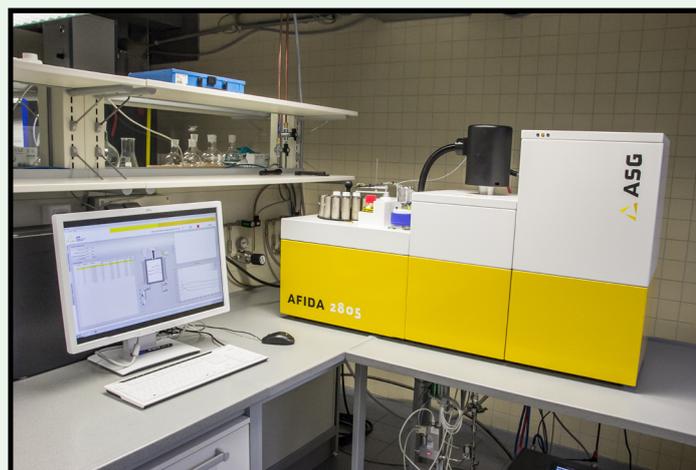


49

Berichte aus dem TFZ

# Zünd- und Verbrennungsverhalten alternativer Kraftstoffe





## **Zünd- und Verbrennungsverhalten alternativer Kraftstoffe**





# **Zünd- und Verbrennungs- verhalten alternativer Kraftstoffe**

Matthias Plank  
Dr.-Ing. Peter Emberger  
Dr. Klaus Thuneke  
Dr. Edgar Remmele

**Straubing, März 2017**

Titel: Zünd- und Verbrennungsverhalten alternativer Kraftstoffe  
Autoren: Matthias Plank, Dr.-Ing. Peter Emberger, Dr. Klaus Thuneke,  
Dr. Edgar Remmele  
Projektleiter: Dr. Edgar Remmele  
Bearbeiter: Matthias Plank, Dr.-Ing. Peter Emberger, Dr. Klaus Thuneke,  
Anja Rocktäschel, Roland Fleischmann  
in Kooperation mit: ASG Analytik-Service Gesellschaft mbH

Das diesem Bericht zugrundeliegende Vorhaben wurde mit Mitteln des Bayerischen Staatsministeriums für Wirtschaft und Medien, Energie und Technologie unter dem Förderkennzeichen BE/14/28 gefördert. Die Laufzeit ging von 1.09.2013 – 30.06.2016. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt bei den Autoren.

© 2017  
Technologie- und Förderzentrum  
im Kompetenzzentrum für Nachwachsende Rohstoffe (TFZ), Straubing

Alle Rechte vorbehalten.  
Kein Teil dieses Werkes darf ohne schriftliche Einwilligung des Herausgebers in irgendeiner Form reproduziert oder unter Verwendung elektronischer Systeme verarbeitet, vervielfältigt, verbreitet oder archiviert werden.

Unter Verwendung mineralölfreier Druckfarben (Mineralölanteil <1 %) gedruckt auf chlorfreiem Papier aus nachhaltiger, zertifizierter Waldbewirtschaftung.

Hrsg.: Technologie- und Förderzentrum  
im Kompetenzzentrum für Nachwachsende Rohstoffe (TFZ)  
Schulgasse 18, 94315 Straubing  
E-Mail: [poststelle@tfz.bayern.de](mailto:poststelle@tfz.bayern.de)  
Internet: [www.tfz.bayern.de](http://www.tfz.bayern.de)  
Redaktion: Matthias Plank, Dr.-Ing. Peter Emberger, Dr. Klaus Thuneke,  
Uli Eidenschink  
Verlag: Eigenverlag  
Erscheinungsort: Straubing  
Erscheinungsjahr: 2017  
Gestaltung: Matthias Plank

## **Danksagung**

Beim Bayerischen Staatsministerium für Wirtschaft und Medien, Energie und Technologie bedanken wir uns für die Finanzierung des Vorhabens, die stets sehr gute Zusammenarbeit und das entgegengebrachte Vertrauen.

Bedanken möchten wir uns weiterhin bei der Analytik-Service Gesellschaft mbH, insbesondere bei Herrn Dr. Thomas Wilharm und Herrn Philipp Seidenspinner, für die hervorragende Kooperation sowie für die Versuchskraftstoffe, die uns zur Verfügung gestellt wurden.

Weiterer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Georg Wachtmeister, Leiter des Lehrstuhls für Verbrennungskraftmaschinen an der Technischen Universität München, für die anregenden Diskussionen.

Ferner danken wir dem Öl-Wärme-Institut Aachen für die Bereitstellung von Versuchskraftstoffen.

Die Autoren



# Inhaltsverzeichnis

<b>Abbildungsverzeichnis .....</b>	<b>9</b>
<b>Tabellenverzeichnis.....</b>	<b>15</b>
<b>Abkürzungen, Indizes und Formelzeichen.....</b>	<b>19</b>
<b>1 Einleitung.....</b>	<b>23</b>
<b>2 Problemstellung .....</b>	<b>25</b>
<b>3 Stand des Wissens.....</b>	<b>27</b>
<b>3.1 Eigenschaften und Anforderungen an Dieselmotorkraftstoff .....</b>	<b>27</b>
<b>3.2 Alternative Kraftstoffe .....</b>	<b>28</b>
3.2.1 Kraftstoffe aus ölhaltiger Biomasse.....	29
3.2.1.1 Pflanzenölkraftstoff .....	31
3.2.1.2 Fettsäuremethylester .....	37
3.2.1.3 Hydriertes Pflanzenöl.....	40
3.2.2 Kraftstoffe aus zucker- und stärkehaltiger Biomasse .....	42
3.2.3 Kraftstoffe aus lignocellulosehaltiger Biomasse .....	44
<b>3.3 Grundlagen der dieselmotorischen Verbrennung.....</b>	<b>45</b>
3.3.1 Arbeitsprinzip und konstruktive Ausführungen .....	45
3.3.2 Verbrennungsphasen.....	46
3.3.3 Zündverzögerung und Selbstzündung .....	48
<b>3.4 Methoden zur Bestimmung der Zündwilligkeit.....</b>	<b>52</b>
3.4.1 Motorische Prüfverfahren.....	53
3.4.2 Prüfverfahren in Messgeräten mit konstantem Brennkammervolumen .....	58
3.4.3 Alternative Ansätze zur Bestimmung der Zündwilligkeit.....	60
<b>3.5 Bestimmung der Zündwilligkeit von Pflanzenölkraftstoff.....</b>	<b>62</b>
<b>4 Zielstellung .....</b>	<b>67</b>
<b>5 Material und Methoden .....</b>	<b>69</b>
<b>5.1 Analyse des Zünd- und Verbrennungsverhaltens und Bestimmung der Zündwilligkeit .....</b>	<b>69</b>
5.1.1 Advanced Fuel Ignition Delay Analyser (AFIDA).....	70
5.1.2 Kraftstoffe .....	73
5.1.2.1 Versuchskraftstoffe .....	73
5.1.2.2 Validierungskraftstoffe .....	79
5.1.3 Versuchsdesign .....	79
5.1.3.1 Abschätzung der Einspritzmenge .....	79
5.1.3.2 Analyse des Zünd- und Verbrennungsverhaltens .....	80
5.1.4 Messdatenauswertung.....	82
<b>5.2 Überprüfung des Zündverhaltens von Pflanzenölkraftstoff am Vollmotor .....</b>	<b>85</b>

5.2.1	Versuchsträger .....	85
5.2.2	Traktorenprüfstand .....	86
5.2.2.1	Motorleistungs-, Motordrehzahl- und Verbrauchsmessung .....	87
5.2.2.2	Indizierung.....	88
5.2.2.3	Versuchsdurchführung und Versuchskraftstoffe .....	89
<b>6</b>	<b>Ergebnisse und Diskussion .....</b>	<b>93</b>
<b>6.1</b>	<b>Abschätzung der Einspritzmenge.....</b>	<b>93</b>
<b>6.2</b>	<b>Analyse des Zünd- und Verbrennungsverhaltens .....</b>	<b>98</b>
6.2.1	Zünd- und Verbrennungsverhalten der primären Referenzkraftstoffe .....	98
6.2.2	Zünd- und Verbrennungsverhalten von Referenzdieselmotor (B0) .....	107
6.2.3	Zünd- und Verbrennungsverhalten von HVO .....	111
6.2.4	Zünd- und Verbrennungsverhalten von 1-Oktanol.....	115
6.2.5	Zünd- und Verbrennungsverhalten von FAME .....	120
6.2.6	Zünd- und Verbrennungsverhalten von Jojobaöl (Wachsester) .....	127
6.2.7	Zünd- und Verbrennungsverhalten von Pflanzenöl.....	133
6.2.8	Fazit der Untersuchungen zum Zünd- und Verbrennungsverhalten .....	143
<b>6.3</b>	<b>Beschreibung der Zündwilligkeit alternativer Kraftstoffe .....</b>	<b>145</b>
6.3.1	Auswahl der Betriebspunkte zur Bestimmung der Zündwilligkeit.....	145
6.3.2	Bestimmung und Validierung der Zündwilligkeit auf Basis des Zündverzugs $ZV_{PRP}$ und $ZV_{tan}$ .....	147
6.3.2.1	Korrelationsgleichung zur Bestimmung der Zündwilligkeit auf Basis des Zündverzugs $ZV_{PRP}$ und $ZV_{tan}$ .....	147
6.3.2.2	Validierung .....	148
6.3.3	Ausarbeitung und Validierung einer Methode zur Bestimmung der Zünd- willigkeit auf Basis der Zündschwelle .....	152
6.3.3.1	Definition der Zündschwelle .....	152
6.3.3.2	Korrelationsgleichung auf Basis des Zündverzugs $ZV_{ZZS}$ .....	155
6.3.3.3	Validierung .....	158
6.3.3.4	Festlegung von Gültigkeitsgrenzen zur Anwendung der Methodik .....	161
6.3.4	Zündwilligkeit alternativer Kraftstoffe.....	162
<b>6.4</b>	<b>Neue Methode zur Bewertung der Zündwilligkeit von Pflanzenölkraftstoff in Form der Viskose-Fluid-Cetanzahl .....</b>	<b>168</b>
6.4.1	Definition der Viskose-Fluid-Cetanzahl VFCZ .....	168
6.4.2	Viskose-Fluid-Cetanzahl ausgewählter Pflanzenöle und von Jojobaöl .....	169
<b>6.5</b>	<b>Überprüfung der Zündwilligkeit von Pflanzenöl am Vollmotor.....</b>	<b>171</b>
	<b>Zusammenfassung .....</b>	<b>179</b>
	<b>Abstract .....</b>	<b>185</b>
	<b>Quellenverzeichnis .....</b>	<b>187</b>
	<b>Anhang .....</b>	<b>203</b>

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1:	Nutzungspfade zur Erzeugung von Biokraftstoff aus fester Biomasse (Darstellung in Anlehnung an NAUMANN et al. [116]) .....	28
Abbildung 2:	Temperaturabhängigkeit der kinematischen Viskosität von Palmöl, Rapsöl, Fettsäuremethylester und Dieselmkraftstoff [57] .....	31
Abbildung 3:	Massenanteil in Prozent an gesättigten, einfach ungesättigten und mehrfach ungesättigten Fettsäuren verschiedener Pflanzenöle [52][57][64] .....	33
Abbildung 4:	Schematische Darstellung der Umesterungsreaktion von Pflanzenöl zu Fettsäuremethylester .....	37
Abbildung 5:	Schematische Darstellung der möglichen Reaktionsschritte bei der Herstellung von HVO aus Pflanzenöl .....	40
Abbildung 6:	Verlauf der Wärmefreisetzungsrate und Einteilung der Verbrennungsphasen im direkt einspritzenden Brennverfahren (in Anlehnung an [75]) .....	46
Abbildung 7:	Konzeptionelles Modell der quasi-stationären Verbrennung eines Dieselmkraftstoffsprays nach DEC (1997) [30] und Flynn (1999) [60] .....	47
Abbildung 8:	Schema der dominierenden Reaktionsmechanismen bei der Oxidation von Kohlenwasserstoffen (RH) im jeweiligen Temperaturbereich [16][27] .....	49
Abbildung 9:	a) Schematischer Verlauf der Induktionszeit mit ausgeprägtem NTC-Verhalten über den Kehrwert der Temperatur b) Schematischer Verlauf der Temperatur bei zweistufiger Zündung .....	50
Abbildung 10:	Strukturformeln der primären Referenzkraftstoffe 1-Methylnaphthalin, Heptamethylnonan und n-Cetan .....	52
Abbildung 11:	Schematische Darstellung der Cetanzahlbestimmung durch das Eingabelungsverfahren anhand des Kompressionsverhältnisses $\epsilon$ .....	55
Abbildung 12:	Schematische Darstellung einer Bezugskurve zur Bestimmung der Cetanzahl im BASF-Prüfmotor [36] .....	57
Abbildung 13:	Schematische Darstellung des Vorgehens zur Bestimmung der generischen Cetanzahl anhand des Zündverzugs und mithilfe einer Korrelationsgleichung .....	61
Abbildung 14:	Systemmodell zur Analyse des Zünd- und Verbrennungsverhaltens an einem Messgerät mit konstantem Brennkammervolumen (CVCC) .....	69
Abbildung 15:	Schematische Skizze des Advanced Fuel Ignition Delay Analyser .....	71
Abbildung 16:	Schematische Darstellung zur Ermittlung der Kraftstoffmasse pro Injektion .....	80
Abbildung 17:	Darstellung der Lage unterschiedlicher Zündverzugs-kriterien: Pressure Recovery Point (ZV <sub>PRP</sub> ), Schnittpunkt mit 0,2 bar-Isobare	

	(ZV <sub>02</sub> ), Schnittpunkt mit 1,5 bar-Isobare (ZV <sub>15</sub> ) und Wendetangente (ZV <sub>tan</sub> ).....	83
Abbildung 18:	Schematischer Aufbau (oben) und Foto (unten) des Traktorenprüfstands mit Wirbelstrombremse (1), Gasanalysatoren (2), Kraftstoffverbrauchsmessung (3) und Partikelprobenahme (4).....	87
Abbildung 19:	Schematische Darstellung der acht Prüfphasen des C1-Prüfzyklus nach ISO 8178-4 .....	90
Abbildung 20:	Mittlere Einspritzmenge pro Injektion von Referenzdieselmotorkraftstoff (B0) und Rapsöl bei einer Brennkammertemperatur von 923 K, einem Brennkammerdruck von 10 bar und einem Einspritzdruck von 1000 bar in Abhängigkeit von der Ansteuerdauer des Injektors .....	93
Abbildung 21:	Schematische Darstellung der Funktion eines Servoventils in einem Piezoinjektor (Abbildung in Anlehnung an [132]) .....	94
Abbildung 22:	Mittlerer Druckabfall im Hochdruckspeicher in Abhängigkeit der mittleren Einspritzmenge unter Verwendung von B0 und Rapsöl bei einer Brennkammertemperatur von 923 K, einem Brennkammerdruck von 10 bar und einem Einspritzdruck von 1000 bar .....	95
Abbildung 23:	Druckabfall im Hochdruckspeicher des Kraftstoffsystems in Abhängigkeit der Ansteuerdauer des Injektors für einen Brennkammerdruck von 10 bar und 20 bar und bei einer Brennkammertemperatur von 923 K.....	96
Abbildung 24:	Normierter Zündverzug von Referenzdieselmotorkraftstoff (B0) und Rapsöl in Abhängigkeit von der Ansteuerdauer des Injektors.....	97
Abbildung 25:	Zündverzug der primären Referenzkraftstoffgemische PRF30 bis PRF82 nach dem Pressure-Recovery-Point-Kriterium (ZV <sub>PRP</sub> ) in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur und der Brennkammerluftdichte.....	99
Abbildung 26:	Zeitlicher Verlauf der Änderungsrate des relativen Brennkammerdrucks von PRF70 für eine Brennkammerluftdichte von 4,7 kg/m <sup>3</sup> und 9,3 kg/m <sup>3</sup> und in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur T <sub>BK</sub> .....	101
Abbildung 27:	Zündverzug der primären Referenzkraftstoffgemische PRF30 bis PRF82 nach dem Wendetangentenverfahren (ZV <sub>tan</sub> ) in Abhängigkeit von der Brennkammerluftdichte und Brennkammertemperatur.....	103
Abbildung 28:	Zeitlicher Verlauf der relativen Druckänderung in der Brennkammer bezogen auf den Ausgangsdruck zu Beginn der Injektoransteuerung bei einer Brennkammerluftdichte von 17,7 kg/m <sup>3</sup> für den Kraftstoff PRF30 .....	104
Abbildung 29:	Zeitlicher Verlauf der relativen Druckänderung in der Brennkammer bezogen auf den Druck zu Beginn der Injektoransteuerung für das primäre Referenzkraftstoffgemisch PRF30 bei einer Brennkammertemperatur von 750 K und drei unterschiedlichen Brennkammerluftdichten.....	105

---

Abbildung 30: Brenndauer der primären Referenzkraftstoffgemische in Abhängigkeit des Zündverzugs nach dem Wendetangentenverfahren für die drei Brennkammerluftdichten von $4,7 \text{ kg/m}^3$ , $9,3 \text{ kg/m}^3$ und $17,7 \text{ kg/m}^3$ .....	106
Abbildung 31: Zündverzug nach der Pressure-Recovery-Point-Methode ( $ZV_{\text{PRP}}$ ) von B0 und dem primären Referenzkraftstoffgemisch PRF53 in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur und der Brennkammerluftdichte .....	108
Abbildung 32: Zündverzug nach dem Wendetangentenverfahren ( $ZV_{\text{tan}}$ ) von B0 und dem primären Referenzkraftstoffgemisch PRF53 in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur und der Brennkammerluftdichte .....	109
Abbildung 33: Brenndauer von B0 und dem primären Referenzkraftstoffgemisch PRF53 in Abhängigkeit vom Zündverzug nach dem Wendetangentenverfahren ( $ZV_{\text{tan}}$ ) .....	110
Abbildung 34: Zündverzug nach der Pressure-Recovery-Point-Methode ( $ZV_{\text{PRP}}$ ) von HVO und dem primären Referenzkraftstoffgemisch PRF82 in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur und der Brennkammerluftdichte .....	111
Abbildung 35: Zündverzug nach dem Wendetangentenverfahren ( $ZV_{\text{tan}}$ ) von HVO und dem primären Referenzkraftstoffgemisch PRF82 in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur und der Brennkammerluftdichte .....	112
Abbildung 36: Brenndauer von HVO und dem primären Referenzkraftstoffgemisch PRF82 in Abhängigkeit vom Zündverzug nach dem Wendetangentenverfahren.....	114
Abbildung 37: Zündverzug nach der Pressure-Recovery-Point-Methode ( $ZV_{\text{PRP}}$ ) von 1-Oktanol und den primären Referenzkraftstoffgemischen PRF30 und PRF35 in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur und der Brennkammerluftdichte .....	115
Abbildung 38: Zündverzug nach dem Wendetangentenverfahren ( $ZV_{\text{tan}}$ ) von 1-Oktanol und dem primären Referenzkraftstoffgemisch PRF35 in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur und der Brennkammerluftdichte .....	117
Abbildung 39: Brenndauer von 1-Oktanol und dem primären Referenzkraftstoffgemisch PRF35 in Abhängigkeit vom Zündverzug nach dem Wendetangentenverfahren .....	118
Abbildung 40: Zündverzug nach der Pressure-Recovery-Point-Methode ( $ZV_{\text{PRP}}$ ) von Rapsölmethylester (RME), Sojaölmethylester (SME) und Palmölmethylester (PME) sowie den primären Referenzkraftstoffgemischen PRF53 und PRF82 in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur.....	121
Abbildung 41: Zündverzug nach dem Wendetangentenverfahren ( $ZV_{\text{tan}}$ ) von Rapsölmethylester (RME), Sojaölmethylester (SME) und Palmölmethylester (PME) sowie der primären	

