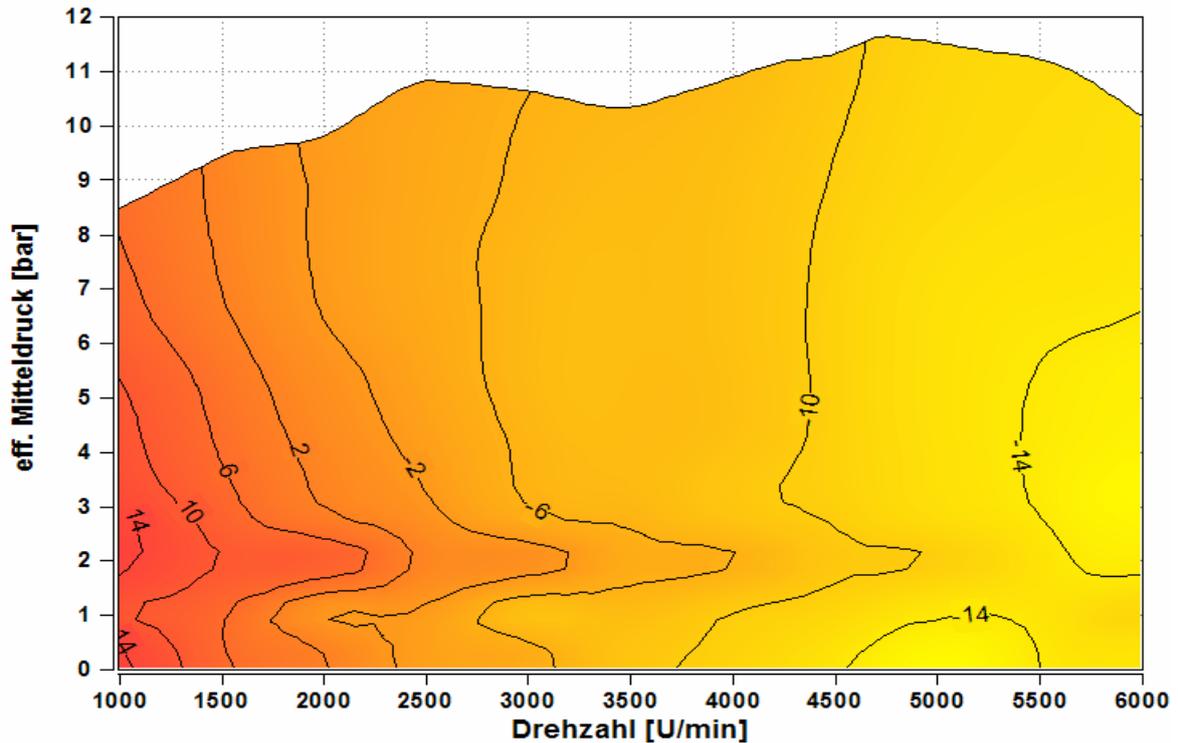


Abbildung 4-58: Temperaturdifferenz zwischen Kraftstoffspray und Umgebungstemperatur im Kennfeld beim Einsatz von E0-Kraftstoff

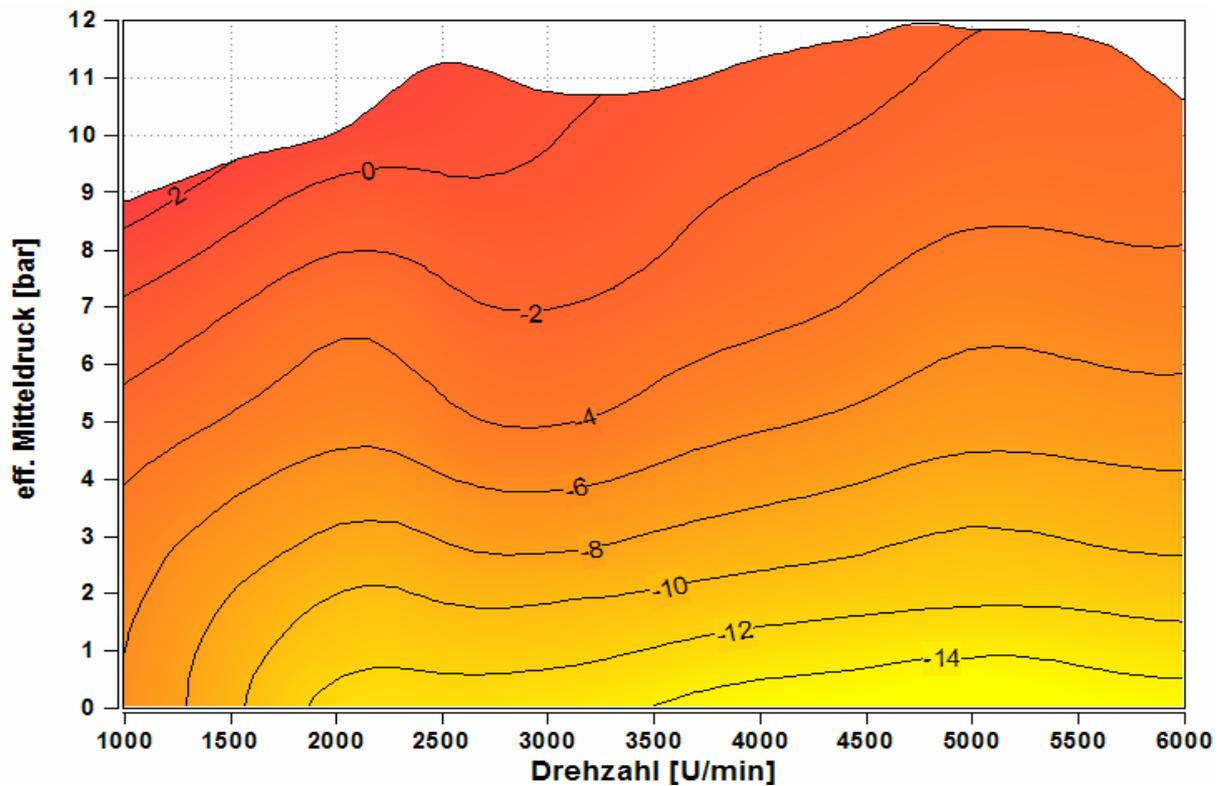
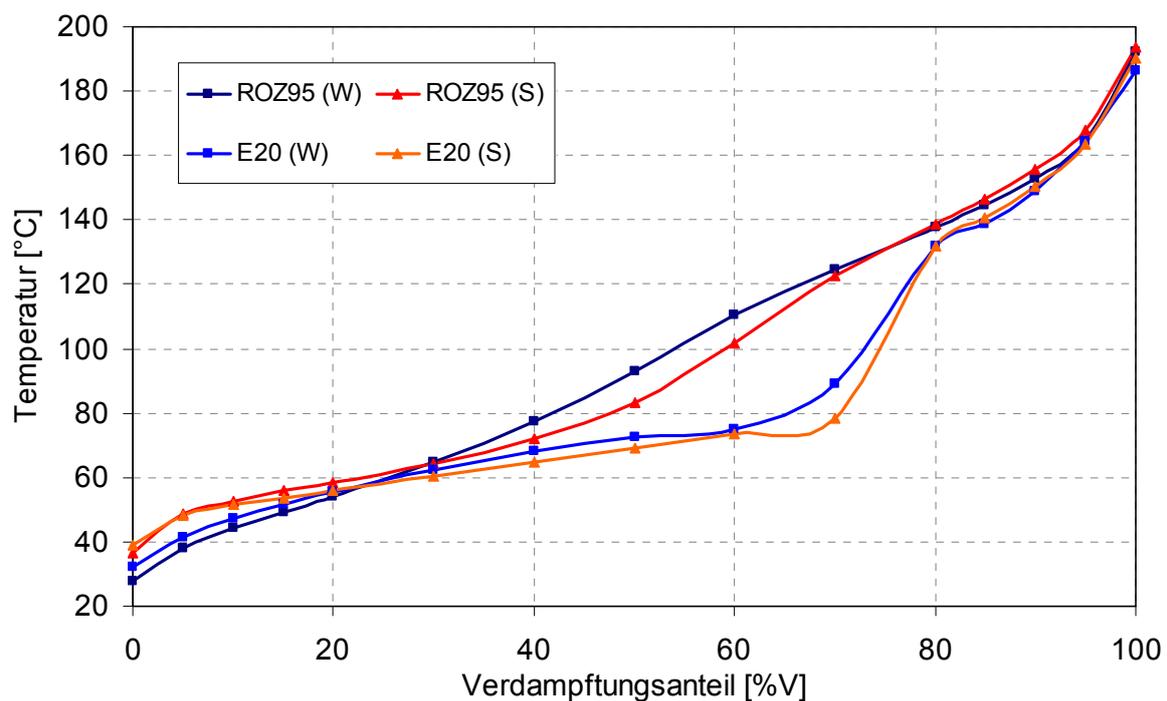


Abbildung 4-59: Temperaturdifferenz zwischen Kraftstoffspray und Umgebungstemperatur im Kennfeld beim Einsatz von E100-Kraftstoff

Um einen durchgehenden Verlauf dieser Temperaturdifferenz von reinem Benzin bis hin zu reinem Ethanol zu erhalten, wurden Untersuchungen im Lastpunkt  $2000\text{min}^{-1}$  / 2bar und im Leerlauf durchgeführt, bei denen kontinuierlich der Ethanolgehalt im Kraftstoff gesteigert wurde. Dabei wurde eine Untersuchungsreihe mit ROZ95(E0)-Sommerqualität und eine weitere mit ROZ95(E0)-Winterqualität als Benzin-Basiskraftstoffkomponente durchgeführt, da sich diese beiden Qualitäten speziell im unteren Bereich des Siedeverlaufs bis zu einem 20% Verdampfungsanteil unterscheiden, wie die Analyse der Versuchskraftstoffe in [Abbildung 4-60](#) zeigt.



[Abbildung 4-60](#): Siedeverlauf von ROZ95(E0)-Sommerqualität (S) und Winterqualität (W) sowie jeweilige E20-Mischungen bei Umgebungsdruck von 1013mbar

Bei den durchgeführten Untersuchungen wurde auf konstante Bedingungen wie Umgebungslufttemperatur ( $18\text{-}20^\circ\text{C}$ ) und Kraftstofftemperatur ( $16^\circ\text{C}$ ) geachtet. In [Abbildung 4-61](#) ist der Verlauf der Temperaturdifferenz über dem Ethanolgehalt im Leerlauf bei  $750\text{min}^{-1}$  mit der ROZ95(E0)-Sommerqualität im Vergleich zu der ROZ95 (E0)-Winterqualität dargestellt. Hierfür wurde erneut die Differenz zwischen den gemessenen Temperaturen des Kraftstoffsprays und der Umgebungsluft berechnet. Aufgrund der hohen Abtastrate während der Messung sind Streuungen von bis zu  $3^\circ\text{C}$  bei einzelnen Kraftstoffmischungen zu erkennen.

In dieser Abbildung ist ein deutlicher Abfall der Temperaturdifferenz bis hin zu einer 50% Benzin-Ethanolmischung und somit ein unmittelbarer Zusammenhang zur Verdampfungswärme ersichtlich. Wesentlich sind hierfür die Bedingungen bei der

Einspritzung im Leerlauf mit einem Saugrohrdruck von 250mbar. Gegenüber der analysierten Siedelinie bei Umgebungsdruck, Abbildung 4-60, sind im Leerlauf die Siedetemperaturen entsprechend niedriger. Die gemessene Lufttemperatur im Ansaugkanal von 42-45°C bei diesem Druck ermöglicht hohe Verdampfungsraten, welche sich in diesem Fall bei den beiden Kraftstoffqualitäten gleich auf den Temperaturverlauf in Abbildung 4-61 auswirken. Die gemessene Spraytemperatur – und somit die Temperaturdifferenz – fällt aufgrund der steigenden Verdampfungsenthalpie mit höherem Ethanolanteil stetig bis hin zu einer Kraftstoffmischung von E50. Im Leerlauf kann ab dieser Konzentration der Umgebung nicht mehr Wärme entzogen werden, wodurch der Temperaturverlauf abflacht und bis E85 konstant darstellt. Zudem wird der Verlauf durch den Siedeverhalten hoher Ethanolkonzentrationen im Bereich leichtflüchtiger Anteile beeinflusst, Abbildung 3-6. An der gewählten Thermoelement-Messstelle nahe dem Einspritzventil nimmt so der verdampfte Anteil tendenziell ab und der flüssige Kraftstoffanteil zu.

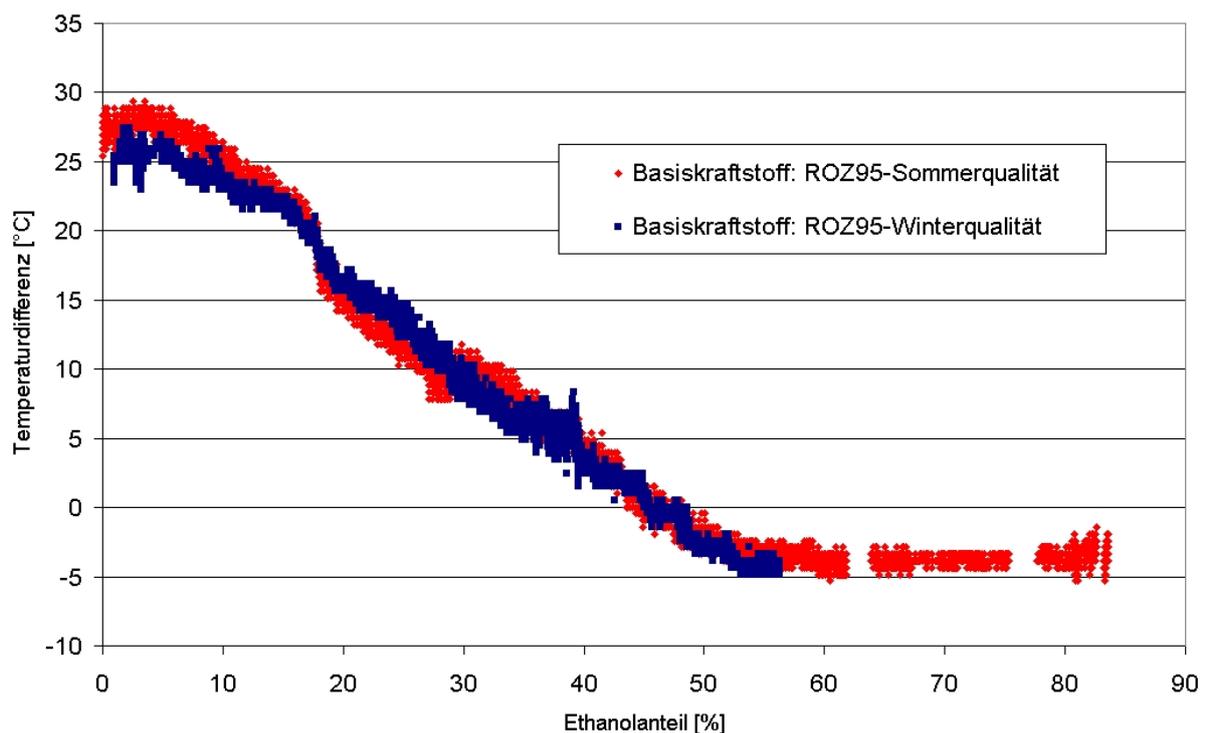


Abbildung 4-61: Temperaturdifferenz zwischen Kraftstoffspray und Umgebungstemperatur über dem Ethanolgehalt im Leerlauf bei Verwendung von ROZ95(E0)-Sommerqualität sowie ROZ95(E0)-Winterqualität

Anhand des Lastpunktes  $2000 \text{ min}^{-1} / 2\text{bar}$  soll der wesentliche Einfluss der Umgebungsbedingungen auf diesen Verlauf erläutert werden, Abbildung 4-62. Gegenüber dem Leerlauf stellt sich hierbei eine geringere Ansaugkanallufttemperatur

im ersten Zylinder von 38 bis 40°C ein. In Kombination mit einem Saugrohrdruck von 380mbar verdampft somit ein geringerer Kraftstoffanteil. Dies führt in der Folge zu einem veränderten Verlauf der Temperaturdifferenz, welcher vor allem in dem leichtflüchtigen Bereich der Siedelinie begründet ist. Da die Winterqualität einen früheren Siedebeginn und höheren Dampfdruck besitzt, verdampft ein höherer Anteil des Kraftstoffs bei diesen Randbedingungen als bei der Sommerqualität und senkt somit die Spraytemperatur. Für die unterschiedliche Temperaturdifferenz von E0 bis etwa E30 der Qualitäten spielen zusätzliche Parameter wie der höhere Luftmassenstrom, die veränderte Gasdynamik im Ansaugkanal oder die unterschiedlichen Wärmekapazitäten gegenüber dem Leerlauf eine entscheidende Rolle.

Ab einem Ethanolgehalt von etwa 30-40Vol% bis hin zu E90 zeigt sich ein beinahe konstanter Temperaturverlauf (Streubreite von 3°C) für die beiden Kraftstoffqualitäten. So wie im Leerlauf ist dies auf das Erreichen eines maximalen Wärmeentzugs aus der Umgebung sowie auf einer tendenziellen Abnahme des verdampften Kraftstoffanteils mit steigendem Ethanolgehalt zurückzuführen.