---

	Referenzkraftstoffgemische PRF53 und PRF82 in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur.....	122
Abbildung 42:	Zeitlicher Verlauf der Änderungsrate des relativen Brennkammerdrucks von Rapsölmethylester (RME) und dem primären Referenzkraftstoffgemisch PRF53 bei einer Brennkammerluftdichte von 4,7 kg/m <sup>3</sup> und von 9,3 kg/m <sup>3</sup> und vier verschiedenen Brennkammertemperaturen ( $T_{BK}$ ).....	124
Abbildung 43:	Brenndauer von Rapsölmethylester (RME), Sojaölmethylester (SME) und Palmölmethylester (PME) sowie den primären Referenzkraftstoffgemischen PRF53 und PRF82 in Abhängigkeit vom Zündverzug nach dem Wendetangentenverfahren ( $ZV_{tan}$ ).....	126
Abbildung 44:	Zündverzug nach der Pressure-Recovery-Point-Methode ( $ZV_{PRP}$ ) von Jojobaöl und dem primären Referenzkraftstoffgemisch PRF82 in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur.....	128
Abbildung 45:	Zündverzug nach dem Wendetangentenverfahren ( $ZV_{tan}$ ) von Jojobaöl und dem primären Referenzkraftstoffgemisch PRF82 in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur.....	129
Abbildung 46:	Brenndauer von Jojobaöl und dem primären Referenzkraftstoffgemisch PRF82 in Abhängigkeit vom Zündverzug nach dem Wendetangentenverfahren ( $ZV_{tan}$ ) .....	130
Abbildung 47:	Zeitlicher Verlauf der Änderungsrate des relativen Brennkammerdrucks von Jojobaöl und des primären Referenzkraftstoffgemisches PRF82 bei einer Brennkammerluftdichte von 9,3 kg/m <sup>3</sup> und verschiedenen Brennkammertemperaturen ( $T_{BK}$ ).....	131
Abbildung 48:	Zündverzug nach der Pressure-Recovery-Point-Methode ( $ZV_{PRP}$ ) von Erdnussöl, HO-Sonnenblumenöl, Palmöl und Kokosnussöl sowie der beiden primären Referenzkraftstoffgemische PRF53 und PRF82 in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur und den drei Brennkammerluftdichten.....	134
Abbildung 49:	Zündverzug nach der Pressure-Recovery-Point-Methode ( $ZV_{PRP}$ ) von Sojaöl, Baumwollsaatöl und Rapsöl sowie der beiden primären Referenzkraftstoffgemische PRF35 und PRF46 in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur und den drei Brennkammerluftdichten...	135
Abbildung 50:	Zündverzug nach der Pressure-Recovery-Point-Methode ( $ZV_{PRP}$ ) von Leinöl und Leindotteröl sowie der beiden primären Referenzkraftstoffgemische PRF30 und PRF35 in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur und den drei Brennkammerluftdichten...	135
Abbildung 51:	Zündverzug nach dem Wendetangentenverfahren ( $ZV_{tan}$ ) von Erdnussöl, HO-Sonnenblumenöl, Palmöl und Kokosnussöl sowie der beiden primären Referenzkraftstoffgemische PRF53 und PRF82 in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur und den drei Brennkammerluftdichten.....	138
Abbildung 52:	Zündverzug nach dem Wendetangentenverfahren ( $ZV_{tan}$ ) von Sojaöl, Baumwollsaatöl und Rapsöl sowie der beiden primären	

	Referenzkraftstoffgemische PRF35 und PRF46 in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur und den drei Brennkammerluftdichten ...	139
Abbildung 53:	Zündverzug nach dem Wendetangentenverfahren ( $ZV_{\tan}$ ) von Leinöl und Leindotteröl sowie der beiden primären Referenzkraftstoffgemische PRF30 und PRF35 in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur und den drei Brennkammerluftdichten ...	139
Abbildung 54:	Maximum der Änderungsrate des relativen Brennkammerdrucks in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur und für eine Brennkammerluftdichte von $4,7 \text{ kg/m}^3$ für alle untersuchten Pflanzenöle sowie für die primären Referenzkraftstoffgemische PRF30, PRF53 und PRF82 .....	141
Abbildung 55:	Verlauf der Brenndauer und des Zündverzugs nach dem Wendetangentenverfahren von Rapsöl und dem primären Referenzkraftstoffgemisch PRF53 in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur bei einer Brennkammerluftdichte von $9,3 \text{ kg/m}^3$ .....	142
Abbildung 56:	Zündverzug nach dem Wendetangentenverfahren ( $ZV_{\tan}$ ) in Abhängigkeit von der Cetanzahl der primären Referenzkraftstoffgemische PRF30 bis PRF82 bei einer Brennkammertemperatur von 822 K und 923 K und einer Brennkammerluftdichte von $9,3 \text{ kg/m}^3$ und $17,7 \text{ kg/m}^3$ .....	146
Abbildung 57:	Vergleich der generischen Cetanzahlen 13 ausgewählter Validierungskraftstoffe (ValK) auf Basis des Zündverzugs nach der Pressure-Recovery-Point-Methode ( $ZV_{PRP}$ ) sowie dem Wendetangentenverfahren ( $ZV_{\tan}$ ) mit den im CFR-Motor nach ISO 5165 bestimmten Cetanzahlen .....	149
Abbildung 58:	Schematische Darstellung der Einteilung der Zeitbereiche, welche vom Beginn der Ansteuerung des Injektors bis zum Erreichen des Zündverzugs nach der Pressure-Recovery-Point-Methode ( $ZV_{PRP}$ ) durch physikalische Effekte und chemische Effekte dominiert werden .....	150
Abbildung 59:	Verlauf des relativen Brennkammerdrucks der primären Referenzkraftstoffgemische PRF35 bis PRF82 sowie dreier Validierungskraftstoffe (ValK) am Referenzpunkt ( $T_{BK} = 578 \text{ °C}$ , $\rho_{BK} = 9,3 \text{ kg/m}^3$ , $p_{inj} = 1000 \text{ bar}$ ) .....	152
Abbildung 60:	Verlauf des relativen Brennkammerdrucks der primären Referenzkraftstoffgemische PRF35 bis PRF82 sowie dreier Validierungskraftstoffe (ValK) am Referenzpunkt ( $T_{BK} = 852 \text{ K}$ , $\rho_{BK} = 9,3 \text{ kg/m}^3$ , $p_{inj} = 1000 \text{ bar}$ ) mit eingezeichneter Verbindungsgerade .....	154
Abbildung 61:	Zündverzug $ZV_{ZZS}$ der primären Referenzkraftstoffgemische in Abhängigkeit von deren Cetanzahl mit Korrelationskurve am Referenzpunkt ( $T_{BK} = 852 \text{ K}$ , $\rho_{BK} = 9,3 \text{ kg/m}^3$ , $p_{inj} = 1000 \text{ bar}$ ) .....	155
Abbildung 62:	Verlauf des relativen Brennkammerdrucks der primären Referenzkraftstoffgemische PRF35 bis PRF82 bei einer	

	Brennkammertemperatur von 822 K, einer Brennkammerluftdichte von 9,3 kg/m <sup>3</sup> und einem Einspritzdruck von 1000 bar .....	157
Abbildung 63:	Differenzen zwischen der Cetanzahl (CZ) der Validierungskraftstoffe (ValK) nach ISO 5165 und der generischen Cetanzahl (GCZ) auf Basis des Zündverzugs $ZV_{ZZS}$ am Referenzpunkt ( $T_{BK} = 852 \text{ K}$ , $p_{inj} = 1000 \text{ bar}$ , $\rho_{BK} = 9,3 \text{ kg/m}^3$ ) und Angabe der nach ISO 5165 berechneten Vergleichbarkeit .....	158
Abbildung 64:	Verlauf des relativen Brennkammerdrucks der Validierungskraftstoffe ValK13 und ValK14 sowie der primären Referenzkraftstoffgemische PRF35 bis PRF82 am Referenzpunkt ( $T_{BK} = 852 \text{ K}$ , $\rho_{BK} = 9,3 \text{ kg/m}^3$ , $p_{inj} = 1000 \text{ bar}$ ) .....	159
Abbildung 65:	Darstellung der generischen Cetanzahl der Pflanzenöle in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur sowie der abgeleiteten Cetanzahl (ACZ) nach DIN 16144 mit Anpassungen nach DIN 51623.....	165
Abbildung 66:	Viskose-Fluid-Cetanzahl der untersuchten Pflanzenöle sowie von Jojobaöl .....	169
Abbildung 67:	An der Zapfwelle abgegebene Leistung in Abhängigkeit vom Betriebspunkt und Kraftstoff .....	172
Abbildung 68:	Mit der maximalen Wärmefreisetzungsrate von B0 normierter Heizverlauf in Abhängigkeit vom Kraftstoff und dem Betriebspunkt .....	174
Abbildung 69:	Zündverzug der verwendeten Pflanzenöle und B0 bei einer Drehzahl von 2.100 1/min und 10 % Last sowie im Leerlauf.....	175
Abbildung 70:	Zündverzug der untersuchten Pflanzenöle bei 2.100 1/min und 10 % Last sowie bei 850 1/min und 0 % Last, aufgetragen über der generischen Cetanzahl $GCZ_{500\text{bar}}$ .....	176
Abbildung 71:	Zündverzug der verwendeten Pflanzenöle und B0 bei einer Drehzahl von 2.100 1/min bei 100 % Last und von 1.575 1/min bei 100 % und 75 % Last.....	176
Abbildung 72:	Zündverzug der untersuchten Pflanzenöle bei 2100 1/min und 100 % Last sowie bei 1.575 1/min und 100 % und 75 % Last, aufgetragen über der generischen Cetanzahl $GCZ_{1000\text{bar}}$ .....	177

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 1:	Mindestanforderungen an Dieseldieselkraftstoff nach DIN EN 590 [42] .....	27
Tabelle 2:	Beispiele für Bioenergieträger [87] .....	29
Tabelle 3:	Trivialname und Kurzbezeichnung wichtiger in Pflanzenölen vorkommender Fettsäuren [19] .....	30
Tabelle 4:	Ausgewählte Anforderungen an Raps- bzw. Pflanzenölkraftstoff nach DIN 51605 bzw. DIN 51623 im Vergleich zu Dieseldieselkraftstoff nach DIN EN 590 [42][43][44].....	32
Tabelle 5:	Auswahl physikalischer Stoffeigenschaften verschiedener Pflanzenöle im Vergleich zu Dieseldieselkraftstoff.....	34
Tabelle 6:	Untersuchungen zum Betrieb- und Emissionsverhalten von Pflanzenölen als Kraftstoff in stationären oder mobilen Verbrennungsmotoren (enthalten sind nur Untersuchungen mit mehr als einem Pflanzenöl und ohne Berücksichtigung von Pflanzenölmischungen) .....	35
Tabelle 7:	Ausgewählte Anforderungen an Fettsäuremethylester nach DIN EN 14214 im Vergleich zu Dieseldieselkraftstoff nach DIN EN 590.....	38
Tabelle 8:	Stoffdaten und Cetanzahlen ausgewählter Fettsäuremethylester (FAME) im Vergleich zu Dieseldieselkraftstoff .....	39
Tabelle 9:	Ausgewählte Anforderungen an paraffinischen Dieseldieselkraftstoff aus Hydrierungsverfahren nach DIN EN 15940 [37] im Vergleich zu konventionellem Dieseldieselkraftstoff nach DIN EN 590 [37][42] .....	41
Tabelle 10:	Physikalische und chemische Eigenschaften hydrierter Pflanzenöle (HVO) .....	41
Tabelle 11:	Typische physikalische und chemische Eigenschaften von C1-C3- Alkoholen im Vergleich zu Diesel und Benzin [26][41][42].....	43
Tabelle 12:	Beispiele synthetischer Kraftstoffe aus lignocellulosehaltiger Biomasse .....	45
Tabelle 13:	Prüfmethoden zur Bestimmung der Cetanzahl (CZ) im Prüfmotor und in Brennkammern mit konstantem Volumen .....	53
Tabelle 14:	Kenndaten des CFR-Prüfmotors und Betriebsbedingungen während der Cetanzahlbestimmung [9] .....	54
Tabelle 15:	Kenndaten des BASF-Prüfmotors und Betriebsbedingungen während der Cetanzahlbestimmung [36][81] .....	56
Tabelle 16:	Anwendungsbereich und technische Merkmale der Messgeräte zur Bestimmung der abgeleiteten Cetanzahl [10][39][40][52][172] .....	59
Tabelle 17:	In unterschiedlichen Messgeräten ermittelte Cetanzahlen verschiedener Pflanzenöle .....	62
Tabelle 18:	Einstellbare Parameter am AFIDA und deren Betriebsbereich .....	72

Tabelle 19:	Einteilung der Kraftstoffgruppen und verwendete Versuchskraftstoffe .....	73
Tabelle 20:	Angewandte Prüfmethode zur Bestimmung der physikalischen und chemischen Eigenschaften des verwendeten Referenzdiesels (B0) und HVO .....	74
Tabelle 21:	Angewandte Prüfmethode zur Bestimmung der physikalischen und chemischen Eigenschaften der verwendeten Pflanzenöle und Wachsester.....	74
Tabelle 22:	Angewandte Prüfmethode zur Bestimmung der physikalischen und chemischen Eigenschaften der verwendeten FAME.....	75
Tabelle 23:	Physiochemische Eigenschaften von Referenzdieselskraftstoff (B0) und des hydrierten Pflanzenöls (HVO).....	76
Tabelle 24:	Physiochemische Eigenschaften von Kokosnussöl (Ko), Palmöl (Pa), HO-Sonnenblumenöl (Sb), Erdnussöl (Er) und Jojobaöl (Jo) .....	76
Tabelle 25:	Physiochemische Eigenschaften von Baumwollsaatöl (Ba), Rapsöl (Ra), Sojaöl (So), Leindotteröl (Ld) und Leinöl (Le) .....	77
Tabelle 26:	Physiochemische Eigenschaften von Palmölmethylester (PME), Rapsölmethylester (RME) und Sojaölmethylester (SME).....	77
Tabelle 27:	Physiochemische Eigenschaften der Reinstoffe n-Cetan, 1-Methylnaphthalin (1-MN) und 1-Oktanol.....	78
Tabelle 28:	Cetanzahl (CZ) nach ISO 5165 der Validierungskraftstoffe (Valk) .....	79
Tabelle 29:	Während der Parametervariation konstante Versuchsparameter .....	81
Tabelle 30:	Sollwerte der Brennkammertemperatur $T_{BK}$ .....	81
Tabelle 31:	Sollwerte des Brennkammerdrucks $p_{BK}$ in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur $T_{BK}$ und der Brennkammerluftdichte.....	82
Tabelle 32:	Übersicht über die charakteristischen Punkte zur Beschreibung des Verbrennungsverhaltens.....	85
Tabelle 33:	Technische Daten des verwendeten Pflanzenöltraktors John-Deere 6930 Premium und dessen Motors .....	86
Tabelle 34:	Technische Daten der Sensoren zur Erfassung der Indiziergrößen.....	89
Tabelle 35:	C1-Prüfzyklus nach ISO 8178-4 .....	89
Tabelle 36:	Eingestellte Prüfphase, Stabilisierungsphase und Verweildauer .....	91
Tabelle 37:	Mittlerer Druckabfall im Druckspeicher über die Dauer der Einspritzung für die primären Referenzkraftstoffgemische im Vergleich zu B0 .....	98
Tabelle 38:	Differenz zwischen der maximalen Druckänderungsrate von 1-Oktanol und dem primären Referenzkraftstoffgemisch PRF35 in Abhängigkeit der Brennkammertemperatur ( $T_{BK}$ ) und der Brennkammerluftdichte.....	119

Tabelle 39:	Zusammenfassung der Parameter zur Abschätzung der Einspritzmenge unter Verwendung der Fettsäuremethylester Rapsölmethylester (RME), Sojaölmethylester (SME) und Palmölmethylester (PME).....	120
Tabelle 40:	Zusammenfassung der Parameter zur Abschätzung der Einspritzmenge unter Verwendung der Pflanzenöle.....	133
Tabelle 41:	Zündverzug nach der Pressure-Recovery-Point-Methode ( $ZV_{PRP}$ ) für die untersuchten Pflanzenöle bei einer Brennkammerluftdichte von 4,7 kg/m <sup>3</sup> , 9,3 kg/m <sup>3</sup> und 17,7 kg/m <sup>3</sup> sowie bei den Brennkammertemperaturen von 750 K und 967 K .....	137
Tabelle 42:	Zündverzug nach dem Wendetangentenverfahren ( $ZV_{tan}$ ) für die untersuchten Pflanzenöle bei einer Brennkammerluftdichte von 4,7 kg/m <sup>3</sup> , 9,3 kg/m <sup>3</sup> und 17,7 kg/m <sup>3</sup> sowie bei den Brennkammertemperaturen von 750 K und 967 K .....	140
Tabelle 43:	Gültigkeitsbereiche, für welche sich die primären Referenzkraftstoffgemische zur Beschreibung des Verbrennungsverhaltens der untersuchten Kraftstoffe eignen.....	144
Tabelle 44:	Regressionsparameter und Güte der Anpassungsmodelle zur Korrelation der Cetanzahl mit dem Zündverzug nach der Pressure-Recovery-Point-Methode ( $ZV_{PRP}$ ) sowie nach dem Wendetangentenverfahren ( $ZV_{tan}$ ) .....	148
Tabelle 45:	Zusammenfassung der Parameter des Regressionsmodells nach Gleichung (6.1) sowie der Steigung der Zündschwelligerade ( $\alpha$ ) nach Gleichung (6.3) in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur und dem Einspritzdruck bei einer Brennkammerluftdichte von 9,3 kg/m <sup>3</sup> .....	156
Tabelle 46:	Generische Cetanzahl auf Basis von $ZV_{ZZS}$ der Validierungskraftstoffe ValK3 und ValK11 in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur ( $T_{BK}$ ) .....	160
Tabelle 47:	Gültigkeitsbereiche der Regressionsmodelle zur Bestimmung der generischen Cetanzahl auf Basis des Zündverzugs $ZV_{ZZS}$ und in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur und dem Einspritzdruck.....	161
Tabelle 48:	Generische Cetanzahl von B0, Rapsölmethylester (RME), Sojaölmethylester (SME) und 1-Oktanol in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur und dem Einspritzdruck ( $p_{inj}$ ) .....	163
Tabelle 49:	Generische Cetanzahl der verwendeten Pflanzenöle in Abhängigkeit vom Einspritzdruck bei einer Brennkammertemperatur von 852 K.....	166
Tabelle 50:	Viskose-Fluid-Cetanzahl der im Vollmotor verwendeten Pflanzenölkraftstoffe.....	171



## Abkürzungen, Indizes und Formelzeichen

### Abkürzungen

1-MN	1-Methylnaphthalin
ACZ	abgeleitete Cetanzahl
AFIDA	Advanced Fuel Ignition Delay Analyser
B0	Referenzdieselmotorenstoff CEC RF0603
Ba	Baumwollsaatöl
BD	Brenndauer
CFR	Cooperative Fuel Research Center
CID	Cetane Ignition Delay
CR	Common-Rail
CVCC	Brennkammer mit konstantem Kammervolumen (englisch: Constant Volume Combustion Chamber)
CZ	Cetanzahl
DI	direkt einspritzend
DME	Dimethylether
DMF	Dimethylfuran
elektr.	elektrisch betätigtes Einspritzsystem
Er	Erdnussöl
FAME	Fettsäuremethylester
FIT	Fuel Ignition Tester
GCZ	generische Cetanzahl
HMN	Heptamethylnonan
HPLC	Hochleistungsflüssigkeitschromatografie (englisch: High Performance Liquid Chromatography)
Hs	HO-Sonnenblumenöl
HVO	Hydriertes Pflanzenöl

IDI	indirekt einspritzend
IQT	Ignition Quality Tester
Jo	Jojobaöl (Wachsester)
kin	kinematisch
Ko	Kokosnussöl
KW	Kurbelwinkel
Ld	Leindotteröl
Le	Leinöl
MC	mittlere Anzahl an Kohlestoffatomen der Fettsäure der Triglyceride
MD	mittlere Anzahl an Doppelbindungen der Fettsäure der Triglyceride
mech	mechanisches Einspritzsystem
MTHF	Methyltetrahydrofuran
NTC	Negativer Temperaturkoeffizient (englisch: Negative Temperature Coefficient)
OME	Oxymethylenether
OT	Oberer Totpunkt
Pa	Palmöl
PME	Palmölmethylester
PRF	Primäres Referenzkraftstoffgemisch
Ra	Rapsöl
RME	Rapsölmethylester
SME	Sojaölmethylester
So	Sojaöl
V	Volumen
ValK	Validierungskraftstoff
VFCZ	Viskose-Fluid-Cetanzahl
ZS	Zündschwelle
ZV	Zündverzug

**Indizes**

1000 bar	Zündwilligkeit ermittelt bei einer Brennkammertemperatur von 967 K und einem Einspritzdruck von 1000 bar
1-MN	1-Methylnaphthalin
500 bar	Zündwilligkeit ermittelt bei einer Brennkammertemperatur von 852 K und einem Einspritzdruck von 500 bar
B	Brennstoff
BK	Brennkammer
C	Kompression (englisch: compression)
ESB	Einspritzbeginn
ges	gesamt
H	Hub
HMN	Heptamethylnonan
inj	Injektion (Einspritzung)
max	Maximum
min	Minium
OT	Oberer Totpunkt
pmin	minimaler relativer Brennkammerdruck
PRP	Pressure Recovery Point
tan	Wendetangentenverfahren
UT	Unterer Totpunkt
VFCZ	Viskose-Fluid-Cetanzahl
ZU	Zündung
ZZS	Zeitpunkt, an dem die Zündschwelle ZS überschritten wird

**Formelzeichen**

ACZ	abgeleitete Cetanzahl
AM	Ansaugluftmenge
CZ	Cetanzahl
$E_A$	Aktivierungsenergie
GCZ	generische Cetanzahl
m	Masse
$n_{C,i}$	Anzahl der Kohlenstoffatome der Fettsäure $i$
$n_{DB,i}$	Anzahl der Doppelbindungen der Fettsäure $i$
p	Druck
T	Temperatur in K
t	Temperatur in °C
V	Volumen
VFCZ	Viskose-Fluid-Cetanzahl
$x_i$	Stoffmengenanteil in mol/mol
ZS	Zündschwelle
ZV	gemessener Zündverzug
$\alpha$	Steigung
$\Lambda$	Oxidatormenge
$\eta$	dynamische Viskosität in Pa·s
$\kappa$	Isentropenkoeffizient
$\lambda$	Verbrennungsluftverhältnis
$\nu$	kinematische Viskosität in mm <sup>2</sup> /s
$\rho$	Dichte in kg/m <sup>3</sup>
$\tau$	Zeit
$\varphi$	Volumenanteil in Prozent
$\epsilon$	Kompressionsverhältnis

# 1 Einleitung

Im Dezember 2014 hat die deutsche Bundesregierung das Aktionsprogramm Klimaschutz 2020 verabschiedet, welches zusammen mit dem Nationalen Aktionsplan Energieeffizienz einen Maßnahmenkatalog zur Reduzierung der Treibhausgasemissionen bis zum Jahr 2020 um 40 % gegenüber 1990 beschreibt. Neben den Handlungsfeldern im Bereich der Energiewirtschaft und Industrie werden unter anderem auch notwendige Maßnahmen für die Sektoren Verkehr und Landwirtschaft aufgezeigt [24].

Mit einem Anteil von rund 20 % Prozent am Endenergieverbrauch ist der Verkehrssektor in Deutschland ursächlich für einen in etwa ebenso großen Anteil an den Treibhausgasemissionen. Der Großteil der Emissionen ist dabei auf den Straßenverkehr zurückzuführen [67]. Im Hinblick auf die prognostizierten steigenden Verkehrsleistungen auf der Straße ergibt sich daraus ein besonderer Handlungsbedarf in diesem Sektor.

Über 95 % der eingesetzten Energieträger im Straßenverkehr basieren auf flüssigem und zum größten Teil fossilem Kraftstoff. Im Individualverkehr und leichten Nutzfahrzeugbereich können mittelfristig alternative Antriebsformen, wie zum Beispiel die Elektrifizierung des Antriebsstrangs, eine aussichtsreiche Option darstellen. Dagegen werden im mittleren und schweren Nutzfahrzeugbereich sowie im gesamten Off-Road-Bereich auch langfristig flüssige Energieträger dominieren [67][130]. Dabei kommen im Nutzfahrzeugbereich sowie im Off-Road-Bereich überwiegend Dieselmotoren zum Einsatz [132].

Vor dem Hintergrund der angestrebten Treibhausgasreduktionsziele sind damit unter anderem folgende Handlungsstrategien notwendig [93]:

- Einsatz von Kraftstoffen mit hohem Treibhausgasminderungspotenzial
- Effizienzsteigerung im Antriebsstrang konventioneller Antriebe

Effizienzsteigerung konventioneller Antriebe bedeutet unter anderem, dass die Antriebsleistung bei geringerem Kraftstoffverbrauch erhalten bleibt und dabei die sich zunehmend verschärfenden Grenzwerte für gasförmige und feste Bestandteile in Verbrennungsabgasen eingehalten werden. Während sich der letzteren Herausforderung durch die Anwendung von Abgasnachbehandlungssystemen begegnen lässt, lässt sich der Kraftstoffverbrauch durch Anpassung von Motorkomponenten sowie die Optimierung bestehender und die Entwicklung neuer Brennverfahren reduzieren.

Der Einsatz von Kraftstoffen mit hohem Treibhausgasminderungspotenzial muss dabei unter den Gesichtspunkten der Verfügbarkeit, der Verwendbarkeit im Motor sowie der wirtschaftlichen Herstellung geschehen. So ergibt sich zum Beispiel Biodiesel oder reines Pflanzenöl als vielversprechende und bereits verfügbare Alternative für den Einsatz als Kraftstoff im Off-Road-Bereich wie der Land- und Forstwirtschaft und kann einen großen Beitrag zur Treibhausgasreduktion in diesem Sektor leisten [50][130][155]. Im Bereich schwerer Nutzfahrzeuge wäre hingegen der Einsatz hydrierter Pflanzenöle (HVO) als Beimischungskomponente denkbar [67]. Eine weitere Option bietet die Kombination von konventionellen und alternativen Kraftstoffen. So können in Deutschland

volumetrisch bis zu 7 % Biodiesel konventionellem Kraftstoff beigemischt werden. Mit DieselR33 konnte ein weiterer Mischkraftstoff definiert werden, der neben konventionellem Dieselmotorkraftstoff und Biodiesel zu rund einem Drittel aus HVO besteht [66].

Bei der Anwendung alternativer Kraftstoffe und deren Mischungen mit konventionellen Kraftstoffen muss ein ordnungsgemäßer Betrieb der Motorsysteme gewährleistet werden oder es müssen neue Systeme entwickelt oder bestehende angepasst werden. Hierfür müssen diese Kraftstoffe jedoch die Anforderungen der entsprechenden Kraftstoffnormen erfüllen und gegebenenfalls neue Anforderungen definiert werden.

Durch die zunehmende Diversifizierung der einsetzbaren alternativen Kraftstoffe entsteht jedoch die Problematik, dass existierende Prüfverfahren zur Erfassung der Anforderungen auf bestimmte Stoffgruppen nicht anwendbar sind. Dadurch entsteht neuer Handlungsbedarf, um entweder vorhandene Prüfverfahren anzupassen oder neue Prüfverfahren zu entwickeln.

## 2 Problemstellung

Eine Anforderung für Kraftstoffe zur Verwendung in Selbstzündungsmotoren ist deren Zündverhalten. Die Art und Dauer des Zündvorgangs nimmt großen Einfluss auf die Laufruhe, die Energieumsetzung und das Emissionsverhalten des Motors. Der Zündvorgang sollte in der Regel möglichst rasch erfolgen, was bei Kraftstoffen mit hoher Zündwilligkeit gegeben ist. Dieseldieselkraftstoffe müssen deshalb gemäß den Normen DIN EN 590 bzw. ASTM D975 ein Mindestmaß an Zündwilligkeit aufweisen. Die Zündwilligkeit wird in Form der Cetanzahl ausgedrückt. Nach der Norm DIN EN 590 liegt der untere Grenzwert für Dieseldieselkraftstoff bei einer Cetanzahl von mindestens 51 [42].

Existierende Prüfmethode zur Bewertung der Zündwilligkeit sind vorwiegend für die Anwendung auf konventionelle oder synthetische Kraftstoffe auf Mineralölbasis konzipiert. Die Verwendung von nicht mineralölstämmigen Kraftstoffen, wie zum Beispiel Fettsäuremethylester oder Pflanzenöl, ist in den meisten Prüfverfahren zugelassen. Jedoch sind hierfür oftmals Anpassungen an das Motorsystem oder die Methode notwendig oder es liegen keine Angaben zur Präzision des Verfahrens mit diesen Kraftstoffen vor.

Die Cetanzahl wird in einem Prüfmotor oder in nicht-motorische Prüfmethode in Messgeräten mit konstantem Brennkammervolumen bestimmt. Bei allen Prüfverfahren wird die Cetanzahl an einem definierten, stationären Betriebspunkt ermittelt. Der bestimmte Zündwilligkeitskennwert wird dabei als konstant und unabhängig vom Betriebspunkt betrachtet. Die Arbeitsweise eines realen Motors mit variabler Drehzahl und Last führt jedoch zu einer steten Änderung des Betriebspunkts. Die Zulässigkeit der Annahme, dass sich der Zündwilligkeitswert unabhängig vom Betriebspunkt konstant verhält, wird teils kontrovers diskutiert [117][134][141]. Für Kraftstoffe auf Mineralölbasis lässt sich das gemäß der Cetanzahl zu erwartende Zündverhalten in einem Motor über den gesamten Betriebsbereich wiederfinden. Bei Verwendung von Pflanzenölkraftstoffen und anderen, sauerstoffhaltigen Kraftstoffen konnte hingegen gezeigt werden, dass das durch die Cetanzahl vorhergesagte Zündverhalten von dem im Motorbetrieb auftretenden abweichen kann [141][147].

Aus bisherigen Untersuchungen ist bekannt [13][81], dass die Methoden zur Bestimmung der Zündwilligkeit vor allem für hochviskose Kraftstoffe wie Pflanzenöl nicht geeignet sind. Das zeigt sich an der Diskrepanz zwischen der niedrigen Cetanzahl als Ausdruck einer schlechten Zündwilligkeit und den positiven Erfahrungen aus dem Betrieb moderner Motoren mit Pflanzenöl. Zur besseren Beurteilung der Zündwilligkeit von Pflanzenölkraftstoff gab es deshalb in der Vergangenheit mehrere Anstrengungen, alternative oder angepasste Prüfmethode zu entwickeln [13][81][96]. Ein adaptiertes Prüfverfahren für die Zündwilligkeitsbestimmung von Pflanzenölkraftstoff in einem Messgerät mit konstantem Brennkammervolumen konnte in den Normen für Pflanzenölkraftstoff DIN 51605 [44] und DIN 51623 [43] festgehalten werden. Aufgrund der fehlenden Präzisionsangaben kann dieses adaptierte Prüfverfahren im Streitfall jedoch nicht angewendet werden [44]. Außerdem ist der darin angegebene Gültigkeitsbereich der zu erwartenden Zündwilligkeit als zu gering einzustufen.

Somit existiert derzeit kein Verfahren zur verlässlichen Bestimmung der Cetanzahl von nicht mineralölstammigen, alternativen Kraftstoffen wie Pflanzenöl. Um das Zündverhalten alternativer Kraftstoffe für die Anwendung in einem Selbstzündungsmotor besser beurteilen zu können, ist es deshalb notwendig, eine geeignete Prüfmethode für diese Kraftstoffe zu entwickeln. Dabei ist die Verwendung eines Messgeräts mit konstantem Brennkammervolumen aufgrund des geringen Bedarfs an Kraftstoffvolumina und des hohen Grads eines automatisierbaren Versuchsablaufs als vorteilhafter gegenüber den motorischen Verfahren anzusehen.

### 3 Stand des Wissens

Der Dieselmotor arbeitet nach dem Prinzip der Selbstzündung, bei der sich der Kraftstoff ohne fremde Zündquelle selbst entzündet. Der Einsatzbereich von Dieselmotoren reicht von stationären Anwendungen über die mobile Anwendung in Kraftfahrzeugen bis hin zur Verwendung als Antriebsaggregat von Schiffen. Dabei sprechen vor allem der hohe effektive Wirkungsgrad sowie eine hohe realisierbare Leistungsdichte für deren Einsatz. Die grundlegenden Eigenschaften der dieselmotorischen Verbrennung sowie die Anforderungen an die Kraftstoffe werden nachfolgend näher erläutert.

#### 3.1 Eigenschaften und Anforderungen an Dieselkraftstoff

Dieselmotorkraftstoff ist ein Gemisch aus etwa 300 unterschiedlichen Alkanen, Zyκλοalkanen und aromatischen Kohlenwasserstoffen. Alkane und Zyκλοalkane kommen mit 37 % bzw. 35 % zu in etwa gleich großen Bestandteilen vor, während der volumetrische Anteil an aromatischen Kohlenwasserstoffen mit 28 % etwas geringer ist [15]. Da Dieselkraftstoff ein Gemisch aus vielen Kohlenwasserstoffverbindungen ist, weist er anstelle eines festen Siedepunktes einen Siedebereich von ca. 180 °C bis 380 °C auf. Dieselkraftstoff fällt damit unter die Kategorie der leichten Mitteldestillate [15].

Die Mindestanforderungen an Dieselkraftstoff sind für den europäischen Raum durch den Kraftstoffstandard DIN EN 590 geregelt. Neben Stoffwerten wie der Dichte und der Viskosität sind darin unter anderem Angaben über das Siedeverhalten oder die Kälteeigenschaften enthalten. Ein weiterer wichtiger Parameter ist die Anforderung zur minimalen Zündwilligkeit, welche in Form der Cetanzahl angegeben wird. Das dieselmotorische Verbrennungsprinzip beruht auf der Selbstentzündung des Kraftstoffes im Brennraum. Eine hohe Neigung des Kraftstoffs zur Selbstzündung wird durch eine hohe Cetanzahl ausgedrückt. Eine hohe Cetanzahl ist somit zwingend notwendig, um eine geräusch- und emissionsarme Verbrennung zu gewährleisten [109]. Einen Auszug der Mindestanforderungen an Dieselkraftstoff nach DIN EN 590 gibt Tabelle 1 wieder.