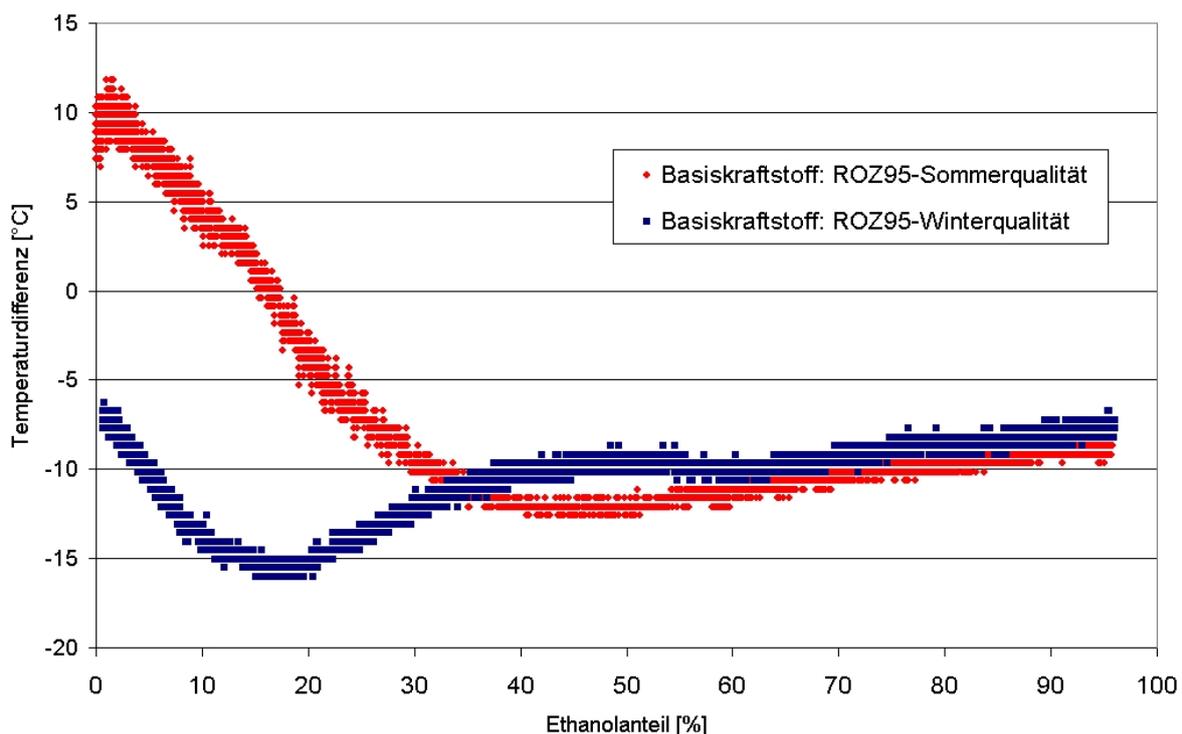


Abbildung 4-62: Temperaturdifferenz zwischen Kraftstoffspray und Umgebungstemperatur über dem Ethanolgehalt im Lastpunkt  $2000\text{min}^{-1}$  / 2bar bei Verwendung von ROZ95(E0)-Sommerqualität sowie ROZ95(E0)-Winterqualität

### 4.4.3 Klopfsensor

Ausschlaggebend für eine Möglichkeit zur Ethanolbestimmung mittels Klopfsensor sind die großen Oktanzahlunterschiede zwischen den konventionellen Benzinkraftstoffen und Ethanol. Es wird daher im Motorbetrieb gezielt Klopfen durch eine Frühverstellung des Zündwinkels herbeigeführt, um verschiedene Kraftstoffmischungen anhand dieses Zündwinkels bei einem definierten Klopfereignis zu unterscheiden.

Mit Hilfe der eingesetzten Indiziertchnik wurden auftretende Klopfereignisse detektiert, wobei das gemessene Zylinderdrucksignal mit einem Hochpass-Filter gefiltert und anschließend gleichgerichtet wurde. Dabei orientierte man sich an internen Kenngrößen wie der Klopfspitze  $KP\_PK$  (liefert absolutes Maximum der dem Zylinderdruck überlagerten gleichgerichteten Klopferschwingung) und der Klopfhäufigkeit  $KP\_FRQ$  (Anzahl der erkannten Klopfereignisse innerhalb einer definierten Zyklenzahl). Für die Klopfhäufigkeit wurde eine Grenze von 3 Klopfereignissen innerhalb von 100 Zyklen definiert und bei der Klopfspitze eine drehzahlabhängige Schwelle von 1bar pro 1000 U/min vorgegeben. Gleichzeitig orientierte man sich bei der Klopfereigniskennung auch an dem Klopfensorsignal der Motorsteuerung.

Das Phänomen Klopfen ist bei Ottomotoren u.a. wesentlich von der Drehzahl und dem Zündwinkel abhängig. Bei den Versuchsreihen mit unterschiedlichen Kraftstoffen wurden deshalb Untersuchungen im Bereich geringer Drehzahlen und mit sehr großer Vorzündung durchgeführt. Dabei wurde als Grenze für die Klopfdetektion der 50%-Umsatzpunkt bis auf maximal  $5^\circ KWvZOT$  (!) in Richtung früh verschoben, um in den klopfkritischen Bereich zu gelangen. In Tabelle 4-4 sind die untersuchten Kraftstoffe angeführt. Dabei ist der minimale effektive Mitteldruck, bei dem ein Klopfereignis bei einer Drehzahl von 1000 U/min hervorgerufen werden konnte, sowie der Zündwinkel und 50% Energieumsatzpunkt zu erkennen: Mit steigendem Ethanolgehalt und somit einer höheren Oktanzahl des Kraftstoffes tritt das erstmalig detektierte Klopfen erst bei einer höheren Last auf.

Durch die Wahl eines frühen Zündwinkels liegt der Verbrennungsschwerpunkt weit vor der thermodynamisch optimalen Lage von  $7-8^\circ KWnZOT$ , was sich entsprechend negativ auf das Drehmoment auswirkt. Eine ausschließliche Wahl und Berücksichtigung des optimalen 50% Umsatzpunktes würde den Detektionsbereich im Kennfeld sehr stark einschränken wie die folgenden Abbildungen zeigen sollen.

Tabelle 4-4: Erstmaliges Klopfereignis bei einer Drehzahl von 1000 U/min von unterschiedlichen Kraftstoffen

Kraftstoff	pme [bar]	AI 50% [°KWnOT]	ZW [°KWvOT]
E0	3,5	0,7	30,5
E5	4	0	28
E22	4,5	-3,5	31
E50	5	-1,7	28,5
E100	6	-4,7	30,5

Die ersten Messungen wurden mit dem Kraftstoff E0 durchgeführt: In Abbildung 4-63 ist die Lage des 50%-Umsatzpunktes und in Abbildung 4-64 der Zündwinkel in den untersuchten Lastpunkten dargestellt, bei welchen das gewählte Klopfkriterium erfüllt ist. Bei diesen Untersuchungen zeigte sich bereits, dass es sich hierbei um einen besonders klopfesten Motor handelt. Speziell bei niedrigen Lasten steigt der Vorzündungsbedarf mit der Drehzahl sehr stark an, um Klopfen zu generieren.

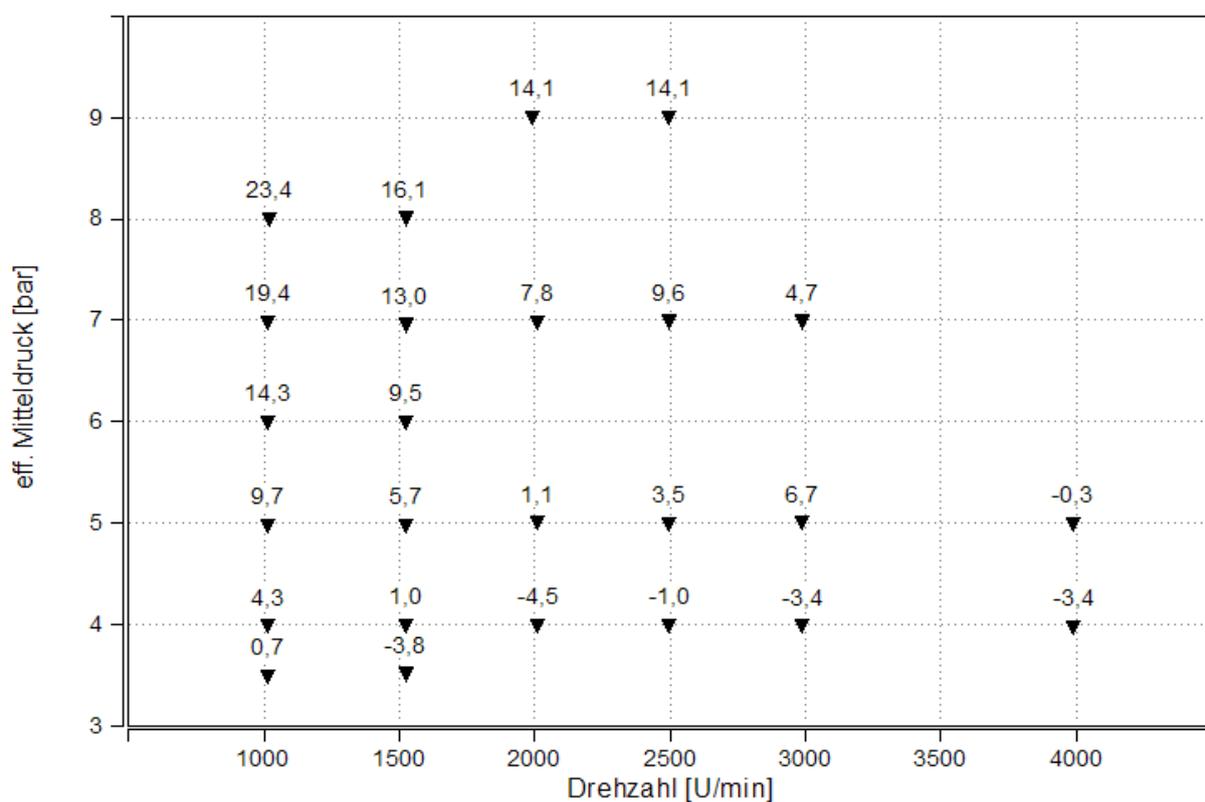


Abbildung 4-63: 50%-Umsatzpunkt [°KWnZOT] bei Klopfdetektion, Kraftstoff E0

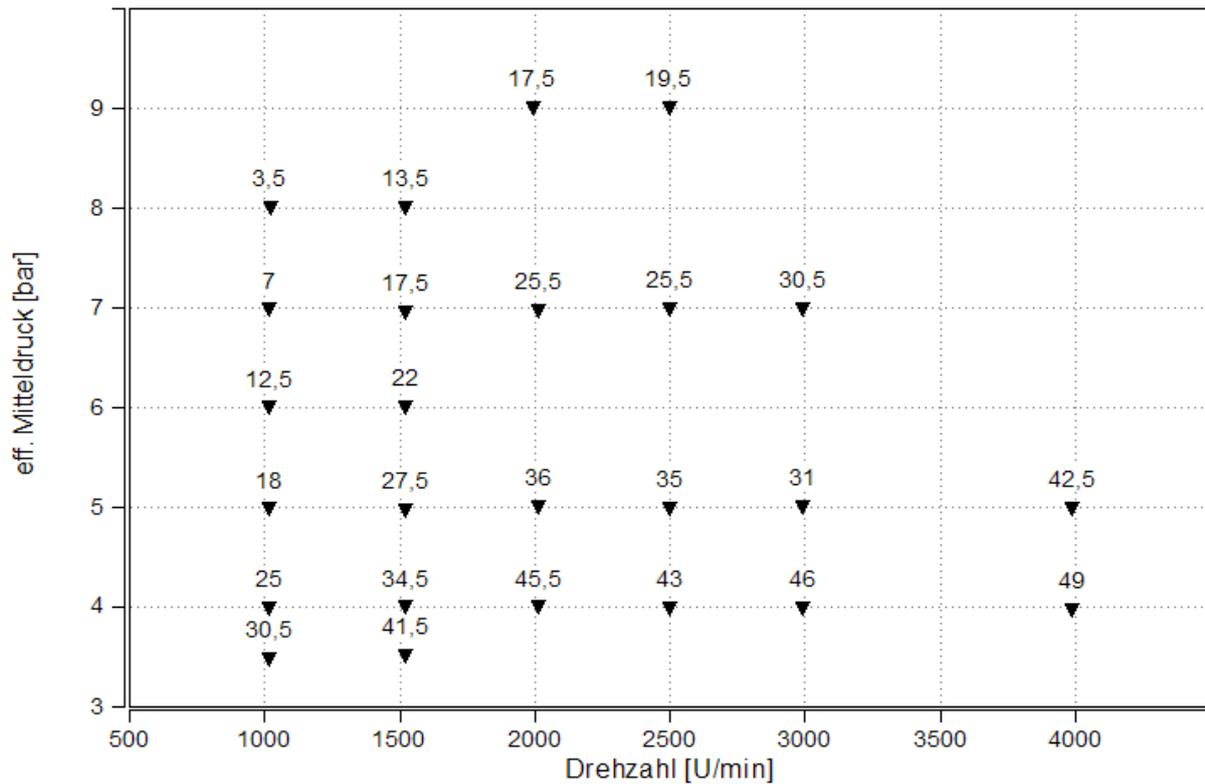


Abbildung 4-64: Zündwinkel [ $^{\circ}$ KWvZOT] bei Klopfdetektion, Kraftstoff E0

Bei der Berechnung der Lastpunkte des Motorkennfeldes mit entsprechenden Fahrzeugdaten des Mini Cooper wird deutlich, dass beim Neuen Europäischen Fahrzyklus fast ausschließlich Lastbereiche mit einem geringen Mitteldruck durchfahren werden, [Abbildung 4-65](#).

Bei dem Einsatz eines Kraftstoffes mit höherer Oktanzahl muss im gleichen Lastpunkt noch ein früherer Zündwinkel gewählt werden, um in den klopfenden Bereich zu gelangen. Wie bei den Ergebnissen mit Kraftstoff E50 in [Abbildung 4-66](#) und [Abbildung 4-67](#) zu erkennen, ist im Vergleich zu E0 nicht mehr in allen Lastpunkten ein klopfendes Ereignis (gekennzeichnet mit einem Viereck) zu detektieren. Dieser Anteil an nicht klopfenden Lastpunkten erhöhte sich bei Verwendung von E100, [Abbildung 4-68](#) und [Abbildung 4-69](#). Dies beschränkt die Möglichkeit zur Bestimmung des Ethanolgehalts im Kraftstoff mittels Klopfsensor bei diesem saugrohreinspritzenden Versuchsträger auf einen kleinen Kennfeldbereich.