Tabelle 1: Mindestanforderungen an Dieselkraftstoff nach DIN EN 590 [42]

Parameter	Einheit	Minimum	Maximum
Cetanzahl	-	51,0	
Dichte bei 15 °C	kg/m <sup>3</sup>	820,0	845,0
Kinematische Viskosität bei 40 °C	mm <sup>2</sup> /s	2,0	4,5
Destillation <sup>1)</sup>			
% (V/V) aufgefangen bei 250 °C	% (V/V)	-	< 65
% (V/V) aufgefangen bei 350 °C	% (V/V)	85	-
95 % (V/V) aufgefangen bei	°C	-	360

<sup>1)</sup> Destillationsangaben in Prozent des Volumens des Produkts bezogen auf das Volumen des Ausgangsmaterials (V/V)

### 3.2 Alternative Kraftstoffe

Der Begriff alternativer Kraftstoff steht für alle Kraftstoffe, die aus nicht-konventionellen Rohstoffquellen stammen. Als konventionelle Rohstoffquellen gelten nach ANDRULEIT et al. (2012) [11] Schweröl, Leichtöl und Kondensat aus Erdöl sowie freies Erdgas und Erdgas aus konventionellen Erdölquellen. Die daraus durch Raffination und Aufbereitung gewonnenen Brennstoffe werden als konventionelle Kraftstoffe bezeichnet. Zu den flüssigen konventionellen Kraftstoffen zählen Schweröl, Heizöl, Diesel, Kerosin und Benzin. Zusammen mit den gasförmigen konventionellen Brennstoffen wie Methan bilden sie die Grundlage der Energiebereitstellung im Transportsektor. Kraftstoffe aus nicht-konventionellem Erdöl (Schieferöl, Ölschiefer, Bitumen) können von denen aus konventionellem Erdöl gewonnenen nicht unterschieden werden und fallen unter die Kategorie der konventionellen Kraftstoffe. Die Herstellung nicht-konventioneller Kraftstoffe kann durch die Verflüssigung primärer Energieträger erfolgen. Beim Gas-to-Liquid (GtL)-Verfahren wird Erdgas verflüssigt und anschließend raffiniert. Mit Coal-to-Liquid (CtL) wird die Bereitstellung von flüssigem Kraftstoff durch Vergasung von Kohle und anschließender Fischer-Tropsch-Synthese bezeichnet.

Weitere Möglichkeiten zur Erzeugung von nicht-konventionellen Kraftstoffen sind die Verfahrenstechniken zur Bereitstellung synthetischer Kraftstoffkomponenten durch die Reaktion von Wasserstoff und Kohlendioxid sowie die verschiedenen Bereitstellungspfade auf Basis von Biomasse [2]. Im Rahmen dieses Projekts sollen ausschließlich alternative Kraftstoffe mit der Rohstoffbasis Biomasse untersucht werden.

Abbildung 1 gibt einen Überblick über die möglichen Umwandlungsschritte von fester Biomasse zur Erzeugung von Biokraftstoffen. Die Rohstoffbasis lässt sich in vier Kategorien gliedern: öl- und fetthaltige Biomasse mit Altspeseölen und -fetten, zuckerhaltige Biomasse, stärkehaltige Biomasse und lignocellulosehaltige Biomasse.

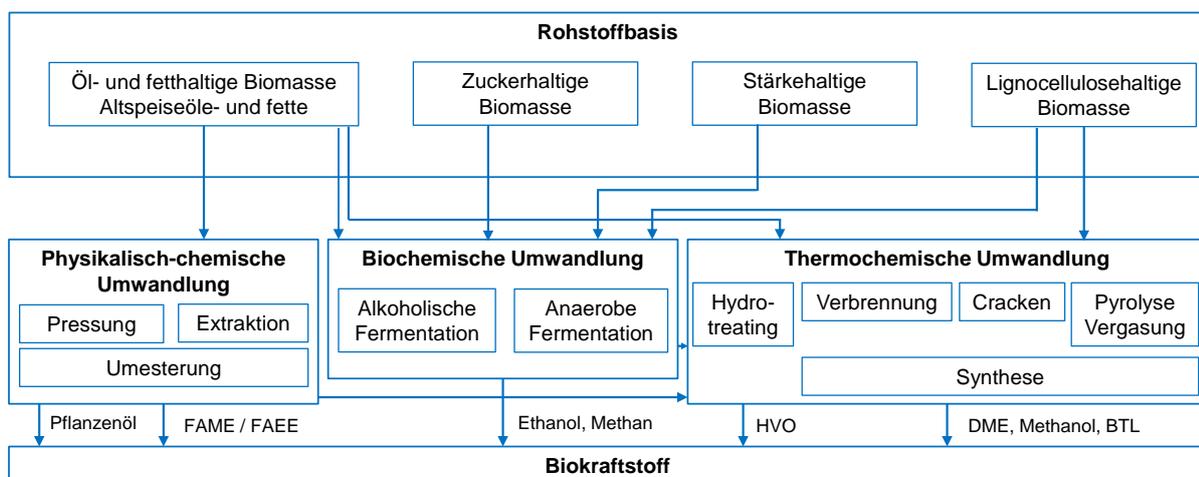


Abbildung 1: Nutzungspfade zur Erzeugung von Biokraftstoff aus fester Biomasse (Darstellung in Anlehnung an NAUMANN et al. [116])

Tabelle 2 listet beispielhafte Bioenergieträger der vier Kategorien auf. Die Weiterverarbeitung der Rohstoffe erfolgt entweder durch eine physikalisch-chemische Umwandlung, eine biochemische Umwandlung, eine thermochemische Umwandlung oder eine Kombination daraus.

*Tabelle 2: Beispiele für Bioenergieträger [87]*

Kategorie	Energieträger
Öl- und fetthaltige Biomasse, Alt Speiseöle und -fette	Pflanzen mit ölhaltigen Samen und Früchten; gebrauchtes Frittierfett
Zuckerhaltige Biomasse	Zuckerrübe, Zuckerrohr
Stärkehaltige Biomasse	Getreide, Mais, Kartoffel
Lignocellulosehaltige Biomasse	Holz, Getreideganzpflanzen, Stroh, Futtergräser

### 3.2.1 Kraftstoffe aus ölhaltiger Biomasse

Kraftstoff aus ölhaltiger Biomasse kann als reines Pflanzenöl, in umgeesterter Form als Fettsäuremethylester oder als hydriertes Pflanzenöl (englisch: Hydrotreated Vegetable Oil, HVO) vorliegen. Ausgangsbasis ist jeweils die Gewinnung von Pflanzenöl aus dem Rohstoff durch ausschließlich mechanische Pressung oder Pressung mit anschließender Lösungsmittelextraktion. Vor der Weiterverarbeitung wird das Rohöl filtriert und gegebenenfalls raffiniert [113][131].

Pflanzenöle bestehen größtenteils aus einem Gemisch aus Triglyceriden. Bei einem Triglycerid ist der dreiwertige Alkohol Glycerin mit drei Fettsäuren verestert. Die physikalischen und chemischen Eigenschaften eines Triglycerids lassen sich durch die Art und Verteilung der Fettsäuren beschreiben. Als Beschreibungsmerkmale dienen die Anzahl an Doppelbindungen im Fettsäuremolekül sowie die Länge der Kohlenstoffkette der Fettsäure. Eine gesättigte Fettsäure besitzt keine Doppelbindungen, eine einfach ungesättigte Fettsäure eine und eine mehrfach ungesättigte Fettsäure mindestens zwei Doppelbindungen [19]. Zur Charakterisierung eines Pflanzenöls kann das Fettsäuremuster verwendet werden. Das Fettsäuremuster gibt die Massenanteile der in einem Pflanzenöl enthaltenen Fettsäuren an. Die üblicherweise in einem pflanzlichen Öl vorkommenden Fettsäuren fasst Tabelle 3 zusammen.

Tabelle 3: Trivialname und Kurzbezeichnung wichtiger in Pflanzenölen vorkommender Fettsäuren [19]

Fettsäure Trivialname	Kurzbezeichnung	Anzahl Kohlenstoffatome	Anzahl Doppelbindungen
Carpylsäure	C8:0	8	0
Caprinsäure	C10:0	10	0
Laurinsäure	C12:0	12	0
Myristinsäure	C14:0	14	0
Palmitinsäure	C16:0	16	0
Palmitoleinsäure	C16:1	16	1
Stearinsäure	C18:0	18	0
Ölsäure	C18:1	18	1
Linolsäure	C18:2	18	2
Linolensäure	C18:3	18	3
Arachinsäure	C20:0	20	0
Gadoleinsäure	C20:1	20	1
Behensäure	C22:0	22	0
Erucasäure	C22:1	22	1
Lignocerinsäure	C24:0	24	0

Eine weitere Möglichkeit zur Charakterisierung von Pflanzenölen ist die Verwendung der von EMBERGER et al. (2015) [52] vorgestellten, dimensionslosen Kennzahlen der mittleren Anzahl an Kohlenstoffatomen  $MC$  und der mittleren Anzahl an Doppelbindungen  $MD$ . Sie lassen sich aus dem Fettsäuremuster über die Stoffmengenanteile  $x_i$  der vorkommenden Fettsäuren nach Gleichung (3.1) und Gleichung (3.2) berechnen.  $n_{DB,i}$  steht für die Anzahl an Doppelbindungen und  $n_{C,i}$  für die Anzahl an Kohlenstoffatomen der Fettsäure  $i$ .

$$MD = \frac{\sum_{i=1}^k x_i n_{DB,i}}{\sum_{i=1}^k x_i} \quad (3.1)$$

$$MC = \frac{\sum_{i=1}^k x_i n_{C,i}}{\sum_{i=1}^k x_i} \quad (3.2)$$

Die mittlere Anzahl an Doppelbindungen  $MD$  nimmt mit steigendem Anteil an ungesättigten Fettsäuren zu. Die mittlere Anzahl an Kohlenstoffatomen  $MC$  steigt mit zunehmender Kettenlänge der Fettsäure.

Mithilfe der beiden dimensionslosen Kennzahlen MD und MC lassen sich nach EMBERGER et al. (2015) [52] einige wichtige physikalische Stoffeigenschaften wie zum Beispiel die kinematische Viskosität bei 40 °C abschätzen. Dabei nimmt die kinematische Viskosität bei 40 °C mit zunehmender mittlerer Anzahl an Kohlenstoffatomen zu und mit steigender mittlerer Anzahl an Doppelbindungen ab.

Abbildung 2 zeigt den Verlauf der kinematischen Viskosität von Pflanzenöl gegenüber der von Fettsäuremethylester und Dieselkraftstoff.

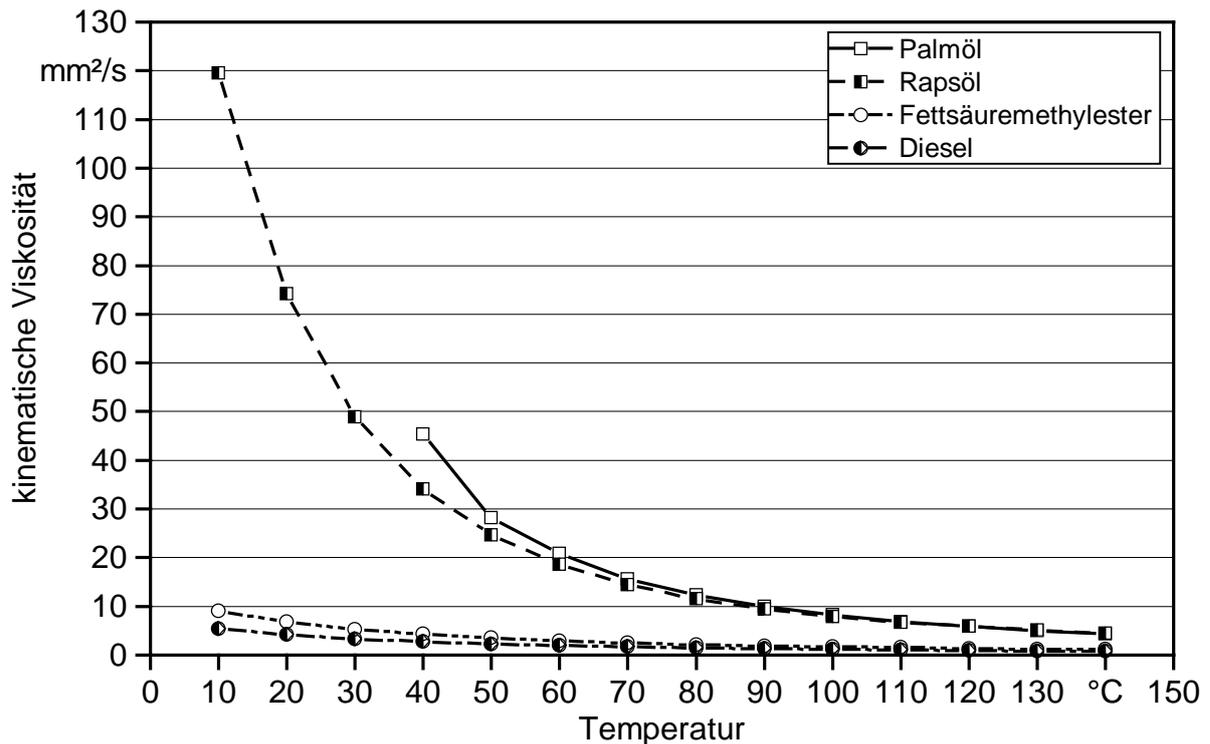


Abbildung 2: Temperaturabhängigkeit der kinematischen Viskosität von Palmöl, Rapsöl, Fettsäuremethylester und Dieselkraftstoff [57]

Die kinematische Viskosität nimmt exponentiell mit steigender Temperatur ab. Während sie von Fettsäuremethylester bei 40 °C im Bereich von Dieselkraftstoff liegt, ist sie für Rapsöl im Vergleich zu Dieselkraftstoff um etwa den Faktor 10 größer. Die Verwendung von Rapsöl oder Palmöl als Kraftstoff erfordert deshalb entweder eine Anpassung des Motorsystems oder es muss durch Umwandlungsprozesse wie zum Beispiel der Umesterung oder der Hydrierung die Viskosität abgesenkt werden [113].

### 3.2.1.1 Pflanzenölkraftstoff

Grundlegende Untersuchungen zu den kraftstoffspezifischen Eigenschaften von Rapsöl wurden von WIDMANN (1992) [164] durchgeführt. Die Arbeiten wurden von REMMELE (2002) [129] weitergeführt und führten zur Definition der Anforderungen und Prüfverfahren zur Bestimmung kraftstoffrelevanter Eigenschaften von Raps- bzw. Pflanzenölkraft-

stoff. Diese sind in den nationalen Normen DIN 51605 bzw. DIN 51623 festgelegt. Tabelle 4 stellt einige wichtige Normparameter von Rapsölkraftstoff nach DIN 51605 und Pflanzenölkraftstoff nach DIN 51623 denen von Diesellokraftstoff nach DIN EN 590 gegenüber.

*Tabelle 4: Ausgewählte Anforderungen an Raps- bzw. Pflanzenölkraftstoff nach DIN 51605 bzw. DIN 51623 im Vergleich zu Diesellokraftstoff nach DIN EN 590 [42][43][44]*

Parameter	Einheit	DIN EN 590	DIN 51605	DIN 51623
Cetanzahl	-	≥ 51,0	≥ 40	nicht definiert
Dichte bei 15 °C	kg/m <sup>3</sup>	820,0–845,0	910,0–925,0	900,0–930,0
Kinematische Viskosität	mm <sup>2</sup> /s	2,0–4,5	≤ 36,0 <sup>1)</sup>	≤ 35,0 <sup>2)</sup>
Flammpunkt	°C	≥ 55,0	≥ 101	≥ 101
Oxidationsstabilität	h	≥ 20,0 <sup>3)</sup>	≥ 6,0 <sup>4)</sup>	≥ 6,0 <sup>4)</sup>

<sup>1)</sup> bei 40 °C <sup>2)</sup> bei 50 °C <sup>3)</sup> nach EN ISO 12205 oder EN 15751 <sup>4)</sup> nach EN 14112

Der minimal geforderte Wert für die Zündwilligkeit in Form der Cetanzahl von Rapsölkraftstoff ist um elf Cetanzahlen geringer als der von Diesellokraftstoff. Für Pflanzenölkraftstoff nach DIN 51623 konnte bisher kein unterer Grenzwert spezifiziert werden. Die Dichte von Rapsölkraftstoff bei 15 °C muss im Bereich von 910 kg/m<sup>3</sup> bis 925 kg/m<sup>3</sup> liegen, während die Norm für Pflanzenölkraftstoff einen Bereich von 900,0 kg/m<sup>3</sup> bis 930,0 kg/m<sup>3</sup> vorsieht. Die zulässige Dichte von Raps- bzw. Pflanzenölkraftstoff liegt oberhalb des oberen Grenzwerts der Dichte von Diesellokraftstoff nach DIN EN 590. Für die kinematische Viskosität von Rapsölkraftstoff wird ein oberer Grenzwert bei 40 °C von 36,0 mm<sup>2</sup>/s und für Pflanzenöl bei 50 °C von 35 mm<sup>2</sup>/s festgeschrieben. Pflanzenöle sind mit einem Flammpunkt von mindestens 101 °C nach Pensky-Martins im Vergleich zu Diesellokraftstoff schwerer entflammbar.

Pflanzenöle unterliegen dem Prozess der Alterung. Alterung ist durch unterschiedliche Reaktionen gekennzeichnet, wovon eine die Auto-Oxidation ist [19]. Durch das Anlagern von molekularem Sauerstoff, vornehmlich an den Doppelbindungen der Fettsäuren, werden diese in niedermolekulare Substanzen wie Peroxide oder Ketone umgewandelt. Der Auto-Oxidations-Prozess beruht auf dem Prinzip der Kettenreaktionen und verstärkt sich mit zunehmender Zeit selbst. Das Pflanzenöl verliert seine charakteristischen Eigenschaften und kann gegebenenfalls nicht mehr als Kraftstoff verwendet werden. Zur Erfassung des Alterungsprozesses durch Sauerstoffeinlagerung wird die Oxidationsstabilität herangezogen. Je höher die Oxidationsstabilität ist, desto besser ist das Pflanzenöl gegen Alterung resistent. Für Raps- und Pflanzenölkraftstoff ist eine minimale Oxidationsstabilität von 6,0 h gefordert. Ferner kann auch anhand der Peroxidzahl festgestellt werden, wie stark ein Pflanzenöl gealtert ist. Sie gibt die während des Alterungsvorgangs gebildeten Hydroperoxide quantitativ an [19].

Die physikalischen Eigenschaften eines Pflanzenöls hängen von dessen Fettsäuremuster ab. Die Verteilung von gesättigten sowie einfach und mehrfach ungesättigten Fettsäuren ausgewählter Pflanzenöle ist in Abbildung 3 dargestellt. Tabelle 5 gibt einen Überblick über die physikalischen Eigenschaften der ausgewählten Pflanzenöle sowie deren mittlere Anzahl an Doppelbindungen und Kohlenstoffatomen.