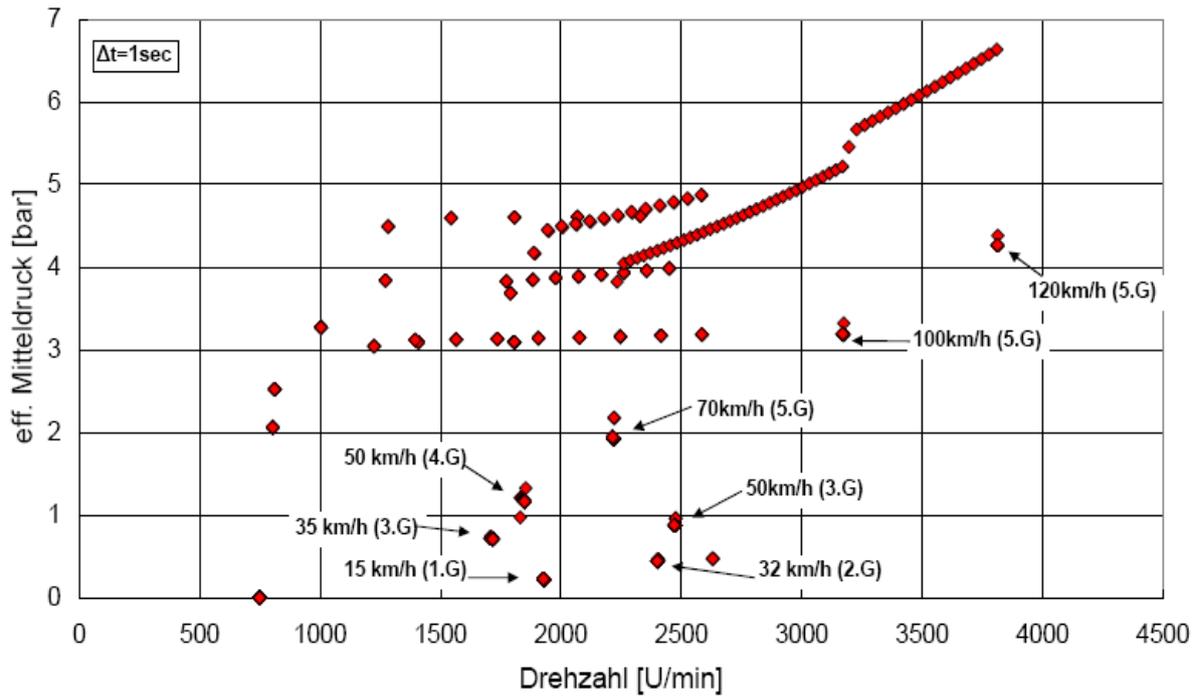


Abbildung 4-65: NEDC-Betriebspunkte des 1.6l Tritec Pentagon (Fahrzeug: Mini Cooper)

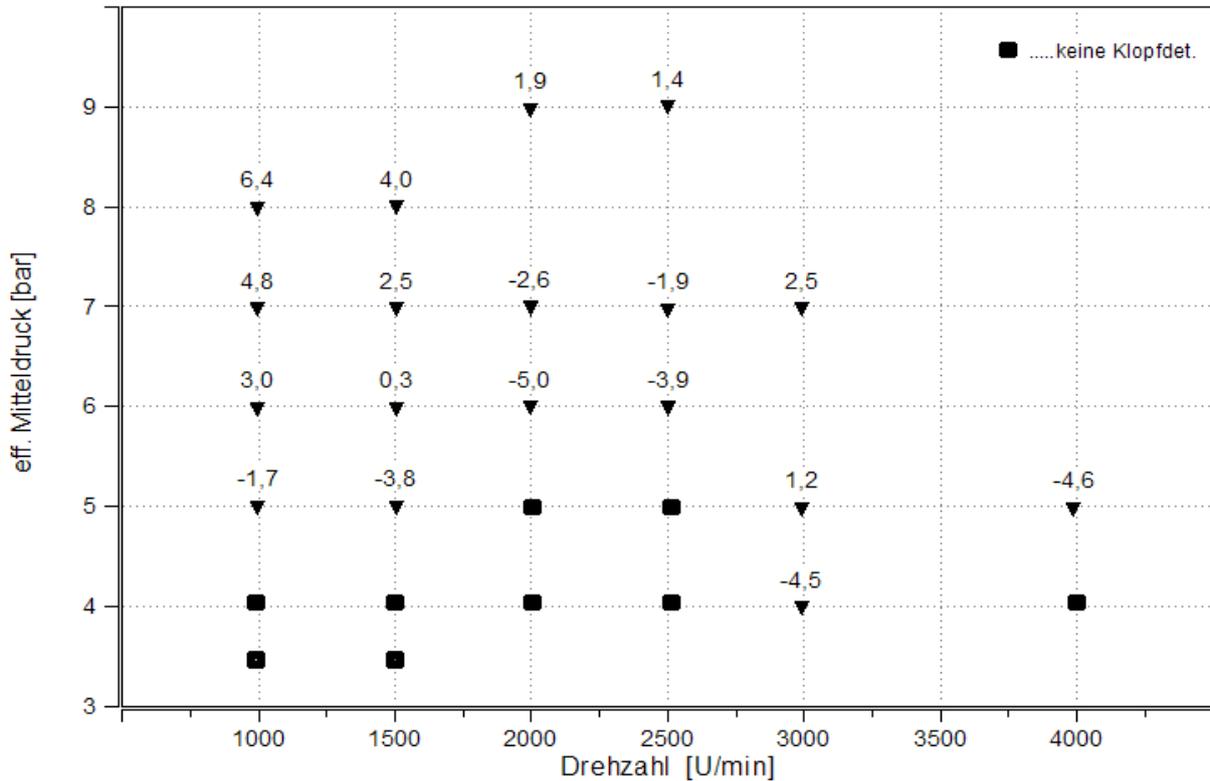


Abbildung 4-66: 50%-Umsatzpunkt [°KWnZOT] bei Klopfdetektion, Kraftstoff E50

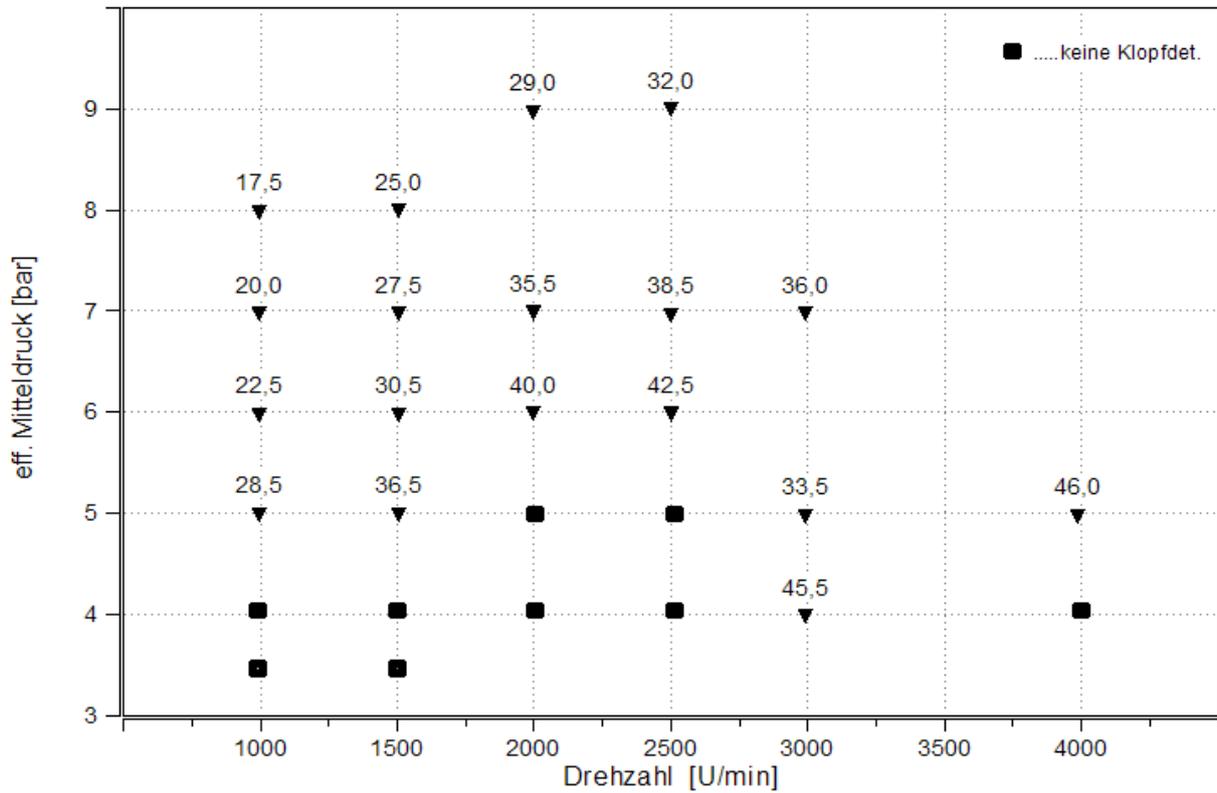


Abbildung 4-67: Zündwinkel [°KWvZOT] bei Klopfdetektion, Kraftstoff E50

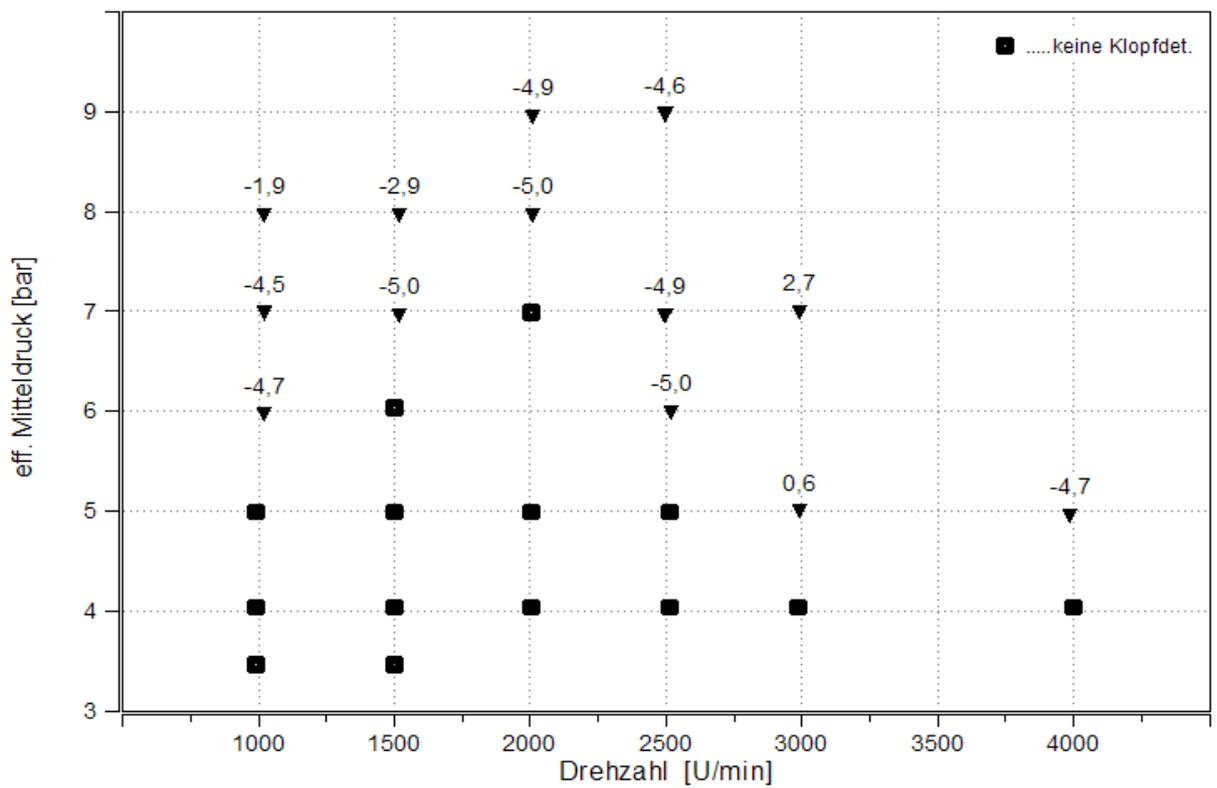


Abbildung 4-68: 50%-Umsatzpunkt [°KWnZOT] bei Klopfdetektion, Kraftstoff E100

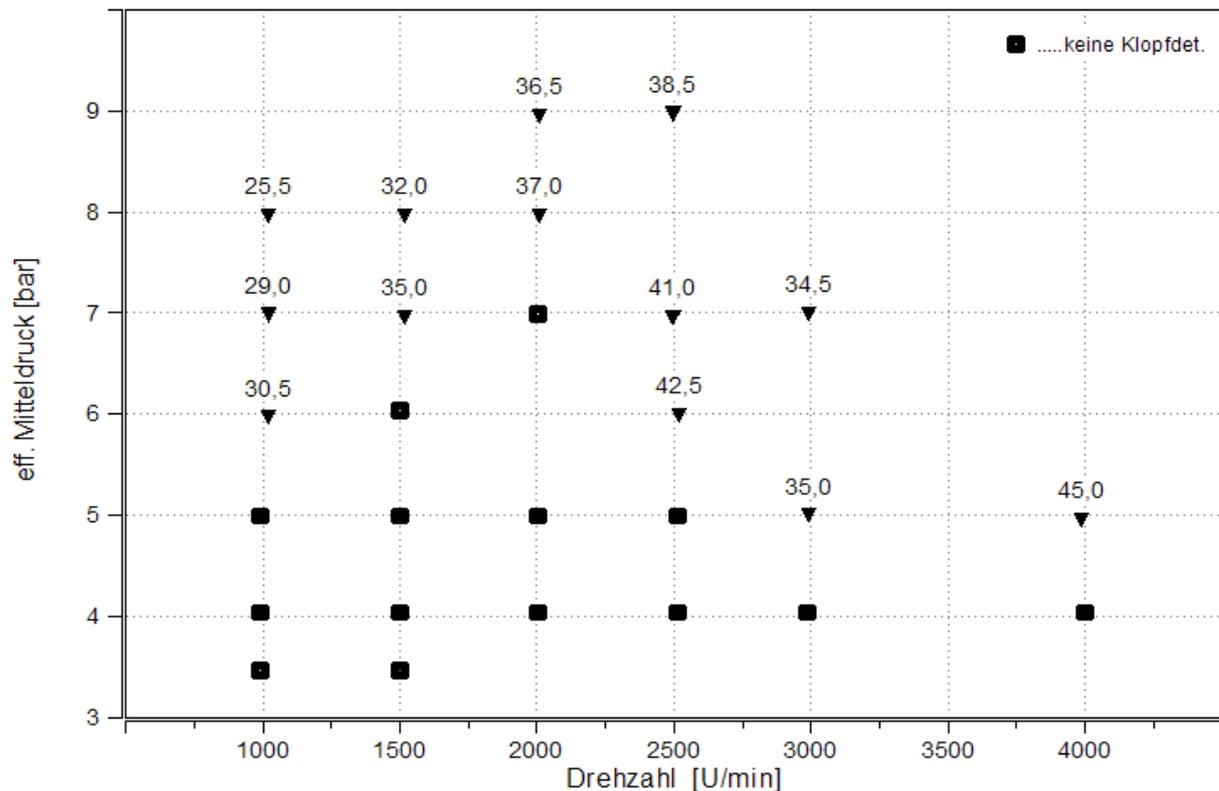


Abbildung 4-69: Zündwinkel [ $^{\circ}$ KWvZOT] bei Klopfdetektion, Kraftstoff E100

In vier ausgewählten Lastpunkten nahe der Vollast ( $1000\text{min}^{-1} / 7\text{bar}$ ,  $1000\text{min}^{-1} / 8\text{bar}$ ,  $1500\text{min}^{-1} / 8\text{bar}$  und  $2000\text{min}^{-1} / 9\text{bar}$ ) lässt sich über die Detektion eines Klopfereignisses sowohl bei der Lage des Verbrennungsschwerpunktes, [Abbildung 4-70](#), als auch beim Zündwinkel, [Abbildung 4-71](#), ein unmittelbarer Zusammenhang zu dem eingesetzten Kraftstoff erkennen. Es sind durchwegs Differenzen von  $20^{\circ}\text{KW}$  zwischen E0 (ROZ 95) und E100 feststellbar, wobei im Bereich E0 bis E20 der Anstieg etwas steiler ist als zwischen E20 und E100. Problematisch erweist sich jedoch die Nutzung von ROZ100-Kraftstoff, welcher in den Diagrammen bei E0 zu finden und mit einer großen Markierung versehen ist. Da dieser Kraftstoff etwa die gleiche Oktanzahl wie E20 besitzt, tritt auch das Klopfereignis bei etwa dem gleichen Zündwinkel auf. Da sich die beiden Kraftstoffe ROZ100 und E20 jedoch vom stöchiometrischen Luft-Kraftstoff Verhältnis entsprechend unterscheiden, kann dies über die Lambdasonde detektiert werden. Deshalb eignet sich diese Erkennungsmethode vorrangig für einen kombinierten Einsatz mit der lambdabasierten Ethanolbestimmung als Plausibilisierungsalgorithmus. Dabei soll der über die Lambdasonde ermittelte Ethanolgehalt mit einer Funktion verifiziert werden, die unabhängig von einem Fehler im Kraftstoffsystem ist. Ein solcher Fehler könnte die luftzahlbasierte Erkennung stark verfälschen und negativen Einfluss auf den Motorbetrieb mit sich ziehen.