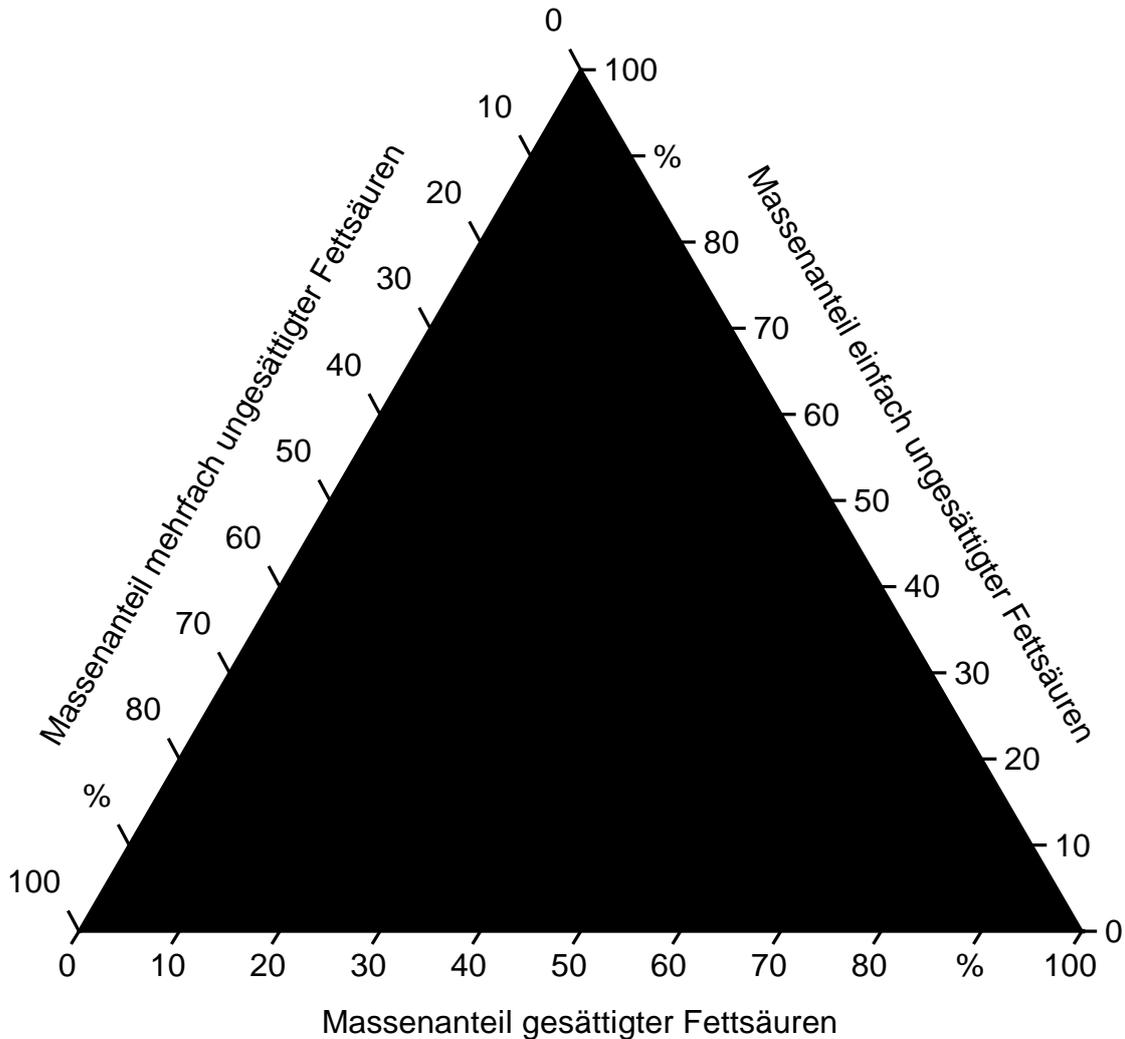


Abbildung 3: Massenanteil in Prozent an gesättigten, einfach ungesättigten und mehrfach ungesättigten Fettsäuren verschiedener Pflanzenöle [52][57][64]

Kokosnussöl besitzt unter den dargestellten Pflanzenölen mit rund 89 % Massenanteil den größten Anteil an gesättigten Fettsäuren, gefolgt von Palmöl mit knapp 50 % Massenanteil. Der hohe Anteil an gesättigten Fettsäuren ist auch durch eine mittlere Anzahl an Doppelbindungen (MD) kleiner eins erkennbar (Tabelle 5). Durch den hohen Anteil an gesättigten Fettsäuren liegen diese beiden Pflanzenöle bei Raumtemperatur in fester Form vor. Leinöl weist mit der höchsten mittleren Anzahl an Doppelbindungen den größten Anteil an einfach und mehrfach ungesättigten Fettsäuren auf.

Tabelle 5: Auswahl physikalischer Stoffeigenschaften verschiedener Pflanzenöle im Vergleich zu Dieselkraftstoff

Pflanzenöl	Heizwert in MJ/kg	Dichte in kg/m <sup>3</sup>	Kin. Viskosität in mm <sup>2</sup> /s bei 40 °C	MC	MD
Dieseldieselkraftstoff [26][42]	> 42,0	820–825	2,0–4,5	-	-
Kokosöl [52]	35,0	926,0	27,7	12,5	0,1
Palmöl [52]	36,8	921,0	41,1	17,0	0,6
Jatrophaöl [52]	36,9	919,0	33,9	17,7	1,2
Baumwollsaatöl [52]	39,5	914,8	33,5	17,4	1,3
Rapsöl [52][57][64]	37,1	920,0	35,5	17,9	1,3
Sojaöl [52][57][64]	37,1	922,0	32,9	17,8	1,5
Sonnenblumenöl [31][52][57][64]	37,1	923,0	32,7	17,9	1,5
Färberdistelöl [31][64]	39,5	914,4	31,3 <sup>1)</sup>	17,8	1,7
Leinöl [52][64]	36,9	930,0	26,7	17,9	2,1

<sup>1)</sup> kinematische Viskosität bei 38 °C

Mit steigendem Anteil an ungesättigten Fettsäuren nehmen der Schmelzpunkt und – wie in Tabelle 5 ersichtlich ist – auch die kinematische Viskosität ab. Die kinematische Viskosität bei 40 °C ist für jedes Pflanzenöl um etwa den Faktor 10 höher als die eines konventionellen Dieseldieselkraftstoffs. Sauerstoff macht etwa 10 % der Masse eines Pflanzenöls aus. Der Sauerstoffanteil führt zu einem geringeren Heizwert im Vergleich zu Dieseldieselkraftstoff. Durch den geringeren Heizwert nimmt die Leistung bei gleichbleibender Einspritzmasse und gleicher Verbrennungsgüte bei Verwendung von Pflanzenölkraftstoff im Vergleich zu Dieseldieselkraftstoff ab [12][55].

Einen Überblick über den Stand der Technik zur Verwendung von Rapsöl als Kraftstoff in landwirtschaftlichen Maschinen bieten die TFZ-Berichte Nr. 17, 32, 33 und 47 [55][59][62][149]. Neben Rapsöl eignen sich auch weitere Pflanzenöle für den Einsatz als Kraftstoff in stationären oder mobilen Verbrennungsmotoren. Tabelle 6 fasst das Ergebnis einer Literaturrecherche zur Verwendung unterschiedlicher und natürlich vorkommender Pflanzenöle als Kraftstoff in Motoren zusammen.

*Tabelle 6: Untersuchungen zum Betrieb- und Emissionsverhalten von Pflanzenölen als Kraftstoff in stationären oder mobilen Verbrennungsmotoren (enthalten sind nur Untersuchungen mit mehr als einem Pflanzenöl und ohne Berücksichtigung von Pflanzenölmischungen)*

Quelle	untersuchte Pflanzenöle	Konditionierung	Gemischbildung	Einspritzsystem	Zylinderanzahl
BARSIC und HUMKE (1981) [14]	Erdnussöl, Sonnenblumenöl	nein	DI	mech.	1
GEYER et al (1984) [63]	Baumwollsaatöl, Sonnenblumenöl	ja	DI	mech.	1
RYAN et al. (1984) [136]	Baumwollsaatöl, Erdnussöl, Sojaöl, Sonnenblumenöl	ja	DI IDI	mech.	6
BOUCHÉ et al. (1997) [22]	Rapsöl, Palmöl, Kokosnussöl	k. A.	DI	mech.	1
DOBIASCH (2000) [47] und MEYER-PITTRUFF et al. (2002) [110]	Distelöl, Erdnussöl, Hanföl, Leinöl, Leindotteröl, Maiskeimöl, Olivenöl, Rapsöl, Safloröl, Senföl, Sojaöl, Jatrophaöl, HO-Sonnenblumenöl	ja	IDI	mech.	3
ALTIN et al. (2001) [8]	Baumwollsaatöl, Maiskeimöl, Mohnsamenöl, Rapsöl, Sojaöl, Sonnenblumenöl	ja	DI	mech.	1
SPESSERT et al. (2004) [143]	Rapsöl, Sonnenblumenöl	nein	DI	mech.	1
DORN et al. (2007) [48]	Erdnussöl, Rapsöl, Sonnenblumenöl, Sojaöl	ja	DI	CR	4
RUAN et al. (2008) [133]	Baumwollsaatöl, Erdnussöl, Leindotteröl	k. A.	DI	k. A.	1
MORMINO et al. (2009) [111]	Palmöl, Rapsöl	ja	DI	mech.	6
REKSOWARDOJO et al. (2009) [128]	Jatrophaöl, Kokosnussöl, Palmöl	ja	DI	mech.	1
SCHÜMANN et al. (2009) [138]	Leindotteröl, Rapsöl	ja	DI	k. A. CR	1 6
SOLTIC et al. (2009) [142]	Rapsöl, Sojaöl	ja	DI	PL	6
EMBERGER et al. (2010) [56]	Rapsöl, Sojaöl, Sonnenblumenöl	ja	DI	CR	6
MUNACK et al. (2010) [115]	Kokosnussöl, Leinöl, Rapsöl, Sojaöl	ja	DI	PL	6
YADAV und SINGH (2010) [168]	Jatrophaöl, Karanjaöl, Neemöl	ja	DI	k. A.	1
DIERINGER (2012) [46]	Jatrophaöl, Leindotteröl, Rapsöl, Sonnenblumenöl	ja	DI	CR	6

GASSNER et al. (2012) [62]	Rapsöl, Sojaöl, Sonnenblumenöl	ja	DI	CR	6
HOSSAIN und DAVIES (2012) 194	Jatrophaöl, Karanjaöl	ja	IDI	PD	3
HELLIER et al. (2015) [71]	Algenöl, Erdnussöl, Maiskeimöl, Palmöl, Rapsöl, Sojaöl, Sonnenblumenöl	ja	DI	elektr.	1
HUBER et al. (2015) [80]	Baumwollsaatöl, Leindotteröl, HO-Sonnenblumenöl, Rapsöl, Sojaöl, Sonnenblumenöl	ja	DI	CR	6
D'ALESSANDRO et al. (2016) [28]	Erdnussöl, Leinöl, Maiskeimöl, Palmöl, Sojaöl, Sonnenblumenöl	ja	DI	k. A.	4
EMBERGER et al. (2016) [53]	Kokosnussöl, HO-Sonnenblumenöl, Jatrophaöl, Maiskeimöl, Palmöl, Rapsöl, Sojaöl, Sonnenblumenöl	ja	DI	PL CR	4 6
ETTL et al. (2016) [59]	Rapsöl, Sojaöl	ja	DI	CR	6

DI: Direkte Einspritzung, IDI: Indirekte Einspritzung (Vor- oder Wirbelkammer)  
 CR: Common-Rail-Einspritzsystem; mech.: mechanisches Einspritzsystem,  
 PL: Pumpe-Leitung; PD: Pumpe-Düse; elektr.: elektrisch betätigter Injektor  
 k. A.: keine näheren Angaben enthalten

Aus Tabelle 6 geht hervor, dass die Anwendung von Pflanzenöl als Kraftstoff sowohl für direkt als auch indirekt einspritzende Brennverfahren sowie für unterschiedliche Einspritzsysteme möglich ist. Voraussetzung für den störungsfreien Betrieb eines Motors mit Raps- bzw. Pflanzenölkraftstoff sind jedoch die Anpassungen des Kraftstoffsystems und der Motorsteuerung an die physikalischen und chemischen Stoffeigenschaften sowie die Einhaltung der Vorgaben zur Pflanzenölkraftstoffqualität [23][86][129][164].

Durch die Vorwärmung des Pflanzenöls sowie der Temperierung des Einspritzsystems lässt sich die kinematische Viskosität senken. Untersuchungen zeigten, dass dabei eine Kraftstofftemperatur zwischen 45 °C und 90 °C das Betriebsverhalten verbessert [98][102][152].

WLOKA et al. (2010) [166] untersuchten die Auswirkung der Vorwärmung von Rapsölkraftstoff auf das Einspritzstrahlverhalten. Durch das Anheben der Kraftstofftemperatur auf 60 °C können die Einspritzcharakteristiken verbessert werden, wobei eine weitere Eindringtiefe und ein geringerer Strahlaufbruch im Vergleich zu Diesekraftstoff zu verzeichnen ist.

Pflanzenöl besitzt neben der höheren kinematischen Viskosität auch ein höheres Kompressionsmodul. Von der Kraftstoffpumpe ausgelöste Druckwellen bewegen sich dadurch schneller durch die Kraftstoffleitungen. Im Fall von mechanischen Einspritzsystemen bewirkt dies im Vergleich zum Betrieb mit Diesel einen früheren Einspritzbeginn [124]. Bei elektronisch betätigten Injektoren führt die höhere Kraftstoffviskosität hingegen zu einer Verzögerung der Nadelöffnung und einer verringerten Einspritzrate [49][92].

Durch den längeren hydraulischen Verzug nimmt die Menge bei der Vor- und Haupteinspritzung ab. Um gleiche Einspritzmengen wie im Betrieb mit Diesel zu erhalten, muss bei Verwendung von Pflanzenöl zum Beispiel die Bestromungsdauer verlängert werden [68][153].

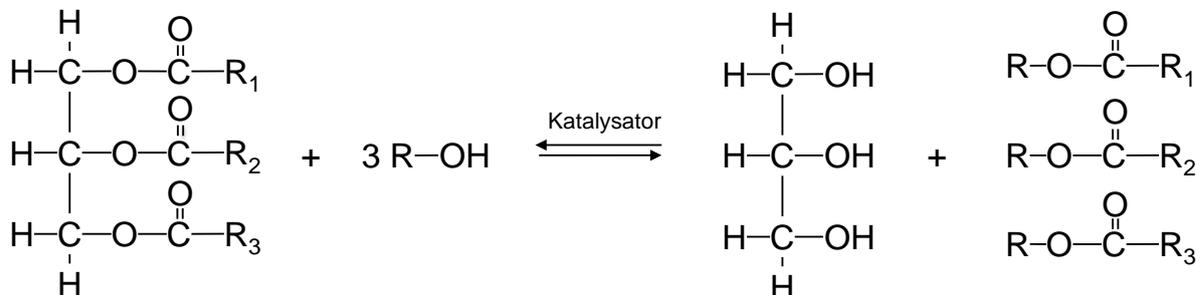
Untersuchungen von LÜFT (2015) [104] an einem Einzylinder-Prüfmotor mit Common-Rail-Einspritzsystem zeigten ebenfalls einen längeren hydraulischen Verzug bei Verwendung von Rapsölkraftstoff im Vergleich zu Dieselmotorkraftstoff. Weiter konnte LÜFT zeigen, dass sich durch Optimierung der Düsenlochgeometrie das Spraybild von Rapsölkraftstoff verbessern lässt. Mithilfe der Anpassungen konnte ein größerer Spraywinkel erreicht werden. Dieser führt zu einer besseren Gemischaufbereitung, wodurch in den Betriebspunkten mit niedriger Last- und Drehzahl die gasförmigen Emissionen reduziert werden konnten.

Auch weitere Untersuchungen wie zum Beispiel von LABECKI et al. (2012) [100] oder LI et al. (2015) [103] zeigen, dass durch Optimierung der Motorparameter die Gemischaufbereitung und das Verbrennungsverhalten bei Pflanzenöl verbessert werden können und sich dadurch die Abgasemissionen absenken lassen.

### 3.2.1.2 Fettsäuremethylester

Während die Verwendung von reinem Pflanzenöl aufgrund dessen hoher Viskosität eine Vorkonditionierung und Anpassung des Motorsystems erfordert, bietet die Umesterung von Pflanzenöl eine Möglichkeit, dessen physikalische Eigenschaften an die konventioneller Kraftstoffe anzugleichen.

Fettsäuremethylester (FAME) entstehen bei der Umesterung von Pflanzenöl mit dem einwertigen Alkohol Methanol. Bei der Umesterung wird das Triglycerid an der Esterbindung gespalten, wo sich das Methanol anlagert. Dabei entstehen drei Methylester und ein Glycerinmolekül [113]. Abbildung 4 stellt schematisch die ablaufende Reaktion der Umesterung dar.



R1 – R3: Kohlenwasserstoffkette des Fettsäurerests

R: Kohlenwasserstoffkette des Alkoholrests, CH<sub>3</sub> für Methanol und C<sub>2</sub>H<sub>5</sub> für Ethanol

Abbildung 4: Schematische Darstellung der Umesterungsreaktion von Pflanzenöl zu Fettsäuremethylester

Neben Methanol sind auch weitere einwertige Alkohole wie Ethanol verwendbar. Die Umesterung mit Methanol ist jedoch in ihrer Durchführung am einfachsten und hat die größte Bedeutung [75][113]. Durch die Umesterung verändern sich die physikalischen Eigenschaften der Reaktionsprodukte in Bezug auf die Ausgangsstoffe. Der molekulare Aufbau der Fettsäuren der entstehenden Methylester bleibt hingegen im Vergleich zum Triglycerid unverändert. Dadurch lassen sich auch FAME anhand ihres Fettsäuremusters charakterisieren. Gleichzeitig unterliegen sie damit dem Prozess der Alterung wie zum Beispiel der Auto-Oxidation.

Anforderungen und Prüfverfahren zur Bestimmung kraftstoffrelevanter Eigenschaften von FAME sind für den europäischen Raum in der Norm DIN EN 14214 [38] festgelegt. Tabelle 7 fasst einige wichtige Parameter von FAME gemäß DIN EN 14214 im Vergleich zu konventionellem Dieseldieselkraftstoff zusammen.

*Tabelle 7: Ausgewählte Anforderungen an Fettsäuremethylester nach DIN EN 14214 im Vergleich zu Dieseldieselkraftstoff nach DIN EN 590*

Parameter	Einheit	DIN EN 590 [42]	DIN EN 14214 [38]
Cetanzahl	-	≥ 51,0	≥ 51,0
Dichte bei 15 °C	kg/m <sup>3</sup>	820,0–845,0	860,0–900,0
Kin. Viskosität bei 40 °C	mm <sup>2</sup> /s	2,0–4,5	3,5–5,0
Flammpunkt	°C	≥ 55,0	≥ 101
Oxidationsstabilität	h	≥ 20,0 <sup>1)</sup>	≥ 8,0 <sup>2)</sup>

<sup>1)</sup> nach EN ISO 12205 oder EN 15751

<sup>2)</sup> nach EN 15751 oder EN 14112

FAME müssen mit einer minimalen Cetanzahl von 51,0 mindestens die gleiche Zündwilligkeit wie Dieseldieselkraftstoff aufweisen. Dichte und kinematische Viskosität sind geringfügig höher als bei konventionellem Dieseldieselkraftstoff. Mit einem unteren Grenzwert beim Flammpunkt von 101 °C sind FAME deutlich schwerer entflammbar als Dieseldieselkraftstoff. Für FAME wird eine minimale Oxidationsstabilität von 8,0 h gefordert.

Tabelle 8 gibt eine Übersicht über die physikalischen Stoffwerte sowie die Cetanzahlen ausgewählter FAME im Vergleich zu Dieseldieselkraftstoff.

Tabelle 8: Stoffdaten und Cetanzahlen ausgewählter Fettsäuremethylester (FAME) im Vergleich zu Dieselkraftstoff

FAME	Heizwert in MJ/kg [107]	Dichte <sup>1)</sup> in kg/m <sup>3</sup> bei 15 °C [32]	Kin. Viskosität in mm <sup>2</sup> /s bei 38,0 °C [32]	Cetanzahl [159]
Leinölmethylester	38,0	902	2,8	39
Sojaölmethylester	37,7	882	4,1	47
Sonnenblumenölmethylester	38,4	880	4,2	49
Färberdistelölmethylester	39,0	883	4,0	50
Baumwollsaatölmethylester	38,1	888	3,8	51
Rapsölmethylester	37,7	874	4,6	54
Palmölmethylester	37,9	884	3,9	62
Dieselmethylester [26][42]	> 42	820–845	2,0–4,5	≥ 51

<sup>1)</sup> berechnet nach EN ISO 14214 auf Basis der in [32] angegebenen Werte der Dichte bei 38,0 °C

Die kinematische Viskosität bei 40 °C liegt im Bereich der Werte von konventionellem Dieselmethylester, während die Dichte geringfügig höher ist. Der Heizwert der FAME liegt aufgrund des annähernd gleichbleibenden Kohlenstoff-zu-Wasserstoff-Verhältnisses und des vorhandenen Sauerstoffs auf dem Niveau von Pflanzenöl. Die Cetanzahlen von FAME liegen über denen von Pflanzenöl und im Bereich derjenigen von Dieselmethylester. Durch die geringere Viskosität und die besseren Verdampfungseigenschaften aufgrund der kleineren Moleküle wird die Gemischaufbereitung im Vergleich zu Pflanzenöl begünstigt. Eine schnellere Gemischaufbereitung kann zu einer höheren Zündwilligkeit führen. Dadurch ist für einen FAME bei gleichbleibender Fettsäurezusammensetzung eine höhere Cetanzahl im Vergleich zum Pflanzenöl zu erwarten.

Von den angeführten FAME besitzt Leinölmethylester die geringste, Palmölmethylester die höchste Cetanzahl. FREEDMAN et al. (1990) [61] untersuchten den Einfluss der Molekülstruktur von FAME auf das Zündverhalten. Es konnte gezeigt werden, dass mit steigender Anzahl an Doppelbindungen in der Fettsäure die Zündwilligkeit abnimmt. Dies wird auch in weiteren Studien von KNOTHE et al. (1997) [90], (2003) [91] oder GOPINATH et al. (2009) [65] bestätigt. OO et al. (2015) [121] konnten in ihren Untersuchungen zum Zündverhalten von verschiedenen FAME zeigen, dass vor allem die geringere Dichte und die geringere Verdampfungstemperatur von Kokosnussölmethylester dessen höhere Zündwilligkeit im Vergleich zu Jatropaölmethylester oder Sojaölmethylester verursacht.

Eine weitere Steigerung der Zündwilligkeit von pflanzenölbasierten Kraftstoffen ist durch die Behandlung des Pflanzenöls mit Wasserstoff möglich.

### 3.2.1.3 Hydriertes Pflanzenöl

Beim Verfahren der Wasserstoffbehandlung (Hydrotreating) werden aus einem Triglycerid langkettige, gesättigte Paraffine und Iso-Paraffine hergestellt. Die entstehenden Produkte werden als hydrierte Pflanzenöle (HVO) bezeichnet. Mithilfe von Wasserstoff werden in den Fettsäureresten vorhandene Doppelbindungen gesättigt und die Kohlenstoffketten gespalten. Es entstehen als Zwischenprodukte Mono- und Diglyceride sowie Carbonsäuren. Der Sauerstoff wird aus diesen Zwischenprodukten durch Decarboxylierung und Hydrodeoxygenierung entfernt. Gesättigte und langkettige Alkane, Wasser, Kohlendioxid und Kohlenmonoxid liegen letztlich als Endprodukte vor [101]. Eine Zusammenfassung der möglichen selektiven Reaktionen stellt Abbildung 5 dar.

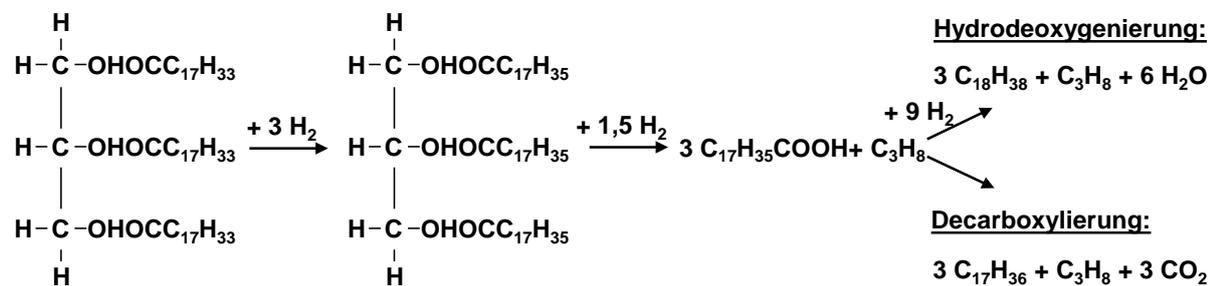


Abbildung 5: Schematische Darstellung der möglichen Reaktionsschritte bei der Herstellung von HVO aus Pflanzenöl

Im Hydrierungsprozess laufen sowohl die Hydrodeoxygenierung als auch die Decarboxylierung parallel ab. Durch die Wahl der Prozessparameter kann das Gleichgewicht der beiden Reaktionen eingestellt und dadurch die Zusammensetzung der resultierenden Kohlenwasserstoffe beeinflusst werden [88]. Die gewünschten Produkteigenschaften des Kohlenwasserstoffgemisches lassen sich letztlich durch Cracken und Isomerisierung einstellen. Wie aus Abbildung 5 hervorgeht, bleibt beim Hydrierungsprozess zunächst die Länge der Kohlenwasserstoffketten der Fettsäuren im Ausgangsmaterial erhalten. Somit hat die Art des Pflanzenöls, das hydriert wird, einen entscheidenden Einfluss auf die entstehenden Produkte. Stark gesättigte Pflanzenöle mit langen Fettsäureketten wie zum Beispiel Palmöl sind dabei aufgrund des geringeren Bedarfs an Wasserstoff bei der Hydrierung und der resultierenden langkettigen Kohlenwasserstoffe im Endprodukt besonders vorteilhaft [88].

Anforderungen und Prüfverfahren für paraffinischen Dieselkraftstoff aus Synthese oder Hydrierungsverfahren sind in der Vornorm DIN EN 15940 [37] festgeschrieben. Einen Vergleich einiger wichtiger Kraftstoffeigenschaften von konventionellem und paraffinischem Dieselkraftstoff gibt Tabelle 9 wieder.

Tabelle 9: Ausgewählte Anforderungen an paraffinischen Dieselkraftstoff aus Hydrierungsverfahren nach DIN EN 15940 [37] im Vergleich zu konventionellem Dieselkraftstoff nach DIN EN 590 [37][42]

Parameter	Einheit	DIN EN 590	DIN SPEC 53940 Typ A	DIN SPEC 53940 Typ B
Cetanzahl	-	≥ 51,0	≥ 70,0	≥ 51,0
Dichte bei 15 °C	kg/m <sup>3</sup>	820,0–845,0	765,0–800,0	780,0–810,0
Kin. Viskosität bei 40 °C	mm <sup>2</sup> /s	2,0–4,5	2,0–4,5	2,0–4,5
Gesamtgehalt an Aromaten	Masse-%	-	≤ 1,0	≤ 1,0
Polycyclische aromatische Kohlenwasserstoffe	Masse-%	≤ 8,0	-	-

Paraffinischer Dieselkraftstoff wird über die Cetanzahl in zwei Kategorien aufgeteilt. Kraftstoff vom Typ B besitzt eine Zündwilligkeit im Bereich von Dieselkraftstoff nach DIN EN 590, während Typ A mit einer Cetanzahl von mindestens 70 eine höhere Zündwilligkeit aufweist. Die Dichte von paraffinischem Dieselkraftstoff kann um bis zu 10 % geringer sein als die eines konventionellen Dieselkraftstoffs. Der zulässige Bereich für die kinematische Viskosität ist für beide Kraftstoffe identisch. Der Gesamtgehalt an Aromaten, welcher auch polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe berücksichtigt, ist für paraffinischen Dieselkraftstoff auf das Gewicht bezogen auf maximal 1,0 % begrenzt. Für konventionellen Dieselkraftstoff ist allein für polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe ein Gesamtgehalt von maximal 8,0 % zulässig. Paraffinischer Dieselkraftstoff kann daher als frei von Aromaten betrachtet werden.

Tabelle 10 fasst die Analysewerte von drei exemplarischen, aus der Literatur ausgewählten hydrierten Pflanzenölen zusammen.

Tabelle 10: Physikalische und chemische Eigenschaften hydrierter Pflanzenöle (HVO)

Parameter	Einheit	HVO 1 [101]	HVO 2 [1]	HVO 3 [97]
Heizwert	MJ/kg	43,86	44,04	44,0
Dichte bei 15 °C	kg/m <sup>3</sup>	775,8	779,7	779
Kin. Viskosität bei 40 °C	mm <sup>2</sup> /s	2,7	3,09	3,0
Cloud Point	°C	3,3	7,0	-
Cetanzahl		81,8 <sup>1)</sup>	95,0 <sup>2)</sup>	82,9 <sup>3)</sup>
Massenanteil Kohlenstoff	%	84,8	84,8	84,5
Massenanteil Wasserstoff	%	15,2	15,2	15
Massenanteil Sauerstoff	%	0,0	0,0	-
Gehalt an Aromaten	%	0,0	0,2	<0,02

<sup>1)</sup> ermittelt nach ASTM D613 <sup>2)</sup> ermittelt im IQT <sup>3)</sup> abgeleitete Cetanzahl, Verfahren unbekannt

Alle drei angeführten hydrierten Pflanzenöle sind frei von Aromaten und Sauerstoff. Mit einem Wasserstoff-zu-Kohlenstoff-Verhältnis identisch zu dem konventioneller Dieselmotorenkraftstoffe liegt der Heizwert der hydrierten Pflanzenöle im gleichen Bereich. Die Dichte ist um ca. 6 % geringer als die von Dieselmotorenkraftstoff. Die kinematische Viskosität bei 40 °C zeigt keinen Unterschied zu Dieselmotorenkraftstoff. Aufgrund der langen, linearen Kohlenwasserstoffketten weisen die hydrierten Pflanzenöle eine sehr hohe Zündwilligkeit auf. Mit einer Cetanzahl größer 80 und einer Dichte im Bereich von 765 kg/m<sup>3</sup> bis 800 kg/m<sup>3</sup> fallen die angeführten hydrierten Pflanzenöle unter die Kategorie paraffinischer Dieselmotorenkraftstoff vom Typ A.

Der hohe Gehalt an langkettigen Paraffinen wirkt sich nachteilig auf die Kälteeigenschaft des Kraftstoffs aus. Mit einem Cloud Point oberhalb 0 °C genügen die dargestellten hydrierten Pflanzenöle nicht den Anforderungen der DIN EN 15940. Durch Isomerisierung der Paraffine lässt sich die Kältestabilität jedoch gezielt einstellen [118].

Untersuchungen in Vollmotoren zeigten, dass die Verwendung von HVO im Vergleich zu konventionellem Dieselmotorenkraftstoff sowohl als Reinstoff als auch als Blendkomponente die limitierten Abgasemissionen reduzieren kann [1][97]. HVO ist frei von Aromaten und weist ein niedrigeres Verdampfungsende auf, was die Bildung von Ruß während der Verbrennung verringert. Dadurch können vor allem die Partikelemissionen im Vergleich zu Dieselmotorenkraftstoff deutlich gesenkt werden. Im Vergleich zu FAME stellten STENDEL et al. (2015) [145] etwas höhere Emissionen an Kohlenmonoxid, Partikeln und unverbrannten Kohlenwasserstoffen fest.

Aufgrund der dem konventionellen Dieselmotorenkraftstoff sehr ähnlichen Eigenschaften eignen sich sowohl FAME als auch HVO als Beimischungskomponenten. Für Dieselmotorenkraftstoff nach DIN EN 590 ist ein Volumenanteil von maximal 7 % FAME zulässig. Die Grenzen für den maximalen HVO-Anteil ergeben sich vornehmlich aus der Dichte von HVO und den Anforderungen an die Dichte aus DIN EN 590 [66]. Als Beispiel zur Verwendung von HVO als Blendkomponente können die Untersuchungen von Krahl et al. (2012) [94] sowie von Götz et al. (2016) [66] genannt werden. Darin wurden die Verwendbarkeit der Kraftstoffmischungen aus Diesel und HVO (Bezeichnung: *Diesel regenerativ*) und aus Diesel, HVO und FAME (Bezeichnung: *Diesel R33*) in herkömmlichen Motoren sowie deren positive Auswirkung auf limitierte Abgasemissionen erfolgreich untersucht.

### 3.2.2 Kraftstoffe aus zucker- und stärkehaltiger Biomasse

Die Herstellung von Kraftstoff aus zucker- oder stärkehaltiger Biomasse erfolgt durch die Vergärung der Ausgangsstoffe zu Alkohol oder anderen Kohlenwasserstoffverbindungen. Der in der Biomasse enthaltene Zucker wird durch Hefen oder Bakterien anaerob umgesetzt. Das am weitesten verbreitete Verfahren ist die alkoholische Gärung von Biomasse zu Ethanol. Alkohole wie Butanol sowie organische Säuren wie Milch- oder Essigsäure können durch weitere Gärverfahren erzeugt werden [51]. Die Vergärung von stärkehaltiger Biomasse erfolgt durch den vorgelagerten Abbau der Stärken zu Zucker, welcher in einem weiteren Schritt durch Hefen vergoren wird [140].

Tabelle 11 zeigt die physikalischen und chemischen Eigenschaften der Alkohole Methanol, Ethanol und Butanol und der konventionellen Kraftstoffe Diesel und Benzin. Weiter sind die Cetanzahlen der Stoffe angegeben.

Tabelle 11: *Typische physikalische und chemische Eigenschaften von C1-C3-Alkoholen im Vergleich zu Diesel und Benzin [26][41][42]*

Parameter	Einheit	Diesel	Benzin	Methanol	Ethanol	n-Butanol
Heizwert	MJ/kg	> 42	> 42	20	27	33
Dichte bei 20 °C	kg/m <sup>3</sup>	820–826	745	796	788–790	810
Kin. Viskosität bei 40 °C	mm <sup>2</sup> /s	2,0–4,5	0,4–0,8 <sup>1)</sup>	0,6	1,1	2,6
Verdampfungsenthalpie	kJ/kg	250–301	380–500	1109	840–904	582–585
Massenanteil Sauerstoff	%	0	< 4	50,0	34,8	21,6
Cetanzahl	-	> 51	10–15	3	8	25

<sup>1)</sup> bei 20 °C

Der Heizwert von Methanol ist aufgrund des hohen Gewichtsanteils an Sauerstoff um die Hälfte geringer als bei den konventionellen Kraftstoffen. Mit zunehmender Kettenlänge nimmt der Heizwert der Alkohole zu, bleibt aber unterhalb der Werte von Diesel und Benzin. Die Viskosität von Ethanol ist geringfügig unterhalb der Anforderung nach DIN EN 590, während sie von Butanol eingehalten wird. Die Dichte der drei Alkohole liegt unterhalb der in DIN EN 590 gegebenen Spezifikation. Sie liegt oberhalb des in DIN EN 228 [41] festgelegten Werts der Dichte von Benzin. Alkohole weisen wie Benzin eine sehr geringe Zündwilligkeit auf. Geringe Zündwilligkeit bedeutet eine hohe Klopfestigkeit zur Vermeidung von Fehlzündung in einem Ottomotor. Weiter besitzen Alkohole eine sehr hohe Verdampfungsenthalpie. Diese bewirkt eine stärkere Absenkung der Umgebungstemperatur bei Verdampfung. Sowohl die hohe Klopfestigkeit als auch die hohe Verdampfungsenthalpie wirken sich positiv auf die ottomotorische Verbrennung aus [109]. Aus diesem Grund werden alkoholische Kraftstoffe überwiegend als Ersatz oder Blendkomponente für Benzin gehandelt. Dabei kommt nahezu ausschließlich Ethanol zum Einsatz.

Trotz der geringen Zündwilligkeit ist die Verwendbarkeit von Alkoholen wie Ethanol, Butanol oder weiterer langkettiger Alkohole wie 1-Oktanol auch als Beimischungskomponente von Dieselmotoren Gegenstand aktueller Untersuchungen [26][89][95][127][170]. Die stärkere Temperaturabsenkung im Zylinder nach der Einspritzung und der molekular gebundene Sauerstoff können dazu beitragen, die Rohabgasemissionen von Dieselmotoren innermotorisch zu senken. In Betriebspunkten mit niedriger Motorlast oder während des Startvorgangs können sich diese Eigenschaften jedoch negativ auswirken.

### 3.2.3 Kraftstoffe aus lignocellulosehaltiger Biomasse

Die Grundbestandteile von lignocellulosehaltiger Biomasse sind Lignin, Cellulose und Hemicellulose. Lignocellulosehaltige Biomasse kann durch biochemische Verfahren, thermo-chemische Verfahren oder einer Kombination aus beiden Verfahren in Kraftstoff umgewandelt werden.