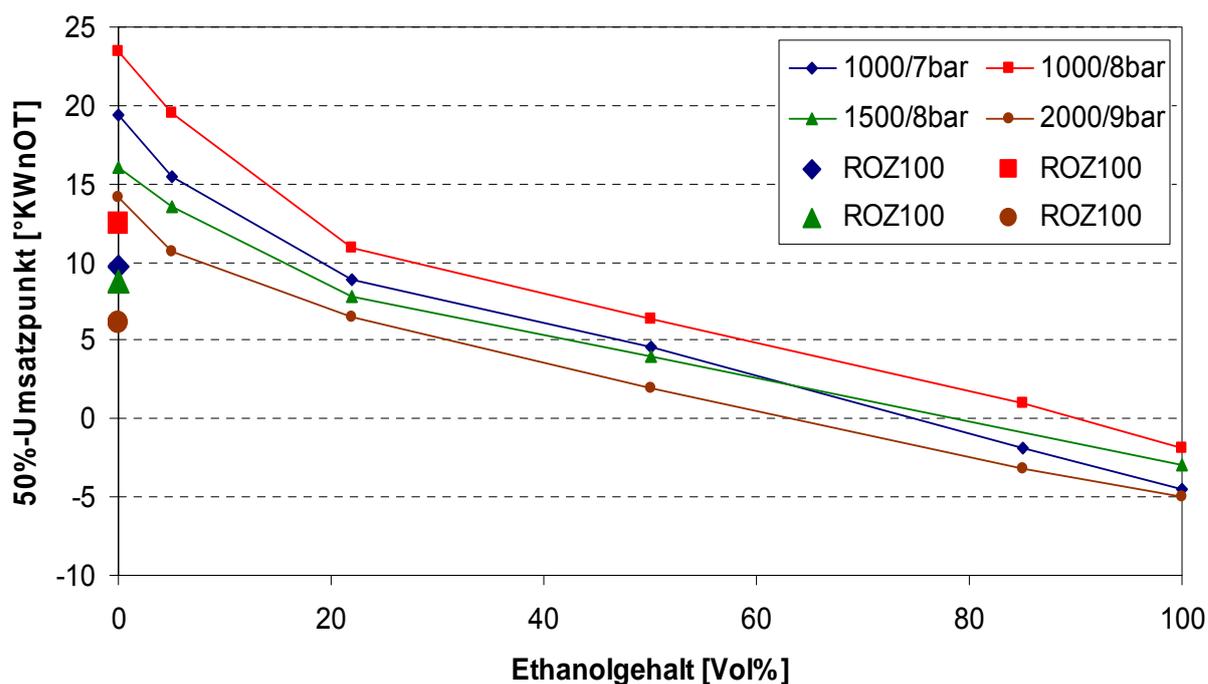


Abbildung 4-70: Lage des 50%-Umsatzpunktes [°KWnZOT] bei Klopfdetektion von ausgewählten Lastpunkten über dem Ethanolgehalt sowie beim Einsatz von ROZ100

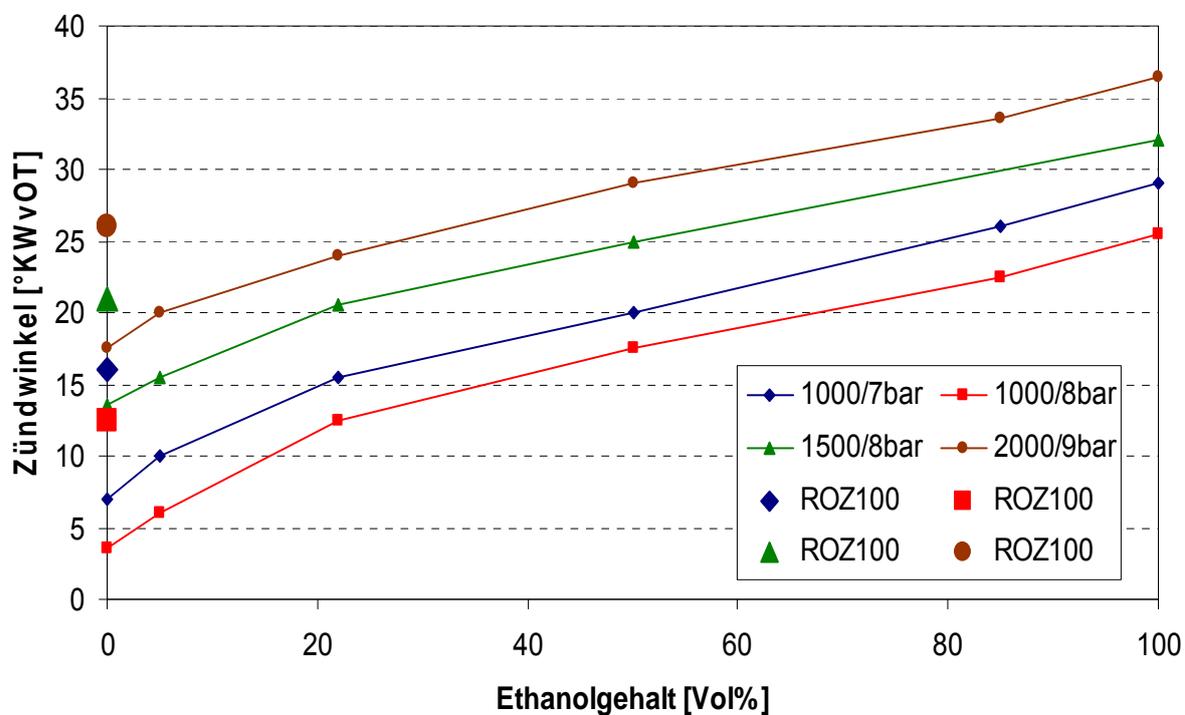


Abbildung 4-71: Zündwinkel [°KWvZOT] bei Klopfdetektion von ausgewählten Lastpunkten über dem Ethanolgehalt sowie beim Einsatz von ROZ100

#### 4.4.4 Laufruhe des Motors

Ethanol und Benzin unterscheiden sich in ihren Stoffeigenschaften unter anderem wesentlich im Bereich der oberen Zündgrenze, Tabelle 3-1, weshalb die Abmagerungsfähigkeit im Motorbetrieb mit steigendem Ethanolgehalt im Kraftstoff höher wird. Zur Untersuchung der Eignung einer solchen Methode für die Ethanolerkennung wurden Versuche durchgeführt, bei denen zuerst das Gemisch des Motors und anschließend einzelner Zylinder bis zum Überschreiten einer definierten Laufgrenze abgemagert wurde, um verschiedene Kraftstoffmischungen zu unterscheiden. Bei der Motorenentwicklung wird die Laufruhe des Motors mit Hilfe des Variationskoeffizienten des indizierten Mitteldrucks  $COV_{pmi}$  quantifiziert, wobei die Abstimmungsgrenze je nach Hersteller bei den Werten 3 oder 5 außerhalb des Leerlaufbereichs liegt.

Es wurden Luftzahlvariation in verschiedenen Teillastpunkten durchgeführt, welche einer konstanten Geschwindigkeit von 50km/h, 70km/h, 100km/h und 120km/h beim Durchfahren des NEDC-Zyklus, Abbildung 4-65, entsprechen. Dabei stellt sich mit steigendem Ethanolgehalt eine höhere Abmagerungsfähigkeit ein, was eine Unterscheidung der Benzin-Ethanol-Mischungen ermöglicht. Obwohl mit steigender Last und Drehzahl höhere Luftzahlen realisierbar sind, zeigte sich eine geringere Differenz zwischen ROZ95(E0) und E100 bei Überschreiten der gewählten  $COV_{pmi}=5$  Grenze. Aus diesem Grund beschränken sich die folgenden Detailuntersuchungen auf den Normpunkt  $2000\text{min}^{-1} / 2\text{bar}$  sowie den Leerlauf. Um den Einfluss von Streuungen einzelner Zylinder zu analysieren, wurde neben einer Abmagerung aller Zylinder auch eine zweite Versuchsreihe durchgeführt. Dabei wurde nur ein einzelner Zylinder abgemagert und die anderen Zylinder angereichert und somit global ein  $\lambda=1$  Betrieb gewährleistet.

##### 4.4.4.1 Teillastpunkt $2000\text{min}^{-1} / 2\text{bar}$

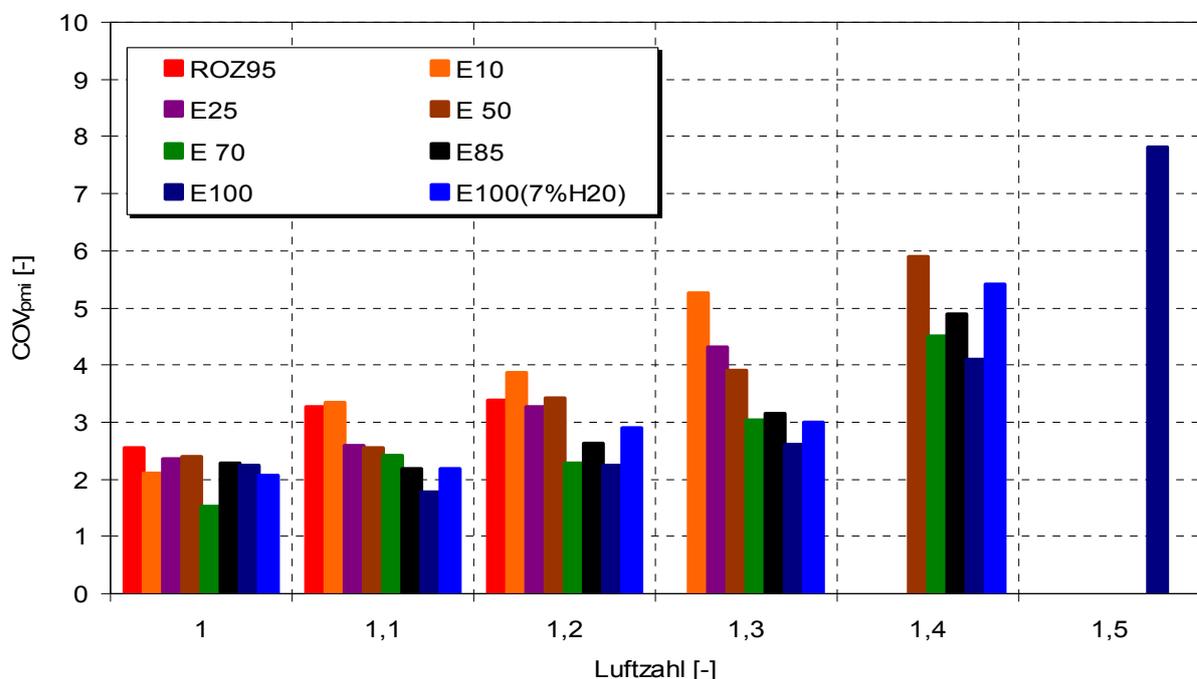
Bei der Luftzahl-Variation des gesamten Motors mit verschiedenen Ethanolbeimischungen, Abbildung 4-72, wurde jeweils ein Zündwinkel für eine optimale 50%-Umsatzpunktlage von  $7-8^\circ\text{KWnZOT}$  gewählt. Die Unterschiede hinsichtlich Laufruhe sind speziell bei höheren Luftzahlen zwischen den verschiedenen Ethanolkraftstoffen zu erkennen, da sich die Kraftstoffe im Bereich der oberen Zündgrenze maßgeblich unterscheiden. In der Abbildung wird zudem das brasilianische Ethanol dargestellt, wobei sich die zugesetzten 7% Wasser gegenüber dem absolutierten Ethanol negativ auf den Variationskoeffizienten des indizierten Mitteldrucks, das Maß für die Laufruhe, auswirken. Da sich in Brasilien die Kraftstoffmischungen aus E22 und dem wasserversetztem Ethanol zusammensetzen, müssten diese Blends gesondert untersucht werden. In den

folgenden Darstellungen wird der wasserversetzte Ethanolkraftstoff deshalb nicht mehr berücksichtigt.

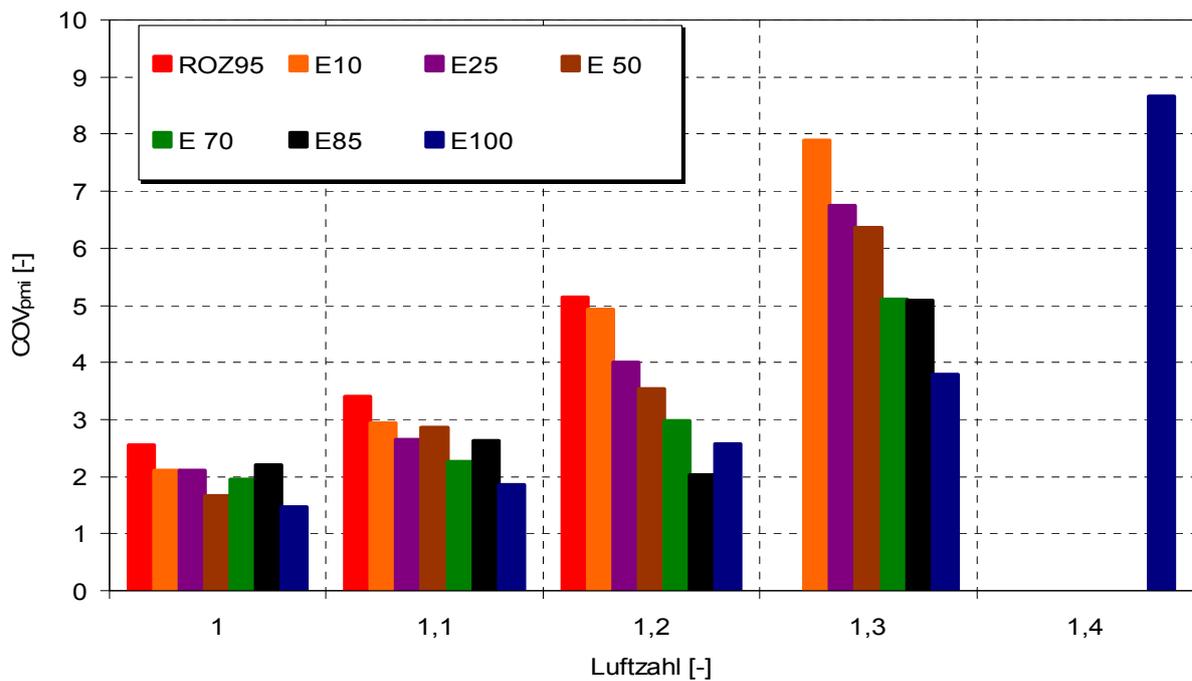
Im Falle einer nicht notwendigen Anpassung des Zündwinkels würde der Applikationsaufwand bei einer zukünftigen Funktionsentwicklung in der Motorsteuerung geringer ausfallen. Um den Einfluss dieses Motorparameters zu untersuchen, wurden Lambda-Variationen mit einem konstanten Zündwinkel im Lastpunkt  $2000\text{min}^{-1} / 2\text{bar}$  durchgeführt. Hierfür wurde der optimale Zündwinkel bei stöchiometrischem Luftbedarf für die Basiskraftstoffe herangezogen:  $39^\circ\text{KWvOT}$  (optimal bei E0-Betrieb) und  $33^\circ\text{KWvOT}$  (optimal bei E100-Betrieb).

Bei Betrachtung der Ergebnisse in [Abbildung 4-73](#) und [Abbildung 4-74](#) ist bei den konstanten Zündwinkeln eine ähnliche Tendenz wie in [Abbildung 4-72](#) mit jeweils optimalem Zündwinkel zu erkennen. Dabei nimmt der  $\text{COV}_{\text{pmi}}$ -Wert mit dem Ethanolgehalt entsprechend ab, zugleich stellen sich aber bei hohen Luftzahlen durch eine geringere Vorzündung höhere Werte im Vergleich zu der Variante mit dem optimal gewählten Zündwinkel ein.

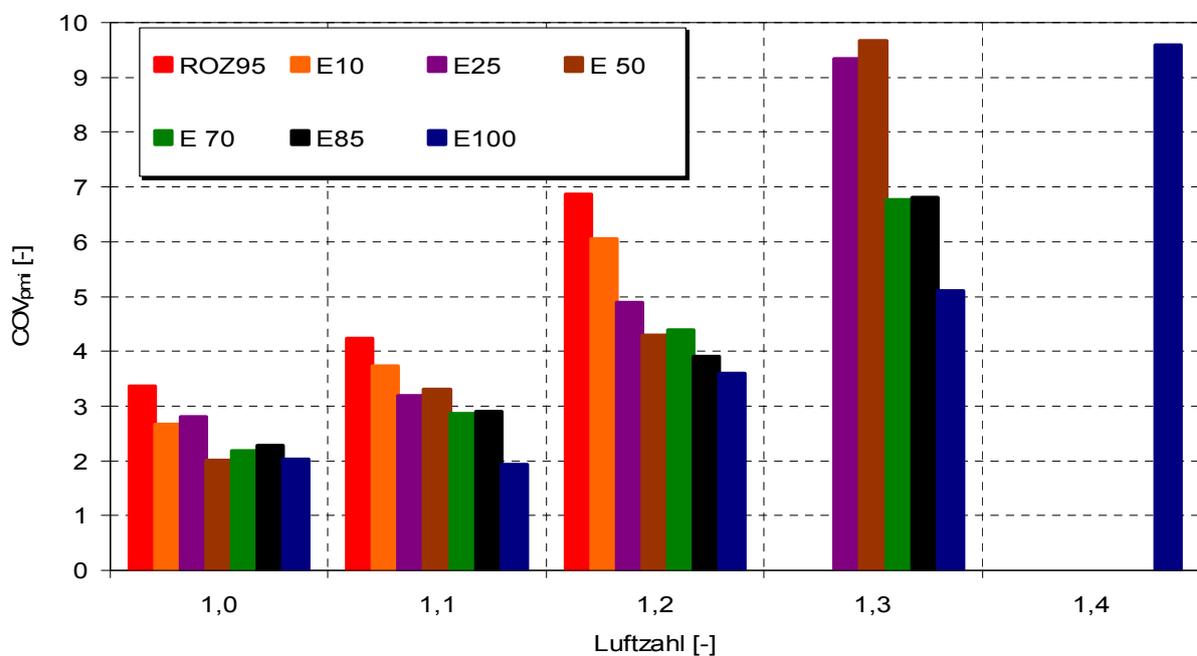
Bei der Betrachtung einer konstanten Luftzahl sind teilweise keine stetigen Abnahmen des  $\text{COV}_{\text{pmi}}$ -wertes mit steigendem Ethanolgehalt festzustellen, was mitunter auf die Streuungen der Zylinder zurückzuführen ist.



[Abbildung 4-72](#): Variationskoeffizient (COV) des indizierten Mitteldrucks bei Luftzahl-Variation mit verschiedenen Ethanolkraftstoffen im Lastpunkt  $2000\text{min}^{-1} / 2\text{bar}$  und einer optimalen Verbrennungsschwerpunktlage (MBT)



**Abbildung 4-73:** Variationskoeffizient (COV) des indizierten Mitteldrucks bei Luftzahl-Variation mit verschiedenen Ethanolkraftstoffen im Lastpunkt  $2000\text{min}^{-1}$  / 2bar und einem Zündwinkel von  $39^\circ\text{KWvZOT}$



**Abbildung 4-74:** Variationskoeffizient (COV) des indizierten Mitteldrucks bei Luftzahl-Variation mit verschiedenen Ethanolkraftstoffen im Lastpunkt  $2000\text{min}^{-1}$  / 2bar und einem Zündwinkel von  $33^\circ\text{KWvZOT}$

Bei einem Vergleich der einzelnen Zylinder zeigten sich immer wieder größere Schwankungen untereinander, was sich entsprechend negativ auf die Motorlaufruhe auswirkt. Deshalb verwendete man eine zylinderselektive Abmagerung, wobei die anderen drei Zylinder gleichzeitig angereichert wurden und so global  $\lambda=1$  eingehalten wurde.