Der in der Cellulose bzw. Hemicellulose enthaltene Zucker wird im biochemischen Verfahren durch enzymatisch katalytische oder saure Hydrolyse in Glucose umgewandelt. Der Zucker wird unter dem Einsatz verschiedener Mikroorganismen in eine Vielzahl an Grundchemikalien für die Weiterverarbeitung zu Biokraftstoffen vergoren [140].

Die Bereitstellung von Kraftstoff durch thermochemische Verfahren erfolgt durch die Synthese eines Produktgases aus einer thermochemischen Vergasung oder durch die Erzeugung von Pyrolyseölen. Pyrolyseöle können direkt in Motoren oder Gasturbinen eingesetzt werden oder durch Vergasung zu einem Synthesegas weiterverarbeitet werden [76][108]. Die direkte Verwendung von Pyrolyseölen in Dieselmotoren schätzten HOSSAIN et al. (2013) [78] jedoch als schwierig ein. Problematisch sind dabei die schlechte Zündwilligkeit, der geringe Heizwert aufgrund des hohen Anteils an Wasser und ein hoher Bestandteil an ablagerungsbildenden und korrosionsfördernden Stoffen. Durch die weitere Aufbereitung der Pyrolyseöle oder die Verwendung als Blendkomponente kann ein problemloser Motorbetrieb gewährleistet werden.

Eine Möglichkeit der Umwandlung des Synthesegases zu flüssigem Kraftstoff bietet die Fischer-Tropsch-Synthese. Eine katalytische Reaktion setzt ein an Kohlenmonoxid und Wasserstoff reiches Synthesegas zu überwiegend geradkettigen Paraffinen, Olefinen sowie Oxygenaten um. Die Reaktionsparameter Druck, Temperatur und Katalysator bestimmen die Verteilung der Kettenlänge der entstehenden Kohlenwasserstoffe. Weitere Synthesemöglichkeiten sind die Methanolsynthese zur Herstellung von Methanol oder die Synthese zu Produkten wie Dimethylether (DME), Oxymethylenether (OME) oder synthetischem Erdgas [76].

Das Spektrum an Kraftstoffen aus lignocellulosehaltiger Biomasse ist aufgrund der großen Anzahl an erzielbaren Produkten aus der Fermentation oder Synthese hoch. Einen Auszug der in der Literatur beschriebenen Kraftstoffe, die aus lignocellulosehaltiger Biomasse hergestellt werden können, fasst Tabelle 12 zusammen.

Tabelle 12: Beispiele synthetischer Kraftstoffe aus lignocellulosehaltiger Biomasse

Eigenschaft	Einheit	2-MTHF [85]	DME [146]	2,5-DMF [26]	OME [70]
Heizwert	MJ/kg	33,5	27,6–29,2	33,7	22,4
Dichte	kg/m <sup>3</sup>	867	660–670	890	863
Massenanteil Sauerstoff	%	18,6	34,7	16,7	42,1
Cetanzahl	-	~ 15 <sup>1)</sup>	55–60 <sup>1)</sup>	9 <sup>2)</sup>	37,6 <sup>3)</sup>
Aggregatzustand bei Umgebungsbedingung		flüssig	gasförmig	flüssig	flüssig

<sup>1)</sup> keine Angaben <sup>2)</sup> berechnet aus Oktanzahl <sup>3)</sup> Advanced Fuel Ignition Delay Analyser

Es handelt sich dabei um Methylether und Furane. DME liegt bei atmosphärischen Umgebungsbedingungen gasförmig vor. Für die Verwendung in Motoren muss es deshalb zunächst komprimiert werden. Aufgrund der Verbrennungseigenschaften eignet sich DME gut für die Anwendung in einem Dieselmotor. Der Einsatz als Blendkomponente ist im Hinblick auf die geringeren notwendigen Anpassungen an das Einspritzsystem zu bevorzugen [157]. Oxymethylenether (OME) sind bei atmosphärischen Umgebungsbedingungen flüssig. OME sind sehr niedrigviskose Stoffe mit geringem Heizwert und gutem Zündverhalten. Der Einsatz in Dieselmotoren bewirkt eine starke Verminderung der Rußemissionen [69][70]. Ebenfalls einen positiven Effekt auf die Reduzierung der Rußemissionen zeigt die Verwendung von 2-Methyltetrahydrofuran (2-MTHF). Die geringe Zündwilligkeit des Stoffes bedingt jedoch eine Anpassung des Brennverfahrens bei Teillast und Kaltstart oder die Verwendung als Blendkomponente. Beim Einsatz von Dimethylfuran (DMF) als Beimischungskomponente ist aufgrund des molekular gebundenen Sauerstoffs ebenfalls eine Absenkung der Rußemissionen zu erwarten [173].

Der Überblick über alternative Kraftstoffe zeigt, dass sich eine Vielzahl an biomassebasierter Stoffe als Substitut oder Blendkomponente für konventionellen Dieselmotor eignen. Dabei entscheiden jeweils vor allem die physikalischen Stoffeigenschaften, ob und in welchem Umfang sie sich für die dieselmotorische Verbrennung eignen.

### 3.3 Grundlagen der dieselmotorischen Verbrennung

#### 3.3.1 Arbeitsprinzip und konstruktive Ausführungen

Der Dieselmotor arbeitet nach einem direkt oder indirekt einspritzenden Brennverfahren. Durch die Kolbenbewegung wird das Brennraumvolumen komprimiert, wodurch sowohl die Temperatur als auch der Druck im Brennraum ansteigen. Beim Selbstzündungsmotor mit indirekter Einspritzung sind die Brennräume konstruktiv räumlich unterteilt. Der Kraftstoff wird in eine Nebenkammer mit geringerem Volumen als der Hauptbrennraum eingespritzt. Diese Kammer ist über eine oder mehrere Öffnungen mit dem Hauptbrennraum verbunden. Druck und Temperatur steigen durch die Kompression in beiden Kammern an. Es folgt die Selbstzündung des Kraftstoffs in der Nebenkammer. Durch den

Druckanstieg aufgrund der Verbrennung wird das teilverbrannte Kraftstoff-Luft-Gemisch in die Hauptbrennkammer gedrückt, wo es weiter umgesetzt wird. Im Gegensatz dazu gibt es beim direkt einspritzenden Brennverfahren nur einen Brennraum. Der Kraftstoff wird direkt in die heiße Hochdruckatmosphäre des Brennraums eingespritzt. Der Kraftstoff verdampft und mischt sich mit Luft. Es kommt zur Selbstzündung und zur Verbrennung des Kraftstoffs [75][109].

Durch die Weiterentwicklungen im Bereich der Einspritztechnik ist es möglich, den Verlauf der Verbrennung im direkt einspritzenden Brennverfahren exakt zu gestalten und dadurch den Kraftstoff effizienter umzusetzen. Heutzutage kommen deshalb in der Mehrzahl direkt einspritzende Motoren zum Einsatz [109][132]. Aus diesem Grund wird nachfolgend nur noch auf das direkt einspritzende Brennverfahren eingegangen.

### 3.3.2 Verbrennungsphasen

In Abbildung 6 ist schematisch der zeitliche Verlauf der Wärmefreisetzungsrates während der Verbrennung in einem direkt einspritzenden Dieselmotor und die Einteilung der dabei auftretenden Verbrennungsphasen dargestellt.

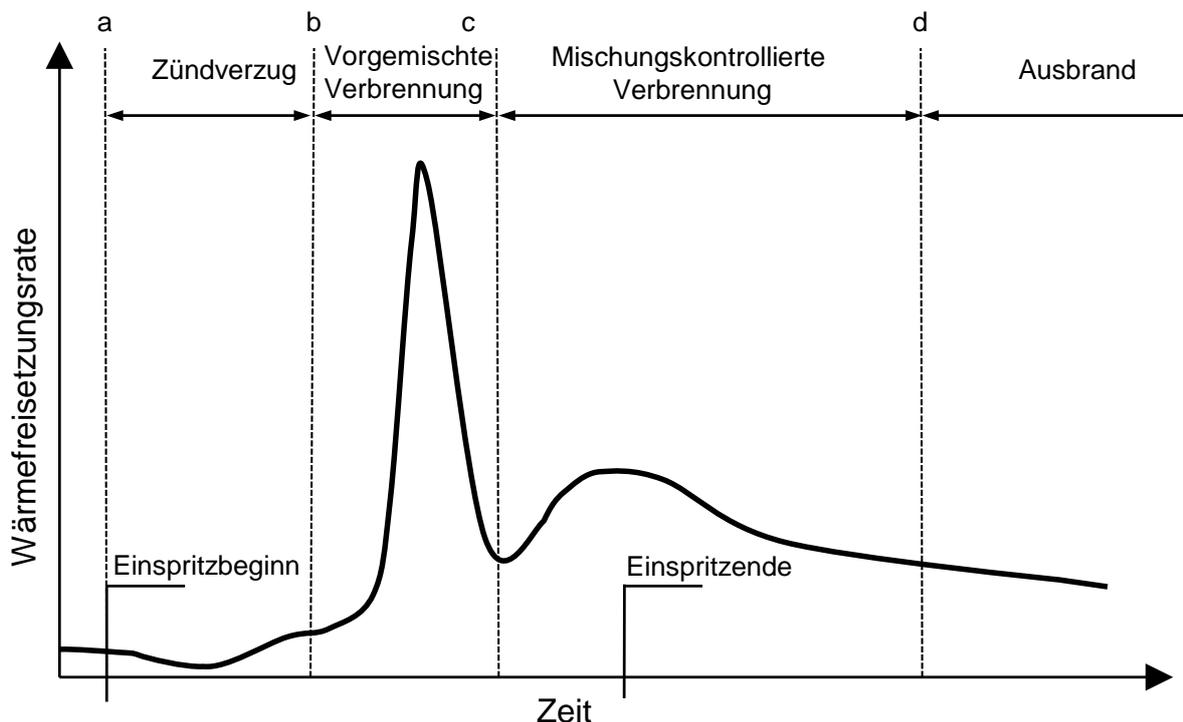


Abbildung 6: Verlauf der Wärmefreisetzungsrates und Einteilung der Verbrennungsphasen im direkt einspritzenden Brennverfahren (in Anlehnung an [75])

Die Zeitspanne zwischen Beginn der Einspritzung und der Zündung des Kraftstoff-Luft-Gemisches wird als Zündverzug bezeichnet (Bereich a-b). Während des Zündverzugs wird der Kraftstoff durch die Einspritzung zerstäubt. Der flüssige Kraftstoff verdampft und

der entstehende Kraftstoffdampf vermischt sich mit Luft. Bei erfolgter Zündung wird der aufbereitete Kraftstoff schlagartig in einer vorgemischten Verbrennung umgesetzt (Bereich b-c). Die Wärmefreisetzungsrates steigt steil an und erreicht ein globales Maximum. Die Höhe des Maximums ist dabei abhängig von der Länge des Zündverzugs und der dabei aufbereiteten, reaktionsfähigen Kraftstoffmenge. Die sich anschließende Phase ist mischungskontrolliert. Sie wird durch das Zeitmaß der Kraftstoffaufbereitung und der Mischung mit Luft zu einem reaktionsfähigen Gemisch bestimmt (Bereich c-d). Es kann zu einem zweiten, lokalen Maximum in der Wärmefreisetzung kommen. Nach dem Einspritzende nimmt die Wärmefreisetzungsrates kontinuierlich ab. In dieser späten Verbrennungsphase verbrennt der noch verbleibende Kraftstoff und Reaktionszwischenprodukte werden zu ihren Endprodukten umgesetzt [75].

DEC (1997) [30] entwickelte ein konzeptionelles Modell zur Beschreibung der Verbrennung eines Dieselsprays. Nach der Selbstzündung des Kraftstoffs und der damit verbundenen starken Wärmefreisetzungsrates durch die vorgemischte Verbrennung stellt sich im weiteren Verlauf ein quasi-stationärer Zustand aus kontinuierlicher Kraftstoffeinspritzung und mischungskontrollierter Verbrennung des Kraftstoffsprays ein. Das schematische Modell der Verbrennung eines Kraftstoffsprays ist in Abbildung 7 dargestellt.

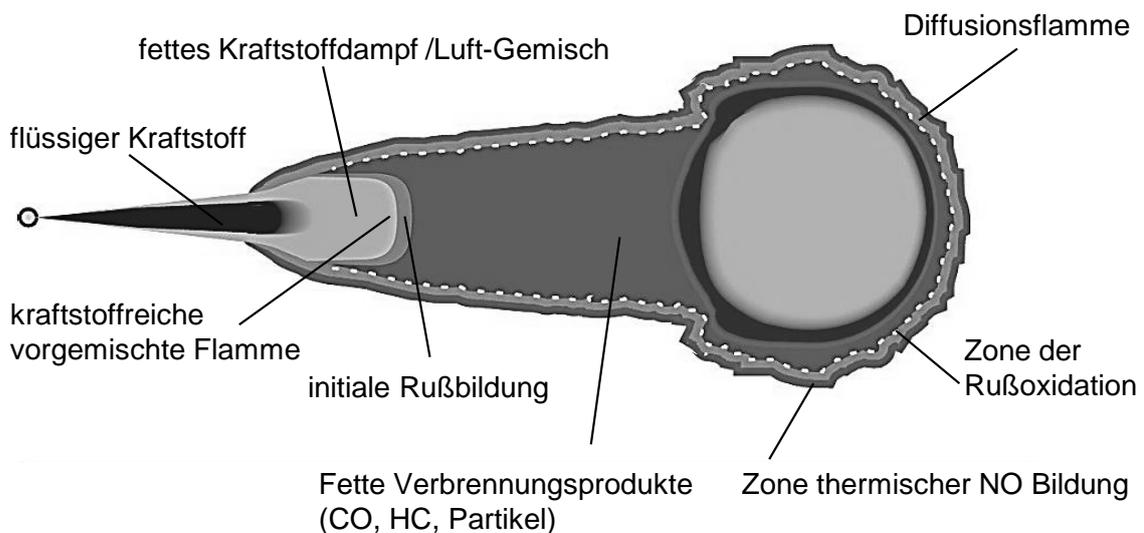


Abbildung 7: Konzeptionelles Modell der quasi-stationären Verbrennung eines Dieselsprays nach DEC (1997) [30] und Flynn (1999) [60]

Der Kraftstoff gelangt in den Brennraum und wird durch die heiße Brennraumluft kontinuierlich auf Verdampfungstemperatur erhitzt. Es bildet sich ein Gemisch aus Kraftstoffdampf und Luft. Bei einem lokalen Kraftstoff-Luft-Verhältnis von etwa 0,1 setzen die ersten chemischen Reaktionen ein, die letztlich zur Selbstzündung führen. Es bildet sich eine kraftstoffreiche vorgemischte Flammenfront mit Temperaturen größer 1000 K [30][158]. Die Umsetzung der nach der Zündung gebildeten Produkte erfolgt weiter stromabwärts unter Sauerstoffmangel und steigenden Temperaturen. Aufgrund der un-

terstöchiometrischen Bedingungen kommt es zur Bildung von Ruß und unverbrannten Kohlenwasserstoffen. Da das globale Verbrennungsluftverhältnis im Dieselmotor mit  $\lambda \approx 1,2$  im Vollastbetrieb und  $\lambda \geq 8$  im Leerlauf [15] im überstöchiometrischen Bereich liegt, bildet sich am Rand des reagierenden Kraftstoffsprays eine Diffusionsflamme. Der vorhandene Ruß sowie die unverbrannten Kohlenwasserstoffe vermischen sich mit Sauerstoff und können aufoxydiert werden. Es kommt zu einer Anhebung der Temperatur im Bereich der Diffusionsflamme auf bis zu 2700 K, was zur Bildung von thermischen Stickoxiden (NO) führt [30][158]. Der Zeitpunkt des Einsetzens dieses quasi-stationären Zustands der Sprayverbrennung sowie die Ausprägung der einzelnen Reaktionszonen werden maßgeblich von der zugrunde liegenden Reaktionskinetik des Kohlenwasserstoffgemisches beeinflusst. Weiter spielt der Zündverzug, welcher die Zeitspanne bis zum Eintritt der Selbstzündung beschreibt, eine Rolle.

### 3.3.3 Zündverzug und Selbstzündung

Der Zündverzug ist ein Maß zur Beurteilung der Zündwilligkeit eines Kraftstoffs. Ein langer Zündverzug führt zu einer größeren Menge an aufbereitetem Kraftstoff. Nach der Zündung verbrennt diese Kraftstoffmenge schlagartig und führt zu einem sehr schnellen Druckanstieg. Die dabei auftretenden hohen Druckanstiegsgeschwindigkeiten bewirken ein lautes Verbrennungsgeräusch und stellen eine hohe mechanische Beanspruchung der Bauteile dar. Ein kurzer Zündverzug verlängert hingegen die mischungskontrollierte Brennphase. Damit hat die Länge des Zündverzugs auch einen direkten Einfluss auf die Höhe der Emissionen [109]. Ziel muss es deshalb sein, entweder den Einspritzzeitpunkt in Bezug auf den oberen Totpunkt so anzupassen, dass sich für den jeweiligen Motorbetriebspunkt ein passender Zündverzug ergibt oder einen Kraftstoff mit passender Zündwilligkeit auszuwählen. Für die Vorhersage des Zündverzugs müssen sowohl die Kraftstoffeigenschaften als auch die Motorbetriebsbedingungen berücksichtigt werden.

Der Zündverzug in einem direkt einspritzenden Motor kann in die zwei zeitlich überlagerten Bereiche des physikalischen und chemischen Zündverzuges aufgeteilt werden. Der physikalische Zündverzug setzt sich aus den Schritten der Kraftstoffzerstäubung, der Kraftstoffverdampfung und des Mischungsprozesses mit Luft (Gemischaufbereitung) zusammen. Während des chemischen Zündverzugs werden Radikale durch chemische Reaktionen des verdampften Kraftstoffes und des vorhandenen Oxidators freigesetzt. Es kommt zu einer Kettenreaktion, welche letztlich zur Zündung des Gemisches führt [75].

Die zugrunde liegende Theorie der Kettenreaktionen wurde erstmals von SEMENOV im Jahre 1935 postuliert [167]. Sie ist seitdem das Grundgerüst jeglicher chemischer Reaktionsmechanismen zur Beschreibung der Zündvorgänge von Kohlenwasserstoffen. Die Kettenreaktionsmechanismen werden in vier Typen unterteilt. Der erste Schritt einer Kettenreaktion ist der Kettenstart, bei welchem ein Radikal freigesetzt wird. Das Gegenteil dazu bildet die Kettenterminierung durch Verbrauch der verfügbaren Radikale. Die Kettenfortpflanzung ist der Mechanismus zur Aufrechterhaltung der Reaktion. Es werden genauso viele Radikale frei, wie verbraucht werden. Bei der Kettenverzweigung wird die

Reaktion durch die Bildung eines Vielfachen der benötigten Radikale beschleunigt [48][75].