In Abbildung 4-75 ist der Variationskoeffizient des indizierten Mitteldrucks des ersten Zylinders über ausgewählte Luftzahlen dargestellt. Hierbei wurde sowohl für den Zylinder 1 als auch für die restlichen Zylinder ein konstanter Zündwinkel von  $39^\circ\text{KWvOT}$  gewählt. Durch die Verstellung des einzelnen Zylinders ist bei hohen Luftzahlen (ab 1,24) nun eine kontinuierliche Abnahme des  $\text{COV}_{\text{pmi}}$ -Wertes mit steigendem Ethanolgehalt im Kraftstoff festzustellen. Die Zylinder 2 bis 4 weisen im angereicherten Bereich eine hohe Laufruhe aus und somit ist das motorgemittelte  $\text{COV}_{\text{pmi}}$ , Abbildung 4-76, von Zylinder 1 abhängig. Wie bei Abmagerung aller Zylinder zeigte sich auch im Falle der zylinderselektiven Verstellung keine Notwendigkeit der jeweiligen Adaption auf einen jeweils optimalen Zündwinkel (MBT). Vorteilhaft bei der zylinderselektiven Verstellung ist durch Beibehaltung des globalen  $\lambda=1$  Konzepts eine weiterhin optimale Emissionskonvertierung über den Dreiwegen-Katalysator.

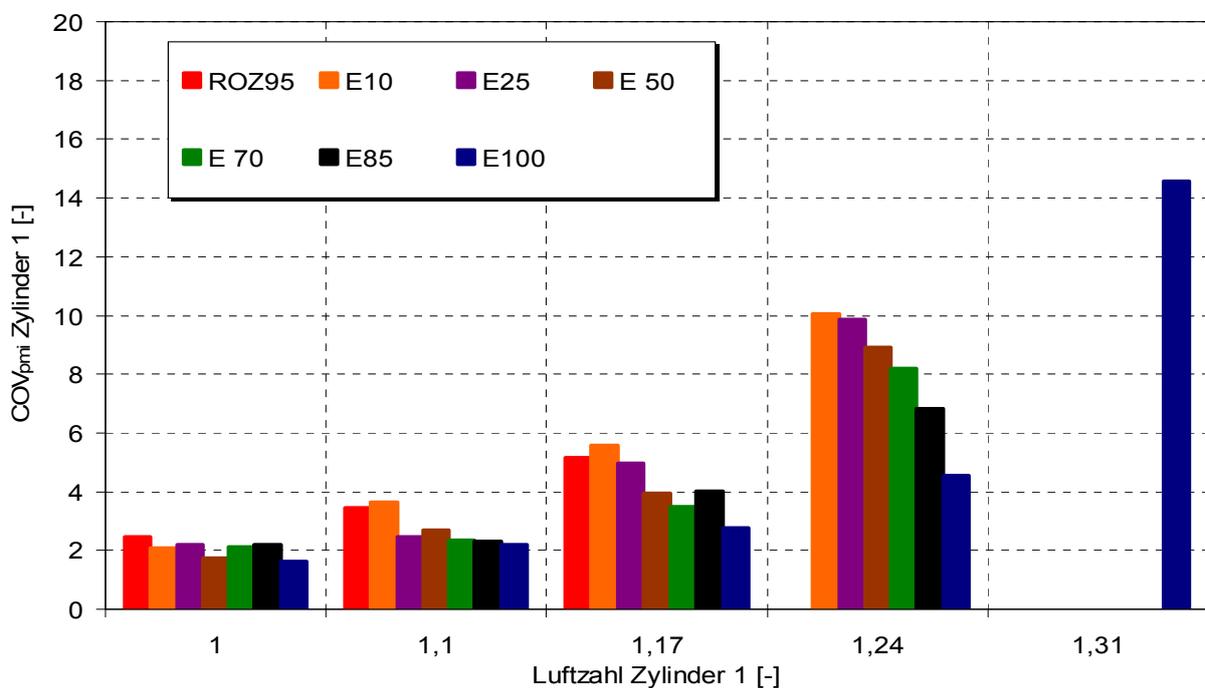
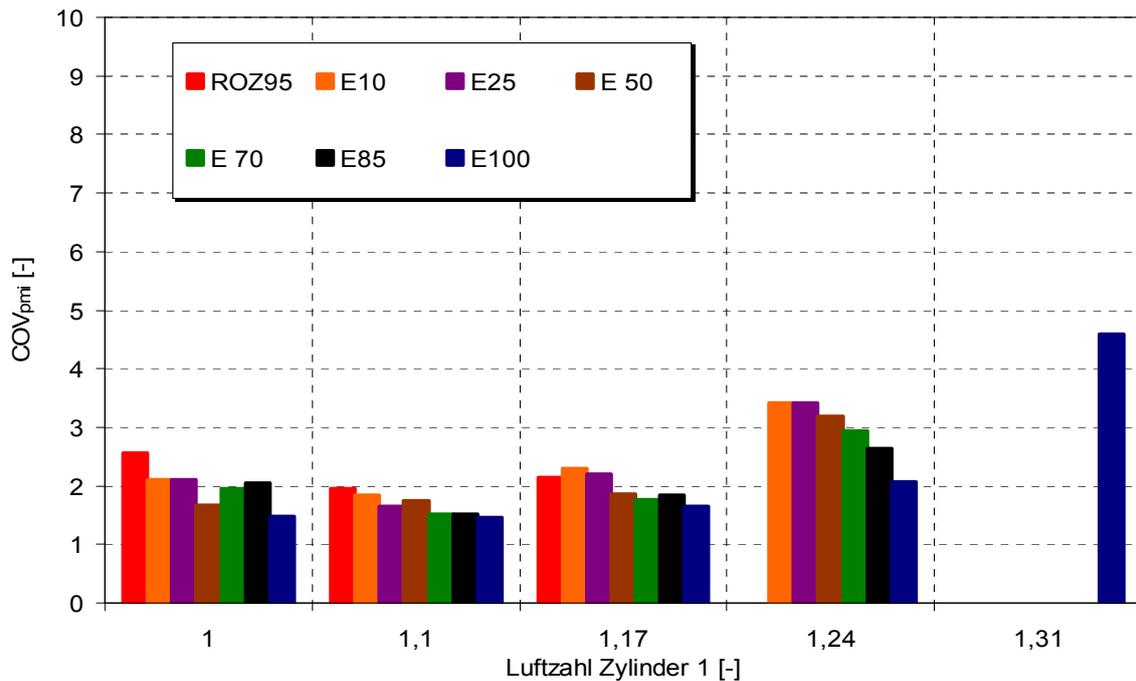


Abbildung 4-75: Variationskoeffizient (COV) des indizierten Mitteldrucks von Zylinder 1 bei zylinderselektiver Luftzahl-Variation mit verschiedenen Ethanolkraftstoffen im Lastpunkt  $2000\text{min}^{-1} / 2\text{bar}$  und einem Zündwinkel von  $39^\circ\text{KWvZOT}$



**Abbildung 4-76:** Variationskoeffizient (COV) des indizierten Mitteldrucks aller 4 Zylinder bei zylinderselektiver Luftzahl-Variation mit verschiedenen Ethanolkraftstoffen im Lastpunkt  $2000\text{min}^{-1} / 2\text{bar}$  und einem Zündwinkel von  $39^\circ\text{KWvZOT}$

#### 4.4.4.2 Leerlauf $750\text{min}^{-1}$

Aufgrund der transienten Fahrzustände werden nur sehr selten konstante Lastzustände im realen Fahrbetrieb erreicht. Im Stadtverkehr treten häufig Leerlaufphasen auf, weshalb dieser Betriebsbereich für die Flex Fuel Erkennung besonders geeignet ist. Prinzipbedingt weist ein Motor im Leerlauf höhere Laufruhe- bzw.  $\text{COV}_{\text{pmi}}$ -Werte als in der Teillast auf, was ganz wesentlich von der Gemischaufbereitung, Ventilüberschneidung und dem Zündwinkel abhängt. Bei den Untersuchungen an dem saugrohreinspritzenden Motor mit einer oben liegenden Nockenwelle wurde somit der Zündwinkel bei einem stöchiometrischen Verhältnis variiert, Abbildung 4-77. Je früher der Zündwinkel gewählt wurde, desto besser konnte zwischen den einzelnen Kraftstoffen unterschieden werden. Jedoch wirkt sich ein zu früher Zündzeitpunkt negativ auf die Drehmomentenreserve des Motors aus, welche im Leerlauf über den Zündwinkel aufgebaut und für Beschleunigungsvorgänge benötigt wird.

Bei den Luftzahlvariationen wurde die gleiche Vorgehensweise wie im Teillastpunkt  $2000\text{min}^{-1} / 2\text{bar}$  gewählt und zuerst alle vier Zylinder abgemagert. Bei den zwei gewählten Zündwinkel von  $5^\circ\text{KWvOT}$ , Abbildung 4-78, und  $25^\circ\text{KWvOT}$ , Abbildung 4-79, zeigen sich bei hohen Luftzahlen gute Tendenzen für eine Ethanolerkennung, jedoch sind die Streuungen durch die hohe Laufunruhe entsprechend groß.

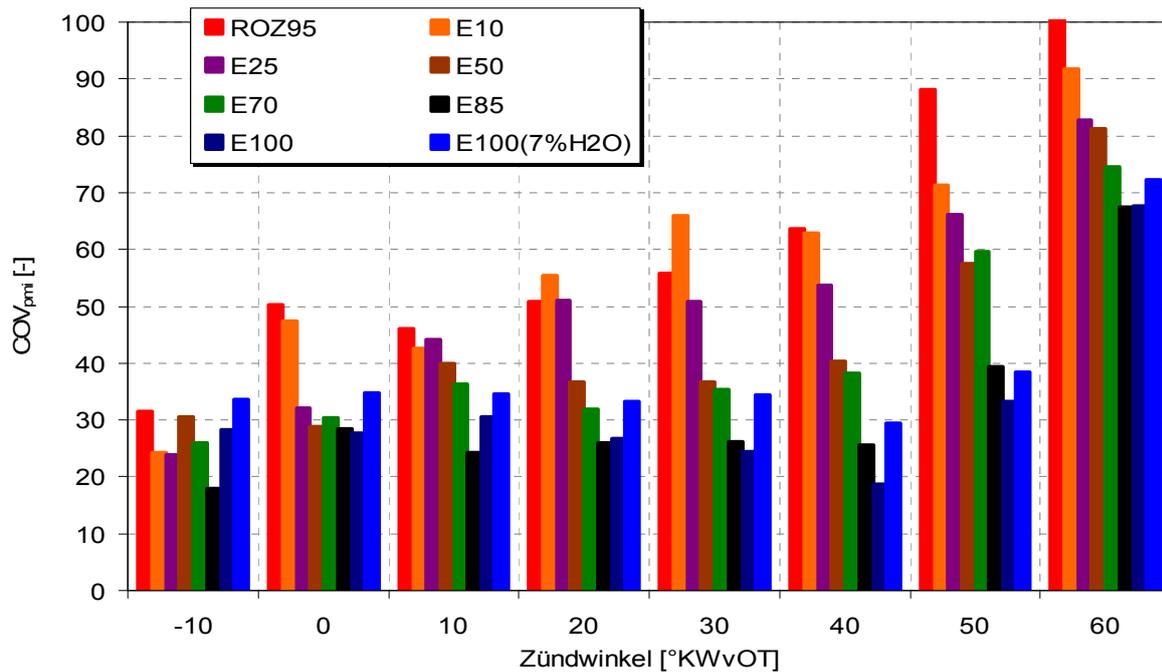


Abbildung 4-77: Variationskoeffizient (COV) des indizierten Mitteldrucks aller 4 Zylinder bei Zündwinkel-Variation mit verschiedenen Ethanolkraftstoffen im Leerlauf  $750\text{min}^{-1}$  ( $\lambda=1$ )

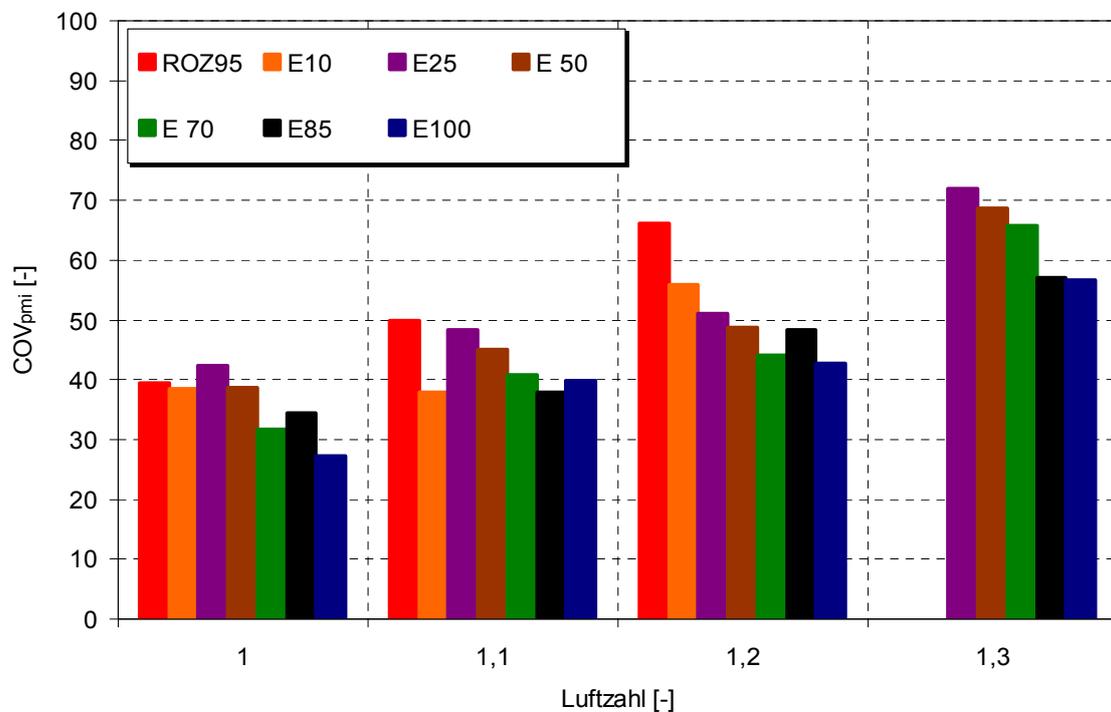
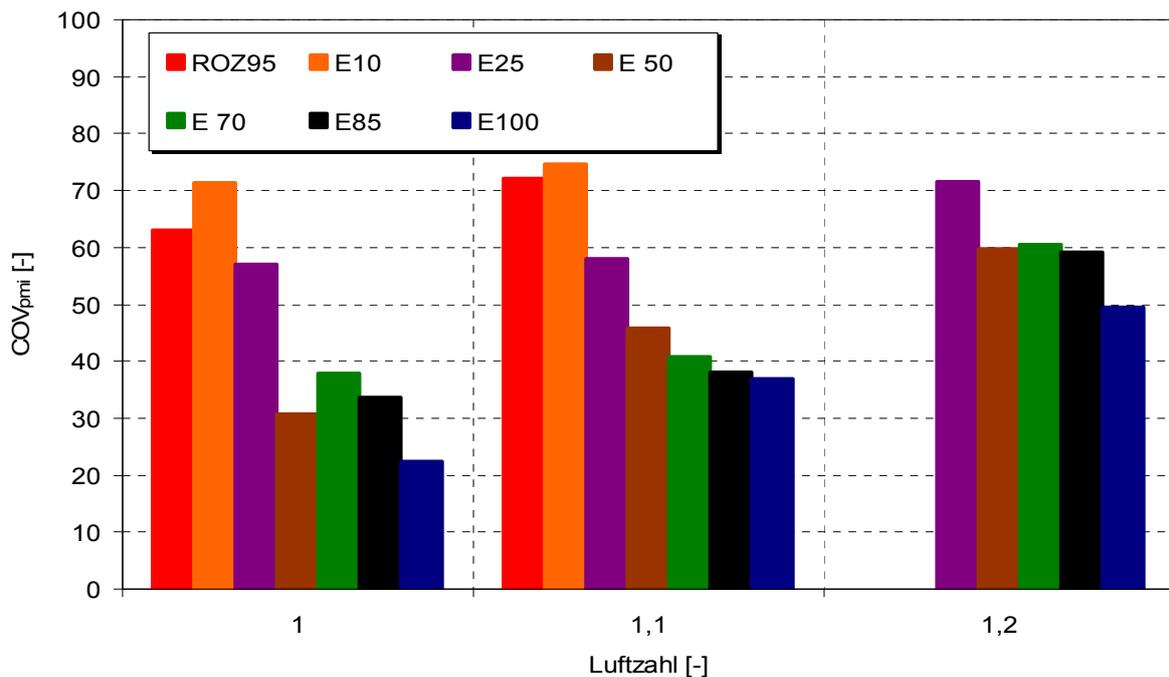


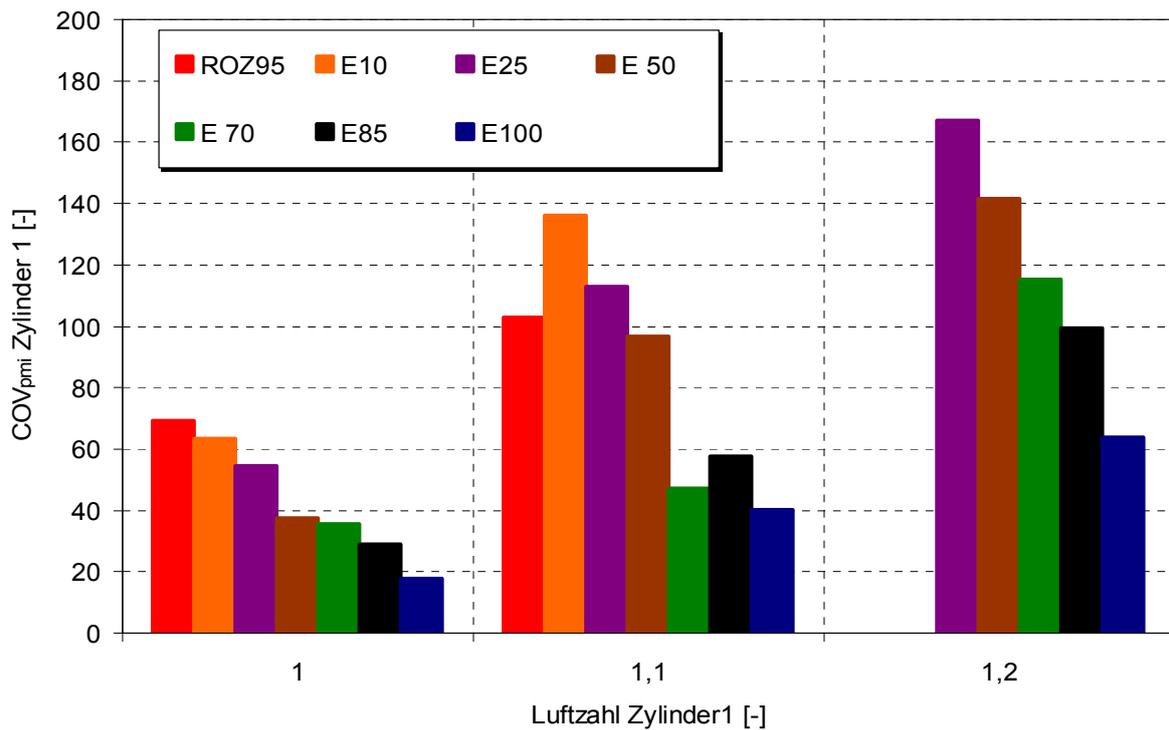
Abbildung 4-78: Variationskoeffizient (COV) des indizierten Mitteldrucks aller 4 Zylinder bei Luftzahl-Variation mit verschiedenen Ethanolkraftstoffen im Leerlauf  $750\text{min}^{-1}$  und einem Zündwinkel von  $5^\circ\text{KWvZOT}$



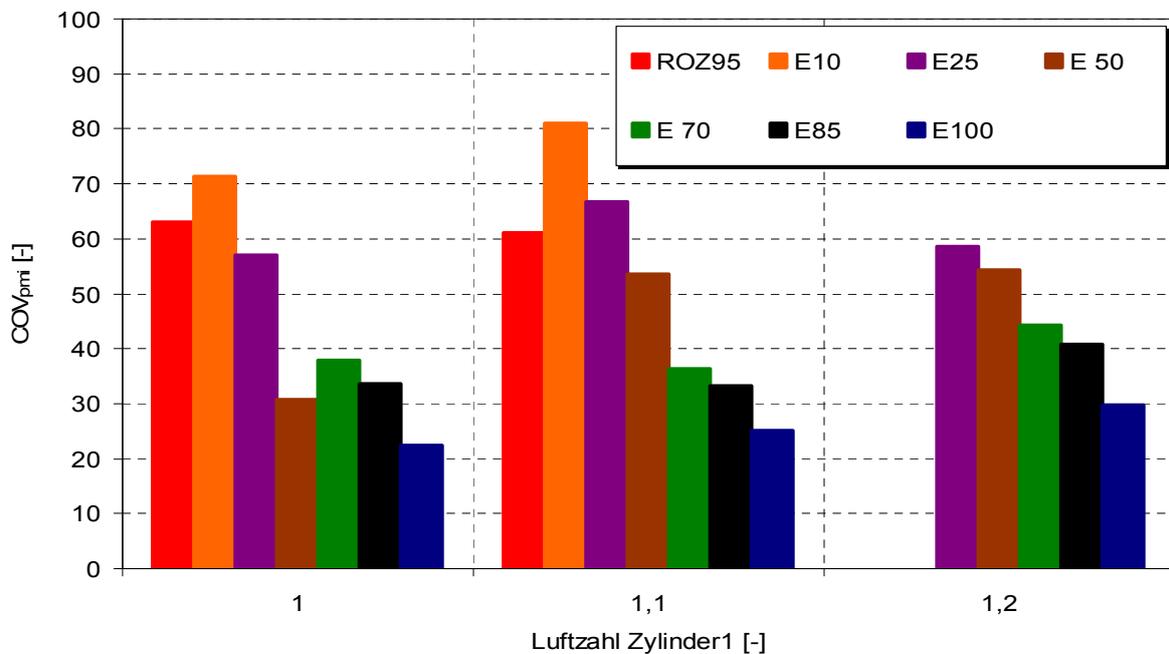
**Abbildung 4-79:** Variationskoeffizient (COV) des indizierten Mitteldrucks aller 4 Zylinder bei Luftzahl-Variation mit verschiedenen Ethanolkraftstoffen im Leerlauf  $750\text{min}^{-1}$  und einem Zündwinkel von  $25^\circ\text{KWvZOT}$

Aus diesem Grund wurden wiederum Messungen mit einer zylinderselektiven Abmagerung durchgeführt, wobei Zylinder 1 abgemagert und die anderen Zylinder entsprechend angereichert wurden, um global einen stöchiometrischen Luftbedarf zu erhalten. Dadurch senken sich die motorgemittelten  $\text{COV}_{\text{pmi}}$ -Werte entsprechend ab. Bei einem Zündwinkel von  $25^\circ\text{KWvOT}$  stellen sich hierbei die größten Unterschiede zwischen den einzelnen Kraftstoffen ein: In [Abbildung 4-80](#) ist der  $\text{COV}_{\text{pmi}}$  des ersten Zylinders und in [Abbildung 4-81](#) des gesamten Motors dargestellt. Bei einer Luftzahl von 1,2 ist eine konstante Absenkung der Laufruhe bei steigendem Ethanolgehalt im Kraftstoff zu erkennen. Währenddessen ist bei einem Lambda von 1 und 1,1 aufgrund der Ausreißer bei den Kraftstoffen E50 bzw. ROZ95 (E0) keine eindeutige Bestimmung des Ethanolgehalts möglich. Der unruhige Leerlaufbetrieb führte bei zylinderselektiven Untersuchungen mit einem Zündwinkel von  $5^\circ\text{KWvOT}$  (nicht dargestellt) sogar so weit, dass bei einer Luftzahl von 1,1 bei den Kraftstoffmischungen ROZ95 (E0) und E70 der gleiche Variationskoeffizient des indizierten Mitteldrucks gemessen wurde.

Im Gegensatz zu den Messungen im Teillastpunkt zeigt sich im Leerlauf somit eine starke Abhängigkeit des gewählten Zündwinkels auf die Genauigkeit der Ethanolbestimmung. Dies bedeutet neben einer Funktionsentwicklung und Implementierung in das Steuergerät einen hohen Applikationsbedarf.



**Abbildung 4-80:** Variationskoeffizient (COV) des indizierten Mitteldrucks von Zylinder 1 bei zylinderselektiver Luftzahl-Variation mit verschiedenen Ethanolkraftstoffen im Leerlauf  $750\text{min}^{-1}$  und einem Zündwinkel von  $25^\circ\text{KWvZOT}$



**Abbildung 4-81:** Variationskoeffizient (COV) des indizierten Mitteldrucks aller 4 Zylinder bei zylinderselektiver Luftzahl-Variation mit verschiedenen Ethanolkraftstoffen im Leerlauf  $750\text{min}^{-1}$  und einem Zündwinkel von  $25^\circ\text{KWvZOT}$

## 4.5 Diskussion und Resümee

Die Genauigkeit bei der Bestimmung des Ethanolgehalts im Kraftstoff ist ausschlaggebend, um das volle Potenzial hinsichtlich Emissionen und Wirkungsgrad von verschiedenen Benzin-Ethanol Mischkraftstoffen auszuschöpfen. Da ein zusätzlicher Flex Fuel Sensor eine kostenintensive Lösung darstellt, wird derzeit der Ethanolanteil vorwiegend über die Lambdasonde bestimmt. Hierbei kann es zu groben Abweichungen im Falle von Fehlern im Kraftstoff- oder Ansaugsystem kommen, weshalb alternative Erkennungsmethoden notwendig sind. Die im vorherigen Kapitel ausführlich beschriebenen Methoden basieren auf verschiedenen Stoffeigenschaften, welche die Alkoholkonzentration im Kraftstoff unabhängig vom stöchiometrischen Luftbedarf und somit unabhängig von der lambdabasierten Erkennung detektieren. Vorrangig ist hierbei weniger ein vollständiger Ersatz der bisherigen Methode als viel mehr eine Plausibilisierung der - über die Lambdasonde - bestimmten Konzentration. Nach heutigem Stand wird dies in Zukunft seitens der Diagnose-Gesetzgebung erforderlich sein.

Aufgrund der Untersuchungsergebnisse ist ein kombinierter Einsatz der alternativen Methoden zu empfehlen, da die jeweilige Ethanolbestimmung nur in einem eingeschränkten Drehzahl- / Lastbereich möglich ist:

Die Messung der Kraftstoffspraytemperatur als Maß für die Verdampfungswärme beschränkt sich aufgrund des eingesetzten Thermoelements im Einlasskanal auf den Einsatz bei Kanaleinspritzmotoren. Ein unmittelbarer Zusammenhang des gemessenen Temperaturabfalls mit dem Ethanolgehalt zeigt sich bei dem untersuchten Versuchsträger im Leerlauf von E0 bis E50. Bei höherem E-Anteil ist die Lufttemperatur im Ansaugkanal zu niedrig, um einen entsprechenden Anteil an Kraftstoff zu verdampfen. Dieser Bereich kann jedoch bei einer variablen Einlassventilsteuerung durch einen erhöhten Anteil an (heißer) interner Abgasrückführung beeinflusst und erweitert werden.

Unabhängig vom Motorkonzept bietet hingegen die klopfbasierte Erkennung basierend auf der Oktanzahldifferenz der Basiskraftstoffe eine Unterscheidung von hohen Ethanolkonzentrationen nahe der Vollast bei geringen Drehzahlen. Voraussetzung hierfür ist ein klopfester Motor, um das Risiko eines Klopfenschadens zu minimieren. Als problematisch erweist sich hierbei ein Einsatz von ROZ100 Kraftstoff, welcher etwa die gleiche Oktanzahl wie E20 besitzt, und daher keine Differenzierung gewährt.

Die unterschiedliche Laufruhe von Alkohol und Benzin aufgrund verschiedener Zündgrenzen ermöglicht wiederum im Kennfeldbereich niedriger Drehzahlen und Lasten ein hohes Potenzial zur Mischkraftstofferkennung. Als Einheit diene hierfür der Variationskoeffizient des indizierten Mitteldrucks, welcher im realen Fahrzeugbetrieb (noch) nicht vorhanden ist. Deshalb ist es notwendig, die Qualität

jener Größe des Indiziersystems auf die ermittelten Laufruhewerte über das Kurbelwellensensorsignal und die Drehzahl zu übertragen.

Da bestimmte Parameter wie Einspritzung und Zündung bei Flex Fuel Motorsteuerungen über dem Ethanolgehalt kalibriert sind, beeinflusst der gelernte Alkoholanteil den Motorbetrieb nachhaltig. Das ausgelotete Potenzial von Alkoholmischkraftstoffen im Teillastbereich und an der Volllast basiert auf einer exakten Bestimmung des Alternativkraftstoffanteils sowie einer optimalen Applikation auf diesen Anteil. Dabei sind deutliche Reduzierungen von den Rohemissionen sowie eine Steigerung des motorischen Wirkungsgrades bei hohen Ethanol Blends gewährleistet. Speziell die untersuchte Volllastvariante „Verbrauch“ stellt eine neue Vorgehensweise beim Einsatz des alternativen Kraftstoffes dar. Dabei steht nicht eine maximale Steigerung der Leistung bei Verwendung von E85 oder E100 im Vordergrund, sondern eine Reduktion des heizwertbedingten Mehrverbrauchs gegenüber Benzin über die Wahl eines stöchiometrischen Luft-/ Kraftstoffverhältnis. Gegenüber den Untersuchungsreihen mit Benzin wird trotz Verzicht auf eine Gemischanreicherung über ein großes Drehzahlband durchwegs eine höhere Leistung erzielt und gleichzeitig eine optimale Konvertierung über den 3-Wege Katalysator gewährleistet. Da sich dieser  $\lambda=1$  Betrieb im Falle von reinem Ethanol in einem weiten Kennfeldbereich realisieren lässt, ermöglicht dies positive Effekte für den Kunden (Leistung und Verbrauch) als auch für die Umwelt (Emissionen).

Hingegen erfordern die schlechten Verdampfungseigenschaften von Ethanol zusätzliche Maßnahmen, um die Kaltstartfähigkeit bei hoher Beimischkonzentration und tiefen Umgebungstemperaturen zu gewährleisten. Über induktive Beheizung des Kraftstoffes mit 200W pro Injektor ermöglichen die eingesetzten SVS-Injektoren die minimale Starttemperatur eines Kanaleinspritzmotors von  $+15^{\circ}\text{C}$  (ohne Zusatzsystem) auf  $-5^{\circ}\text{C}$  im Falle von E100 abzusenken. Der hohe Energieaufwand ist durchaus kritisch zu betrachten, wobei im Falle einer Weiterentwicklung Optimierungspotenzial beim Wandwärmeübergang des Heizelements vorhanden ist. Zudem führt die Kraftstoffbeheizung zu geringeren Einspritzmengen und reduzierten HC-Emissionen, was anhand der E85-Kaltstartuntersuchungen detailliert aufgezeigt wird. Dieses innovative Kaltstartsystem bietet somit die Möglichkeit, derzeit am Markt befindliche Systeme wie die Zylinderblockheizung (Schweden, USA) und den Zusatztank (Brasilien) zu ersetzen.

## 5 Zusammenfassung

Ethanolkraftstoffe stellen eine geeignete Bio-Alternative zu fossilen Benzinkraftstoffen dar und werden deshalb weltweit in verschiedenen Beimischungskonzentrationen am Markt angeboten. Aktuell sind Themen wie ein erhöhter Erdölpreis und Übereinkommen zum Klimaschutz wie das „Kyoto-Protokoll“ für die Forcierung von Alternativkraftstoffen verantwortlich.

Aufgrund des geringeren Heizwerts von Bioethanol gegenüber Benzin ergibt sich zwar ein höherer Kraftstoffverbrauch im Fahrzeugbetrieb, jedoch kann der Motorwirkungsgrad speziell durch eine hohe Oktanzahl gesteigert werden. Zugleich wird die Kaltstartfähigkeit bei tiefen Umgebungstemperaturen durch ein schlechtes Siedeverhalten negativ beeinflusst. In den letzten Jahren haben sich sogenannte Flex Fuel Fahrzeuge am Markt etabliert, welche mit unterschiedlichen Ethanolkonzentrationen betrieben werden können und mit speziellen Kaltstartsystemen ausgestattet sind. Für einen zuverlässigen Betrieb solcher Fahrzeuge ist eine genaue Bestimmung des Ethanolgehalts im Kraftstoff essentiell.

Zu diesem Zweck wurde im Zuge dieser Arbeit das Potenzial von Ethanolkraftstoffen an einem saugrohr- und direkteinspritzenden Motor ausgelotet. Schwerpunkte der Untersuchungen waren der Kraftstoffeinfluss auf Emissionen und Wirkungsgrad, eine Verbesserung der Kaltstartfähigkeit von hohen Ethanol Blends sowie neue Methoden zur Kraftstofferkennung im Motorbetrieb.

Im theoretischen Teil wurden mit Kraftstoffanalysen des eingesetzten Ethanols und Benzins sowie ergänzenden Literaturwerten wichtige Kenngrößen für den Motorbetrieb berechnet und erläutert. Dabei sind die Unterschiede im Bereich des (Gemisch)heizwerts, des Temperaturabfalls während der Kraftstoffverdampfung, der Oktanzahlen und des Verdampfungsverhaltens der beiden Kraftstoffe wesentlich. Außerdem wurde das CO<sub>2</sub>-Emissionsabsenkungspotenzial von Bioethanol aufgezeigt, welches in eine Well-to-Wheel Analyse mit Hilfe diverser Studien und einer Tank-to-Wheel Analyse (Kraftstoffzusammensetzung und Motorwirkungsgrad) unterteilt ist. Das Potenzial gegenüber Benzin ist hauptsächlich von dem eingesetzten Rohstoff und der Nachhaltigkeit im Herstellungsprozess abhängig. Bei Verwendung von Lignozellulose kann das CO<sub>2</sub>-Äquivalent in einer Well-to-Wheel Betrachtung um 85% gegenüber Benzin reduziert werden.

Das deutlich geringere C/H-Verhältnis von Ethanol gegenüber Benzin ist hingegen aufgrund des unterschiedlichen Heizwerts nicht aussagekräftig. Betrachtet man ausschließlich die chemische Kraftstoffzusammensetzung bei der Verbrennung von

Ethanol werden lediglich 4% Kohlendioxid eingespart. Die Untersuchungsergebnisse an dem saugrohreinspritzenden Motor zeigten aber, dass in Abhängigkeit des Last-/Drehzahlbereiches ein CO<sub>2</sub>-Direkteinsparungspotenzial von bis zu 9% aufgrund des besseren Wirkungsgrades von Ethanol möglich ist.

Bei den experimentellen Untersuchungen zeigte sich in der **Teillast** bei beiden Motorkonzepten mit steigendem Ethanolanteil im Kraftstoff ein deutliches Absenkungspotenzial der CO-, HC- und NO<sub>x</sub>-Rohemissionen von 5 bis 60%. Gleichzeitig stiegen jedoch die Acetaldehyde, welche als Zwischenprodukt bei der Oxidation von Ethanol entstehen, stark an, befanden sich jedoch nach dem Katalysator unterhalb der Nachweisbarkeitsgrenze. Durch Optimierung der Motorparameter konnte der Wirkungsgrad in den untersuchten Teillastpunkten um bis zu 6% gegenüber Benzin gesteigert werden, was auf die schnellere Energieumsetzung zurückzuführen war und zu oben genannten adäquaten CO<sub>2</sub>-Einsparungen führte.

An der **Vollast** wurde bei dem Kanaleinspritzmotor und Verwendung von Ethanolkraftstoff aufgrund des höheren Kraftstoffanteils, der bei der Verdampfung mehr Luft verdrängt, eine Reduzierung der angesaugten Luftmasse und somit der eingebrachten Energie im Brennraum festgestellt. Dies konnte jedoch vor allem durch die hohe Oktanzahl und eine verkürzte Brenndauer überkompensiert werden. Gegenüber Benzin wurde dabei das Drehmoment um bis zu 6% gesteigert bzw. der Energieverbrauch um maximal 15% reduziert. Durch die Anhebung des Verdichtungsverhältnisses von  $\epsilon=10,6$  auf  $\epsilon=12$  wurde das Drehmoment um weitere 4% erhöht. Bei dem Direkteinspritzmotor wurde bei dem Einsatz von E85-Kraftstoff das Drehmoment um 14% gesteigert und der energetische Verbrauch - bei entsprechender Wahl der Luftzahl - sogar um 20% gegenüber dem Benzinbetrieb abgesenkt.

Für Startuntersuchungen mit hohen Ethanolkonzentrationen wurde der Kanaleinspritzmotor mit induktiv beheizten Einspritzventilen ausgestattet und eine Klimakammer am Motorenprüfstand errichtet. Der beheizte **SVS-Injektor** erwies sich als eine geeignete Alternative gegenüber am Markt befindlichen Systemen, um die **Kaltstartfähigkeit** von Ethanolkraftstoffen mit ihren ungünstigen Verdampfungseigenschaften zu verbessern.

Bei den Untersuchungen mit dem Kraftstoff E100 wurden Starts bei einer Umgebungstemperatur von -5°C realisiert, wohingegen mit konventionellen Injektoren die Startgrenze mit reinem Ethanol bei etwa +15°C liegt. Vor allem die erste Einspritzung bei einem abgesenkten Saugrohrdruck von etwa 670mbar führte zu einer Absenkung des Siedepunktes und geringeren Einspritzmengen einhergehend mit einer besseren Gemischaufbereitung und einem raschen

Drehzahlhochlauf. Zudem wurden auch Parameter wie Einspritztiming, Zündwinkel, Kraftstoffdruck und SVS-Regeltemperatur im Zuge der Untersuchungen optimiert. Bei einem Vergleich der Starts mit und ohne Beheizung des SVS-Injektors mit E85-Kraftstoff zeigte sich bei einer Umgebungstemperatur von  $-5^{\circ}\text{C}$  ein deutliches Reduktionspotenzial bei den erforderlichen Einspritzmengen sowie den unverbrannten Kohlenwasserstoffen durch die Einspritzung des vorgewärmten Kraftstoffes.

Den dritten Schwerpunkt des experimentellen Teils bildeten Methoden zur **Erkennung des Ethanolgehalts** im Kraftstoff, welche in Zukunft mit der bestehenden Bestimmung über die Lambdasonde kombiniert werden können:

Durch den Einsatz eines **zusätzlichen Thermoelements** im Bereich des Injektors wurde ein Zusammenhang zwischen der gemessenen Temperatur und dem Ethanolgehalt über die unterschiedliche Verdampfungsenthalpie festgestellt. In Abhängigkeit von dem Lastpunkt stellten sich ein gewisser Saugrohrdruck und eine Temperatur im Ansaugkanal ein, welche bei Untersuchungen eine eingeschränkte Bestimmung des Ethanolgehalts von 0 bis zu 50Vol% ermöglichten. Kritisch erwies sich zudem der Einfluss der Qualitäten von Sommer- und Winterkraftstoffen, da sich aufgrund der unterschiedlichen Siedeverläufe dieser beiden Kraftstoffqualitäten große Unterschiede bei gleichen Motorbetriebsbedingungen ergaben.

Für die Bestimmung des Ethanolgehalts über den **Klopfsensor** war die unterschiedliche Klopfestigkeit von Benzin und Ethanol ausschlaggebend. Dabei wurde der Motor durch eine Frühverstellung des Zündzeitpunktes an der Klopfgrenze betrieben und über den Zündwinkel Rückschlüsse über die Ethanolkonzentration erhalten. Diese Bestimmungsmethode war nur eingeschränkt möglich: Zum einen konnte aufgrund der hohen Oktanzahl der am Markt befindlichen ROZ100-Ottokraftstoff bis zu E20-Kraftstoffen nicht unterschieden werden. Zum anderen war im Falle des eingesetzten Versuchsträgers eine Unterscheidung zwischen Ethanolkraftstoffen nur bei niedrigen Drehzahlen und hohen Lasten, ein Bereich nur selten im Fahrbetrieb erreicht wird, möglich.

Da Ethanol eine deutlich höhere Zündgrenze als Benzin aufweist, wurden Untersuchungen durchgeführt, um über die Abmagerung des Gemisches und eine Bestimmung der **Laufruhe** den Ethanolgehalt im Kraftstoff zu bestimmen. Speziell in der Teillast zeigte sich ab einer höheren Luftzahl (etwa 1,2) ein Zusammenhang zwischen dem Variationskoeffizienten des indizierten Mitteldrucks und dem Ethanolgehalt. Dabei verschob sich die Laufgrenze mit zunehmendem Ethanolanteil tendenziell in Richtung mager. Prinzipiell war eine zylinderselektive Verstellung der Abmagerung des gesamten Motors vorzuziehen. Neben einer Beibehaltung des Dreiwege-Katalysators sind auch die bessere Laufruhe des gesamten Motors sowie eine eindeutigere Bestimmung hierfür ausschlaggebend.

## 6 Ausblick

Wie die Vollast-Untersuchungen an dem Kanaleinspritzmotor mit einem höheren Verdichtungsverhältnis gezeigt haben, war trotz der höheren Verdichtung über dem gesamten Drehzahlbereich eine optimale Wahl der Verbrennungsschwerpunktlage möglich. Bei zukünftigen Flex Fuel Fahrzeugen würden Motoren mit einem variablen Verdichtungsverhältnis, wie beispielsweise in [105] beschrieben, somit ein wesentliches Potenzial in der Teillast und an der Vollast bieten. Durch eine Applikation des Verdichtungsverhältnisses über dem vorliegenden Ethanolgehalt können die positiven Stoffeigenschaften von hohen Ethanolkonzentrationen im Kraftstoff ausgeschöpft, der Wirkungsgrad verbessert und der heizwertbedingte Mehrverbrauch deutlich reduziert werden.

Hinsichtlich Kaltstartfähigkeit von Kanaleinspritzmotoren mit hohen Ethanol-Blends sowie reinem Alkohol bietet der SVS-Injektor eine geeignete Alternative zu den bestehenden Kaltstartsystemen. Bei einem nächsten Entwicklungsschritt sollte der Wärmeübergang vom Heizelement an den Kraftstoff optimiert und somit die langen Aufheizzeiten dieser Injektoren von etwa 10 Sekunden reduziert werden. Ein solcher Injektor könnte auch beim Einsatz von Benzinkraftstoffen durchaus sinnvoll sein, um die Gemischaufbereitung zu verbessern und die strenger werdenden Emissionsgesetzgebungen einhalten zu können.

Eine Alternative für die Startbarkeit mit Ethanolkraftstoffen stellt die Direkteinspritztechnologie inklusive Schichtstartmöglichkeit dar, welche wesentliche Vorteile gegenüber dem Kanaleinspritzmotor bietet. Bei einem Serieneinsatz dieser Technologie bei Flex Fuel Motoren, sollte dies umfassend untersucht werden.

Die verschiedenen Methoden zur Bestimmung des Ethanolanteils sind jeweils in einem eingeschränkten Kennfeldbereich möglich, weshalb ein kombinierter Einsatz empfohlen wird. Motor- und Antriebskonzepte mit entsprechenden Mess- bzw. Verstellmöglichkeiten bieten ein höheres Potenzial, um den Kennfeldbereich zu erweitern:

Bei dem Thermoelement im Ansaugkanal können durch einen einlassseitigen Phasensteller und die Beeinflussung der Steuerzeit abhängige Parameter wie Saugrohrdruck und Temperatur zum Zwecke der Ethanolbestimmung variiert werden.

Im Falle der Klopfsensor-Methode besteht bei einem Hybridkonzept die Möglichkeit, durch eine Lastpunktanhebung in den klopfkritischen Kennfeldbereich hoher Lasten und geringer Drehzahlen zu gelangen. Zudem kann bei Motoren mit interner

Abgasrückführung, welche z.B. mit Phasenstellern ausgestattet sind, über einen gezielten Restgasanteil Klopfen bereits bei niedrigeren Lastpunkten hervorgerufen werden.

Für die Bestimmung über die Laufruhe ist weniger das Motorkonzept als viel mehr eine Korrelation der gemessenen  $COV_{pmi}$ -Werten und berechneten Laufruhe signale in der Motorsteuerung für einen erfolgreichen Fahrzeugeinsatz in der Zukunft entscheidend.

Generell werden für die weitere Entwicklung des Ethanolkraftstoffmarktes die Rohölpreisentwicklung und der nachhaltige Herstellprozess von Bioethanol der 2.Generation ausschlaggebend sein. Dabei wird Ethanol nicht mehr aus der Frucht erzeugt, sondern aus pflanzlichen Abfallstoffen wie Stroh und Holzresten gewonnen und somit ein höherer Ertrag erzielt. Diese Technologie wird nach heutigem Stand der Technik in 5 bis 10 Jahren ausgereift sein.

## 7 Literaturverzeichnis

- [1] N.N: Vor 50 Jahren: Kraftstoff aus Kartoffeln, VDI-Nachrichten Nr.45, Seite 41, 5.November 1982.
- [2] Gangl, A.: Ethanolerzeugung aus stärkehaltigen Rohstoffen für Treibstoffzwecke; Diplomarbeit, Universität für Bodenkultur Wien, September 2004.
- [3] Schmitz, N.: Biokraftstoffe - eine vergleichende Analyse; Fachagentur für nachwachsende Rohstoffe, 2006.  
[<http://www.fnr.de>]
- [4] Grunert,M.; Farack, M.: Anbauverfahren Getreide für die Ethanolherstellung und Kurzvorstellung des Mehrländerprojektes Ethanol; 2. Mitteldeutscher Bioenergietag, Leipzig, 25. April 2005.
- [5] Wolfensberger, U.: Biotreibstoffe - Überblick der verschiedenen Herstellungsverfahren; Informationstagung Landtechnik, Forschungsanstalt Agrarscope Reckenholz-Tänikon ART, Schweiz, 10.-11. Oktober 2006.
- [6] Schindler,V.: Kraftstoffe für Morgen; Springer- Verlag, Berlin-Heidelberg, 1997.
- [7] Henniges, O.: Die Bioethanolproduktion – Wettbewerbsfähigkeit in Deutschland unter Berücksichtigung der internationalen Konkurrenz; 2. Auflage, EUL Verlag, 2007.
- [8] U.S. Department of Energy: Alcohol Fuels; The Energy Consumer, Jänner 1980.
- [9] Powell, T.: Racing Experiences with Methanol and Ethanol-Based Motor-Fuel Blends; SAE Technical Paper Series 750124, 1975.
- [10] Scheller, A.: Test on Unleaded Gasoline containing 10% Ethanol – Nebraska GASOHOL, International Symposium on Alcohol Fuel Technology – Methanol and Ethanol; Wolfsburg, 21.-23.November 1977.

- 
- [11] Kemnitzer, P.: Stoffwechsel, Alkohol: Treibstoff der Zukunft; Motorrad 6/1980, S.54-55, 1980.
- [12] Dünckmann, F.: Zucker im Tank - Der stotternde Motor des brasilianischen PROÁLCOOL-Programms; Homepage der Informationsstelle Lateinamerika, 2006.  
[[www.ila-bonn.de/artikel/273proalcool.htm](http://www.ila-bonn.de/artikel/273proalcool.htm)]
- [13] Schmitz, Norbert (Hrsg.): Bioethanol in Deutschland; Schriftenreihe nachwachsende Rohstoffe Band 21, im Auftrag des Bundesministeriums für Verbraucherschutz, Ernährung und Landwirtschaft, Fachagentur nachwachsende Rohstoffe e.V., Landwirtschafts-Verlag, 2003.
- [14] Menrad, H.: Äthanol als Kraftstoff für Ottomotoren; Automobiltechnische Zeitschrift 81, Juni 1979.
- [15] Lagercrantz, J.: Ethanol production from Sugar Cane in Brazil - Review of potential for social- and environmental labelling of ethanol production from sugar cane; Gröna Bilister, März 2006.
- [16] Walter, A.: Is Brazilian biofuels experience a model for other developing countries?; Entwicklung & Ländlicher Raum 6/2006, 2006.
- [17] N.N.: Statistiken über Verkaufszahlen von Fahrzeugen in Brasilien; Homepage der Anfavea (Associacao Nacional dos Fabricantes de Veiculos Automotores – Brasil), 2007.  
[<http://www.anfavea.com.br/tabelas.html> ]
- [18] Kremer, F.; Fachetti, A.: Alcohol as Automotive Fuel – Brazilian Experience; SAE Technical Paper Series 2000-01-1965, 2000.
- [19] Prost, A., Sauvalle, B., Durieux, B., Macaire, A.: Rapport du groupe de travail sur le soutien au développement de la lière E85; französisches Ministerium für Wirtschaft und Finanzen, 2006.
- [20] Gabele, P.: Characterization of Emissions from a Variable Gasoline/Methanol Fueled Car; The Journal of Air & Waste Management Association, Volume 40, No.3, S.296-304, März 1990.

- 
- [21] Zeddies, J.: Wechselwirkungen zwischen Energiepreisen, Agrarrohstoffen und Biomasseimporten; Kraftstoffe der Zukunft 2006, Berlin, 27.-28. November 2006.
- [22] Henke, J.: Biokraftstoffe – Eine weltwirtschaftliche Perspektive; Kieler Arbeitspapier Nr. 1236, Institut für Weltwirtschaft, Februar 2005.
- [23] Bundesminister für Forschung und Technologie: Alternative Energien für Straßenverkehr; Projektbereich Alkoholkraftstoffe, Bonn 1979.
- [24] Schmied, W.: Möglichkeiten zur Verringerung des Bleigehalts im österreichischen Vergaserkraftstoffen; Magistrat der Stadt Wien, Wien, 1980.
- [25] Brunner, M.: Organische Äther als Bleiersatz im Superbenzin; Automobilrevue Nr.40, 25.September 1980.
- [26] Wolf, B.: Bio-Methanol as a Fuel Available from Regional Sources; Choren Industries GmbH, Jänner 2001.
- [27] Hunt, S.: Potential challenges and risks of bio-energy production for developing countries; Entwicklung & ländlicher Raum 6/2006, 2006.
- [28] Fuentes, M.: EU strategy for biofuels; Tagung Kraftstoffe der Zukunft 2006, Berlin, 27./28. November 2006.
- [29] N.N.: Die Charta für die Entwicklung der Superethanol-Sparte E85 in Frankreich; Französische Botschaft Finanz-, Wirtschafts- und Handelsabteilung, Berlin, 13.November 2006.  
[www.lab-biokraftstoffe.de]
- [30] Segerborg-Fick, A.: Bioethanol: Erfahrungen in Schweden, Kongress Bioethanol als Kraftstoff, Bonn, Mai 2005.
- [31] Gunert, M.: Bioethanol – Situation in Deutschland und Anbauverfahren; Sächsische Landesanstalt für Landwirtschaft, Dezember 2005.
- [32] Europäische Union: Richtlinie 2003/30/EG des Europäischen Parlaments und des Rates vom 8. Mai 2003 zur Förderung der Verwendung von Biokraftstoffen oder anderen erneuerbaren Kraftstoffen im Verkehrssektor; 2003.

- [33] Piccard, K.: Zukunft der Kraftstoffe – Bewertung fossiler und erneuerbarer Kraftstoffe unter Berücksichtigung der Nachhaltigkeitskriterien; 14. Aachener Kolloquium, Aachen, 5.-6. Oktober 2005.
- [34] N.N.: Rohölpreisentwicklung von 1970-2006; Homepage des deutschen Mineralölwirtschaftverbandes e.V., 2007.  
[www.mwv.de]
- [35] Schöpe, M.: Volkswirtschaftliche Effekte der Erzeugung von Bioethanol zum Einsatz im Kraftstoffbereich; Ifo Schnelldienst, 21/2006, 2006.
- [36] Menrad, H.; König, A.: Alkoholkraftstoffe - Innovative Energietechnik, Springer-Verlag, Wien, 1982.
- [37] N.N.: Europäische Norm EN 288: Kraftstoffe für Fahrzeuge – Unverbleite Ottokraftstoffe – Anforderungen und Prüfverfahren; Ausgabe 2004-04-01, 2004.
- [38] Bergström, K., Melin, S., Jones, C.: Der neue ECOTEC Turbo BioPower Motor von GM Powertrain – Nutzen der Energieressourcen der Natur; 28. Internationales Wiener Motorensymposium 2007, Wien, 26.-27. April 2007.
- [39] Giroldo, S.; Werninghaus, E.; Coelho, E.; Markant, W.: Development of 1.6L Flex Fuel Engine for Brazilian Market, SAE Technical Paper Series 2005-01-4130, 2005.
- [40] Crouau, D.: Véhicules Flex Fuel, les débuts sur le Vieux Continent; Science & Vie, Hors-Série „Spécial Automobile 2006 / L'heure des défis“, September 2006.
- [41] Vicentini, P.; Kronberger, S.: Rating the Performance of Brazilian Flex Fuel Vehicles; SAE Technical Paper Series 2005-01-2206, 2005.
- [42] Montanari, G.; Bonfiglioli, S.: Software Flexfuel Sensor – SFS – for FlexFuel Vehicles; 6.Symposium Steuerungssysteme für den Antriebstrang von Kraftfahrzeugen, Berlin, 14.-15. Juni 2007.
- [43] Bang-Quan, H.; Jian-Xin, W.; Ji-Ming, H.; Xiao-Guang, Y.; Jian-Hua, X.: A study on emission characteristics of an EFI engine with ethanol blended gasoline fuels; Pergamon press, Atmospheric Environment 37, pp 949–957, 2003.

- 
- [44] Karlsson, H.K.: Emissions from Conventional Gasoline Vehicles Driven with Ethanol Blend Fuels; Report for the Swedish Road Administration, Sweden, May 2006.  
[[http://www.senternovem.nl/mmfiles/ethanol\\_blend\\_emissions\\_in\\_conventional\\_vehicles\\_tcm24-195177.pdf](http://www.senternovem.nl/mmfiles/ethanol_blend_emissions_in_conventional_vehicles_tcm24-195177.pdf)]
- [45] Guerrieri, D.; Caffrey, P.; Rao, V.: Investigation into the Vehicle Exhaust Emissions of High Percentage Ethanol Blends; SAE Technical Paper Series 950777, 1995.
- [46] Jones, A.; Yu, P.: Burn Rates and Emissions from Ethanol-Gasoline Blends; University of Michigan - Dearborn, 2004.
- [47] Soma, S.; Nagai, K.; Morita, K.; Sugiyama, G.; Seko, T.: Investigations of Impact of the Ethanol Content on Exhaust Gases, Fuel Evaporative Emissions, High-temperature Driveability, and Materials for Fuel Supply System Parts of Gasoline Vehicles; SAE Technical Paper Series 2005-01-3710, 2005.
- [48] N.N.: Worldwide Emission Standards and Related Regulations, Siemens VDO Automotive AG, April 2007.
- [49] Benninger, K.; Heimgärtner, C.; Kufferath, A.; Uhl, S.; Wiemers, O.: Flexfuel-Systeme für Ottomotoren mit Direkteinspritzung; Motorentechnische Zeitschrift 68, Juli-August 2007.
- [50] Silva, N.; Sodre, J.: Usind Additive to Improve Cold Start in Ethanol-Fuelled Vehicles; SAE Technical Paper Series 2000-01-1217, 2000.
- [51] Theunissen, F.: Percent Ethanol Estimation on Sensorless Multi-Fuel Systems; SAE Technical Paper Series 2003-01-3562, 2003.
- [52] Kapus, P.; Fürhaupter, A.; Fuchs, H.; Fraidl, G.: Ethanol Direct Injection on Turbocharged SI Engines – Potential and Challenges; SAE Technical Paper Series 2007-01-1408, 2007.
- [53] Stan, C.; Martorano, L.; Stanciu, A.; Tarantino, C.: Gemischbildungsvorgänge bei der Direkteinspritzung regenerativer Kraftstoffe in Ottomotoren; Direkteinspritzung im Ottomotor 3, Expert - Verlag, Renningen, 2001.

- [54] Bäcker, H.; Tichy, M.; Achleitner, E.; Pischinger, S.; Lang, O.; Habermann, K.; Kriebler-Hortmann, K.: Untersuchungen des Ethanolmischkraftstoffs E85 im homogenen und geschichteten Magerbetrieb mit piezoaktuierter A-Düse; Direkteinspritzung im Ottomotor 6, Expert - Verlag, Renningen, 2007.
- [55] Tschöke, H.: Erfahrungen mit Bioethanol in Dieselkraftstoff; 4. Internationaler Fachkongress für Biokraftstoffe, Berlin, 27-28. November 2006.
- [56] van Basshuysen, R.; Schäfer, A.: Handbuch Verbrennungsmotoren; Vieweg Verlag, Braunschweig/Wiesbaden, 3. Auflage, 2005.
- [57] Corkwell Keith C., Jackson Mitchell M., Daly Daniel T.: Review of Exhaust Emissions of Compression Ignition Engines Operating on E Diesel Fuel Blends; SAE Technical Paper Series 2003-01-3283, 2003.
- [58] Sword, B.; Vilaro, J.; Macduff, M.: Fuel Additive Performance in Blends of Ethanol with Gasoline; 6th International Colloquium Fuels, Ostfildern, 10.-11. Jänner 2007.
- [59] Giere, H.: Werkstoffprüfungen mit alkoholhaltigen Ottokraftstoffen"; Meilenstein-Bericht der Aral AG, 1978.
- [60] Marhold, A.; Lanik, A.: Alternative Kraftstoffkomponenten – Anwendungseigenschaften und Verhalten in Motoren; interner ÖMV-Bericht, 1981.
- [61] Brink, A.; Jordaan, C.F.P.; le Roux, J.H.: Carburetor corrosion: the effect of alcohol-petrol blends; VII international Symposium on Alcohol Fuels Technology, Paris, 1986.
- [62] Scholz, M.; Ellermeier, J.: Korrosionsverhalten unterschiedlicher Aluminiumlegierungen in ethanolhaltigem Ottokraftstoff unter erhöhten Temperaturen, Materialwissenschaft und Werkstofftechnik, Volume 37, Issue 10, Seite 842-851, 2006.
- [63] Tschöke, H.: Kraftstoffe für Verbrennungsmotoren; Seminar – Abschnitt Bosch Gasoline Systems, Haus der Technik, Essen, 1. Dezember 2005.

- [64] Wißler, G.: Automatische Anpassung von Kraftfahrzeugmotoren an Benzin/Alkohol Mischkraftstoffe durch elektronische Systeme; Dissertation, Rheinland-Westfälische Technische Hochschule Aachen, 1983.
- [65] Schwahn, H.; Schreyer, P.; Lockemann, C.: Optimization of Fuel Additives for the Use in Gasoline Containing Ethanol; 6th International Colloquium Fuels, Ostfildern, 10.-11. Januar 2007.
- [66] Joseph, H.: Alcohol Fuelled Vehicles and Flex Fuel Vehicles; Konferenz der International Energy Agency, Paris, 20.-21. Juni 2005.
- [67] Krueger, N.: Innovative Antriebe und alternative Kraftstoffe - Ford's Weg in die Nachhaltigkeit, Fachkonferenz Biokraftstoffe, Frankfurt, 26.-27. März 2007.
- [68] Feijo, E.A.: Utilizacion de Biodiesel y Alcohol como combustibles en vehiculos motorizados, General Motors - Engineering Technical Liaison, November 2006.
- [69] Chiarelli, Paulo M.: Impact of Low Quality Fuel in Fuel Injectors; SAE Technical Paper Series 2005-01-4007E, 2005.
- [70] Herrlitz, J.: Development and validation of an engine management function detecting a block heater and correction of the injected fuel quantity at cold start and warm-up for flex fuel vehicles; Diplomarbeit, Westsächsische Hochschule Zwickau, Studiengang Elektrotechnik, 2007.
- [71] N.N.: Handbook for Handling, Storing, Dispensing E85; Energy Efficiency and Renewable Energy, U.S. Department of Energy, July 2006.  
[<http://www.eere.energy.gov/afdc/pdfs/40243.pdf>]
- [72] N.N.: Motronic Flex Fuel Motorsteuerung; Homepage der Bosch AG, 2006.  
[[http://www.bosch.com.br/br/autopecas\\_n/sistema\\_inj\\_gas/motronic\\_flex\\_fuel.htm](http://www.bosch.com.br/br/autopecas_n/sistema_inj_gas/motronic_flex_fuel.htm)]
- [73] Mathias, E.; Shoshina, Y.: Electronic Digital Single Point Injection Systems for Alcohol Engines; SAE Technical Paper Series 931681, 1993.
- [74] Buchdid, D.; Les, A.; Kaminski, P.: Proposal of an alternative system of a cold start for bi-fuel vehicle, SAE Technical Paper Series 2006-01-2574, 2006.

- 
- [75] Brunocilla, M. F.; Lepsch, F.: Influence of hot fuel injection on air/fuel mixture preparation and effects on Flex Fuel Engines; SAE Technical Paper Series 2006-01-2619, 2006.
- [76] Grabmeier, A.: Fuel Composition Sensor, Technischer Bericht, Siemens VDO Automotive AG, Regensburg, 2003.
- [77] Weisgerber, V.; Steins, H.: Kostengünstiger Sensor zur Bestimmung der Ethanolkonzentration; 2nd International CTI-Forum Emissionsrelevante Sensorik, Frankfurt, 1.-2. April 2008.
- [78] Pischinger, R.; Klell, M.; Sams, T.: Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine; Zweite überarbeitete Auflage – der Fahrzeugantrieb, Springer Verlag, Wien, 2002.
- [79] Geringer, B.: Verbrennungskraftmaschinen; Vorlesungsskriptum am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Kraftfahrzeugbau, Technische Universität Wien, 2006.
- [80] Terschek, R.; Ludzay, J.: Laboruntersuchungsprogramm zur Ethanolbeimischung zu Ottokraftstoffen; DGMK (Deutsche wissenschaftliche Gesellschaft für Erdöl, Erdgas und Kohle e.V.) Forschungsbericht 645, Hamburg, 2005.
- [81] Wyszinski, L.; Stone, C.: The Volumetric Efficiency of Direct and Port Injection Gasoline Engines with Different Fuels; SAE Technical Paper Series 2002-01-0839, 2002.
- [82] N.N: VDI-Wärmeatlas-Berechnungsblätter für den Wärmeübergang; Verein Deutscher Ingenieure Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GVC), 5.Auflage, VDI Verlag, Düsseldorf, 1988.
- [83] Heinrich, H.: Bioethanol und ETBE die Position der Fahrzeugindustrie im Kontext der internationalen Entwicklung; Kraftstoffe der Zukunft - 3. Int. Fachkongress für Biokraftstoffe des BBE und der UFOP, Berlin, 15.-16. November 2005.

- [84] Karonis, D.; Kalatha, A.; Koutsouri, I.; Lois, E.: Impact of Ethanol and ETBE Addition on Motor Gasoline Properties; 6th International Colloquium Fuels, Ostfildern, 10.-11. Januar 2007.
- [85] Keppeler, S.: Biokraftstoffe – Potentiale und aktueller Stand; Symposium Nachwachsende Rohstoffe, Berlin, 24. Mai 2007.
- [86] Kawai, T.; Tsunooka, T.; Chiba, F.; Uda, H.; Sonoda, Y.: Einfluss von hochkonzentriertem Ethanol auf Kaltstartverhalten und Emissionen von Ottomotoren; 16. Aachener Kolloquium Fahrzeug und Motorentechnik, Aachen, 8.-10. Oktober 2007.
- [87] Brusstar, M., Bakenhus, M.: Economical, High-Efficiency Engine Technologies for Alcohol Fuels; International Symposia on Alcohol Fuels San Diego, USA, 2002.  
[<http://www.epa.gov/otaq/presentations/epa-fev-isaf-no55.pdf>]
- [88] Castro, A.; Koster, C.; Franieck, E.: Flexible Ethanol Otto Engine Management System, SAE Technical Paper Series 94240, 1994.
- [89] Richter, H.: Einfluss des Kraftstoffes auf die CO<sub>2</sub>-Emission von Verbrennungsmotoren; FVV-Fachgespräch: Mobilität–Automobil–Energiebedarf, Bonn, 5. September 1991.
- [90] Schindler, J.; Weindorf, W.: Einordnung und Vergleich biogener Kraftstoffe - „Well-to-Wheel“-Betrachtungen; Biogene Kraftstoffe - Kraftstoffe der Zukunft?, Themenschwerpunkt in der Zeitschrift Technikfolgenabschätzung - Theorie und Praxis Nr. 1, 15. Jg., April 2006.
- [91] Bernhard, D.: Ökobilanz von Bioethanol – Eine Literaturstudie; Germanwatch e.V., September 2006.  
[<http://www.germanwatch.org/handel/eth06.htm>]
- [92] Wukovits, W.; Pfeffer, M.; Beckmann, G.; Friedl, A.: Energy self supply of a bio-ethanol production plant by utilisation of renewable energy from residues from feedstock and ethanol production; 17<sup>th</sup> International Congress of Chemical and Process Engineering, Prague, 27.-31. August 2006.

- [93] Jungmeier, G.; Hausberger S.; Canella, L.: Treibhausgas – Emissionen und Kosten von Transportsystemen - Vergleich von biogenen mit fossilen Treibstoffen, Joanneum Research – Institut für Energieforschung, Graz, April 2003.
- [94] Edwards, R.; Larivé, J.-F.; Mahieu, V.; u.a.: Well-to-Wheels Analysis of Future Automotive Fuels and Powertrains in the European Context; Conservation of clean air and water in Europe (CONCAWE), European Council for Automotive R&D (EUCAR), European Commission Directorate General, Joint Research Center (JRC); 2005.  
[<http://ies.jrc.ec.europa.eu/WTW>]
- [95] Schmitz, N.: Innovationen bei der Bioethanolerzeugung; Kongress „Bioethanol als Kraftstoff“, Bonn, 2. Mai 2005.
- [96] Umweltbundesamt: Handbuch Emissionsfaktoren des Straßenverkehrs; Version 2.1, Berlin-Wien-Bern, Februar 2004.
- [97] Middendorf, H.; Krebs, R.; Szengel, R.; Pott, E.; Fleiß, M.; Hagelstein, D.: Der weltweit erste Otto-Direkt-Einspritzmotor von Volkswagen; 14. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Aachen, 4.-6.Oktober 2005.
- [98] Krahl, J.; Munack, A.; Bahadir, M.; Schumacher, L.; Elser, N.: Utilization of rapeseed oil, rapeseed oil methyl ester or diesel fuel: Exhaust gas emissions and estimation of environmental effects; SAE Technical Paper Series 962096, 1996.
- [99] Hofmann, P.; Klawatsch, D.; Richter, J.: Ein neu entwickeltes Flash-Boiling-Einspritzventil zur Verbesserung von Kaltstart und Warmlauf; 7.Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, 1998.
- [100] Imoehl, B.: Spray Performance of SVS injectors; interne Präsentation der Siemens VDO Automotive AG, 2007.
- [101] Hofmann, P.; Lenz, H. P.: Ein schnell ansprechendes Flash-Boiling-Einspritzventil zur Verminderung der Emissionen im Kaltstart und Warmlauf; 21. Internationales Wiener Motorensymposium, 2000.

- 
- [102] Sauermann, P.; Holzapfel, K.; Oprzynski, J.; Kohler, F.; Poot, W.; de Loos, T.W.: The p<sub>o</sub>T properties of ethanol + hexane; Fluid Phase Equilibria – An International Journal, Volume 112, Issue 2 p. 249-272, December 1995.
- [103] Oza, R.D.; Sinnamon, J.F.: An Experimental and Analytical Study of Flash Boiling Fuel Injection; SAE Technical Paper Series 830590, 1983.
- [104] Chui, G.; Anderson, R.; Baker R., Pinto, F.: Brazilian Vehicle Calibration for Ethanol Fuels; Ford Engineering and Research Staff, USA and Brazil, January 1980.
- [105] Drangel, H.; Bergsten, L.: Der neue Saab SVC Motor – Ein Zusammenpiel zur Verbrauchsreduzierung und variabler Verdichtung, Hochaufladung und Downsizing; 9. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Aachen, 2000.