Die Länge der Induktionszeit ist stark abhängig von der vorliegenden Temperatur und weniger stark vom Druck. Die dominierenden Reaktionsmechanismen lassen sich in drei Temperaturbereiche gliedern. Abbildung 8 zeigt schematisch die in jedem Temperaturbereich ablaufenden Hauptreaktionen.

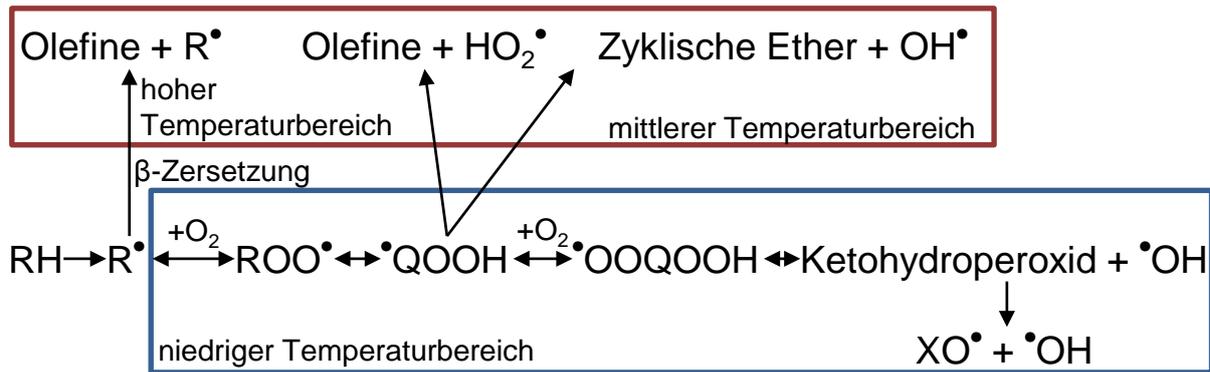


Abbildung 8: Schema der dominierenden Reaktionsmechanismen bei der Oxidation von Kohlenwasserstoffen (RH) im jeweiligen Temperaturbereich [16][27]

Im Niedertemperaturbereich mit Temperaturen kleiner 700 K überwiegt anfänglich die Oxidation des Alkylradikals (RH) mit Sauerstoff und im weiteren Verlauf mit Hydroxyradikalen ( $OH^\bullet$ ). Über eine Isomerisierungsreaktion bilden sich ein Ketohydroperoxid und ein Hydroxyradikal. Das Ketohydroperoxid zerfällt in zwei weitere Radikale. Im mittleren Temperaturbereich von 700 K bis 900 K nimmt die Reaktivität kontinuierlich ab. Das Gleichgewicht der Reaktion  $R^\bullet + O_2 \rightarrow ROO^\bullet$  verschiebt sich in Richtung der Reaktanden und verhindert die Bildung weiterer Radikale. Ebenso wird die unimolekulare Zersetzung des Isomerisierungsprodukts  $QOOH$  in zyklische Ether, Aldehyde, Ketone und Olefine gegenüber der weiteren Sauerstoffaddition begünstigt. Die vorhandenen Hydroperoxidradikale reagieren zu Wasserstoffperoxid, welches in diesem Temperaturbereich relativ stabil ist und somit die weiteren Reaktionen hemmt [158].

Durch diesen Prozess der Kettenterminierung geht die Reaktionsrate zurück und die Induktionszeit erhöht sich trotz zunehmender Temperatur. Dieser Bereich wird als Negativer Temperaturkoeffizient (NTC) bezeichnet. Der charakteristische Verlauf der Induktionszeit eines Kohlenwasserstoffs mit NTC-Verhalten über den Kehrwert der Temperatur stellt Abbildung 9 a) dar. Oberhalb 900 K bildet die Zersetzung des Wasserstoffperoxids in zwei Hydroperoxidradikale einen neuen Kettenverzweigungsmechanismus. Diese Reaktion läuft sehr schnell ab. Gleichzeitig finden weitere Hochtemperaturoxidationsprozesse statt und die Reaktivität nimmt sehr stark zu [16][27][109][158].

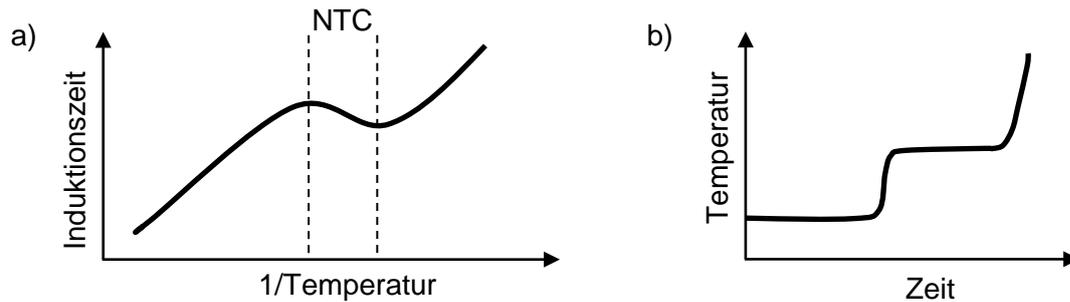


Abbildung 9: a) Schematischer Verlauf der Induktionszeit mit ausgeprägtem NTC-Verhalten über den Kehrwert der Temperatur  
b) Schematischer Verlauf der Temperatur bei zweistufiger Zündung

Bei Kraftstoffen mit ausgeprägtem NTC-Verhalten kann es zu mehrstufigen Zündprozessen kommen. Wie Abbildung 9 b) darstellt, führt die erste Zündstufe zu einem begrenzten Temperaturhub. Gelangt man dabei in den Bereich des NTC, so nimmt die Reaktivität ab. Es findet keine vollständige Umsetzung der Reaktanden statt. Es folgt eine zweite Induktionszeit und schließlich eine zweite Zündstufe, bei welcher die verbleibenden Reaktanden umgesetzt werden. Die Ausprägung des NTC-Bereichs und der mehrstufigen Zündung sind abhängig von der molekularen Struktur des Kraftstoffs. Mit steigendem Druck verschiebt sich der NTC-Bereich hin zu höheren Temperaturen [16].

Die größten Unterschiede im Zündverhalten aufgrund des molekularen Aufbaus treten im Bereich der Niedertemperaturoxidation und des NTC auf. Lineare Alkane weisen die höchste Reaktivität auf. Kettenverzweigungen und Ringbildung hingegen führen zu einer Absenkung der Reaktivität und einer verlängerten Induktionszeit [161]. Das Hinzufügen funktioneller Gruppen bei gesättigten, langkettigen Kohlenwasserstoffen wie zum Beispiel Methyl ester hat nur einen geringfügigen Einfluss auf das Zündverhalten. Ungesättigte Kohlenwasserstoffe mit und ohne funktionelle Gruppe besitzen eine geringere Niedertemperaturreaktivität [160][163]. Zusätzlich hat die Position der Doppelbindung bezüglich der terminalen Methylgruppe eine Auswirkung auf das Zündverhalten [106].

Das chemische Reaktionsverhalten von Kraftstoffen wird durch Versuche an Rapid-Compression-Maschinen, Jet-Stirred-Reaktoren oder Stoßwellenrohren untersucht. Vereinzelt wurden Versuche unternommen, chemische Zündverzugszeiten in Messgeräten mit konstantem Brennkammervolumen und Direkteinspritzsystem zu bestimmen [7][17][21][172]. Durch die Überlagerung des physikalischen Zündverzugs mit dem chemischen ist letzterer nicht direkt bestimmbar, weshalb diese Messgeräte zur Erstellung und Validierung von Reaktionsmechanismen nur sehr eingeschränkt verwendbar sind.

Zur Bestimmung des Zündzeitpunktes in Messgeräten mit konstantem Brennkammervolumen oder Vollmotoren existieren verschiedene Methoden. Eine allgemeingültige Definition existiert nicht. Zum einen können sie auf den über die Verbrennung aufgezeichneten, relativen Druckverlauf in der Brennkammer und den daraus abgeleiteten Größen wie Temperatur und Wärmefreisetzungsrates basieren. Zum anderen können aus optischen

Messverfahren gewonnene Chemilumineszenz-Messwerte der entstehenden Hydroperoxidradikale verwendet werden [109].

Der Zündverzug lässt sich mathematisch durch das Gesetz von WOLFER (1938) [167] nach Gleichung (3.3) beschreiben. Es basiert auf der Theorie der Kettenreaktionen und setzt den Zündverzug umgekehrt proportional zur Reaktionsgeschwindigkeit. Er nimmt exponentiell mit zunehmender Temperatur ab.

$$\tau_{ZV} = A p^{-b} \exp\left(\frac{E_A}{\mathcal{R} T}\right) \tag{3.3}$$

In Gleichung (3.3) sind  $A$  und  $b$  Konstanten,  $p$  der Brennkammerdruck,  $E_A$  die scheinbare Aktivierungsenergie des Brennstoffes,  $\mathcal{R}$  die universelle Gaskonstante und  $T$  die Brennkammertemperatur. Die Parameter  $A$ ,  $b$  und  $E_A$  sind experimentell zu bestimmen und abhängig vom jeweiligen Versuchsaufbau. Dabei hat das Verhältnis von physikalischem zu chemischem Zündverzug einen starken Einfluss auf die Größe der Aktivierungsenergie  $E_A$  [48][75]. Weiter ist der Zündverzug von den Parametern Druck und Temperatur abhängig. Als weitere Einflussgröße kann das Verhältnis von Kraftstoff zur Oxidatormenge,  $\Lambda$ , berücksichtigt werden. Die Abhängigkeit ist in Gleichung (3.4) mit dem zusätzlich experimentell zu ermittelnden Exponenten  $c$  gegeben [73][135].

$$\tau_{ZV} = A p^{-b} \Lambda^{-c} \exp\left(\frac{E_A}{\mathcal{R} T}\right) \tag{3.4}$$

Die Anwendbarkeit dieser Gleichungen ist vorwiegend auf die Verwendung von Messgeräten beschränkt, bei denen sowohl der Druck als auch die Temperatur während der Zündverzugsphase als konstant angenommen werden können. Zur Berücksichtigung der in einem Vollmotor auftretenden, zeitlichen Änderungen von Druck und Temperatur während des Zündverzugs kann das Livengood-Wu-Integral nach Gleichung (3.5) herangezogen werden. Das Integral läuft vom Zeitpunkt des Einspritzbeginns (ESB)  $\tau_{ESB}$  bis zum Zeitpunkt der Zündung (ZU)  $\tau_{ZU}$ . Zündung tritt ein, wenn das Integral die Bedingung der rechten Seite von Gleichung (3.5) erfüllt [73][75]. Für den Term im Nenner von Gleichung (3.5) können die Ansätze aus Gleichung (3.3) oder Gleichung (3.4) verwendet werden.

$$\int_{\tau_{ESB}}^{\tau_{ZU}} \frac{1}{\tau_{ZV}(p, T)} dt = 1 \tag{3.5}$$

### 3.4 Methoden zur Bestimmung der Zündwilligkeit

Die ersten Ansätze, die Zündwilligkeit eines Dieselmotors in einem Prüfmotor zu ermitteln und in Form einer dimensionslosen Kennzahl anzugeben, gehen auf die Arbeiten von BOERLAGE und BROEZE (1934) [20] zurück. Die Weiterentwicklung dieser Idee führte letztlich zur Prüfmethode im Cooperative-Fuel-Research(CFR)-Prüfmotor und der Cetanzahlskala, mithilfe derer bis heute die Zündwilligkeit von Dieselmotoren eingeordnet wird [169]. Diese Skala wird durch zwei primäre Referenzkraftstoffe definiert. Der Primärkraftstoff n-Cetan (n-Hexadecan) ist ein linearer, gesättigter Kohlenwasserstoff mit einer hohen Zündwilligkeit. Er besitzt per Definition eine Cetanzahl von 100. Das untere Ende der Skala bildet der primäre Referenzkraftstoff 1-Methylnaphthalin (1-MN) mit einer festgelegten Cetanzahl von 0. 1-Methylnaphthalin ist ein bicyklischer, aromatischer Kohlenwasserstoff mit einer Methylgruppe. Die gesundheitsgefährdende Wirkung des Aromaten führte dazu, dass er in der Prüfvorschrift durch Heptamethylnonan (HMN) mit einer Cetanzahl von 15 ersetzt wurde [169]. HMN ist ein stark verzweigter Kohlenwasserstoff mit 16 Kohlenstoffatomen. Die Strukturformeln der drei Referenzkraftstoffe zeigt Abbildung 10.

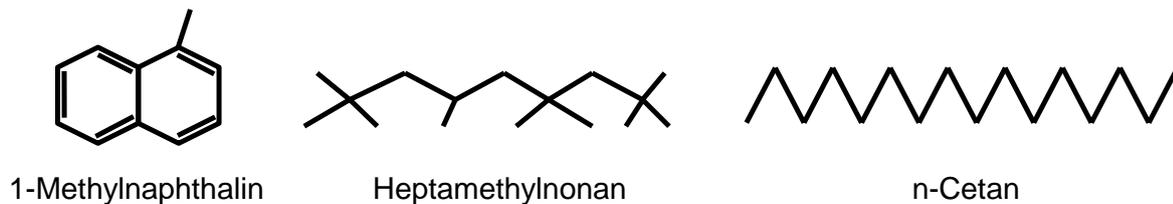


Abbildung 10: Strukturformeln der primären Referenzkraftstoffe 1-Methylnaphthalin, Heptamethylnonan und n-Cetan

Die Cetanzahlskala ist bei Verwendung der beiden Primärstandards n-Cetan und 1-Methylnaphthalin durch Gleichung (3.6) und im Fall von n-Cetan und HMN durch Gleichung (3.7) gegeben. Darin sind  $CZ$  die Cetanzahl,  $\varphi_{Cetan}$  der Volumenanteil in Prozent von n-Cetan und  $\varphi_{HMN}$  von HMN der binären Gemische aus n-Cetan und 1-MN bzw. n-Cetan und HMN [75].

$$CZ = \varphi_{Cetan} \quad (3.6)$$

$$CZ = \varphi_{Cetan} + 0,15 \cdot \varphi_{HMN} \quad (3.7)$$

Die Cetanzahl wird experimentell in einem Prüfmotor oder mithilfe von Messgeräten mit konstantem Brennkammervolumen (englisch: Constant Volume Combustion Chamber,

CVCC) bestimmt. Die standardisierten Verfahren zur Bestimmung der Cetanzahl sowie die zugrunde liegenden Prüfapparaturen sind in Tabelle 13 angeführt.

*Tabelle 13: Prüfmethode zur Bestimmung der Cetanzahl (CZ) im Prüfmotor und in Brennkammern mit konstantem Volumen*

Prüfvorschrift	Prüfgerät	Verfahren	CZ-Bestimmung
DIN EN ISO 5165 [35]	CFR-Prüfmotor	Prüfmotor	direkt
DIN 51773 [36]	BASF-Prüfmotor	Prüfmotor	direkt
DIN EN 15195 [40]	Ignition Quality Tester IQT	CVCC <sup>1)</sup>	abgeleitet
DIN EN 16144 [39]	Fuel Ignition Tester FIT	CVCC <sup>1)</sup>	abgeleitet
ASTM D7668 [10]	Cetane Ignition Delay CID510	CVCC <sup>1)</sup>	abgeleitet

<sup>1)</sup> englisch: Constant Volume Combustion Chamber, Brennkammer mit konstantem Volumen

Da die Prüfmethode im CFR-Prüfmotor das erste Verfahren zur Cetanzahlbestimmung war, gilt sie bis heute als Standardreferenzverfahren [169]. In den CVCC-Messgeräten wird die Cetanzahl über den Zündverzug und eine Korrelationsgleichung bestimmt. Deshalb wird diese als abgeleitete Cetanzahl bezeichnet.

### 3.4.1 Motorische Prüfverfahren

#### CFR-Prüfmotor

Das Verfahren zur Cetanzahlbestimmung im CFR-Prüfmotor wurde erstmals 1941 vorgelegt und ist bis heute in Form der ASTM D613 bzw. ISO 5165 mit kleineren Änderungen gültig [35][169].

In Tabelle 14 sind einige Kenndaten des CFR-Prüfmotors zusammengefasst. Der CFR-Motor besitzt eine Vorkammer mit variablem Volumen, welches über einen Stößel im laufenden Motorbetrieb verändert werden kann. Das effektive Kompressionsverhältnis des Motors wird durch die Änderung des Vorkammervolumens so eingestellt, dass der eingespritzte Kraftstoff einen Zündverzug von 13 ° Kurbelwinkel (°KW) vor dem oberen Totpunkt (OT) aufweist.

Tabelle 14: Kenndaten des CFR-Prüfmotors und Betriebsbedingungen während der Cetanzahlbestimmung [9]

Kenngroße	Einheit	Wert
Zylinderzahl	-	1
Bohrung	mm	82,55
Hub	mm	114,3
Drehzahl	min <sup>-1</sup>	900 ± 9
Kompressionsverhältnis	-	1:8 bis 1:36
Öffnungsdruck Einspritzdüse	bar	103,0 ± 3,4
Ansauglufttemperatur	°C	66 ± 1
Verbrennungsbeginn	-	Oberer Totpunkt (OT)
Zündverzug	°KW	13

Das Kompressionsverhältnis  $\epsilon$  ist gemäß Gleichung (3.8) definiert als das Verhältnis des gesamten Zylindervolumens (Hubvolumen  $V_H$  und Kompressionsvolumen  $V_C$ ) und des Kompressionsvolumens  $V_C$ . Das Kompressionsvolumen ist das Volumen, welches der Brennraum einnimmt, wenn der Kolben den oberen Totpunkt erreicht.

$$\epsilon = \frac{V_H + V_C}{V_C} \quad (3.8)$$

Durch die Änderung des Vorkammervolumens am CFR-Motor wird das Kompressionsvolumen  $V_C$  und somit das Kompressionsverhältnis verändert. Weiter gelten die in Gleichung (3.9) angegebenen Isentropenbeziehungen für eine Kompression vom unteren Totpunkt (UT) zum oberen Totpunkt (OT) mit dem Isentropenkoeffizienten  $\kappa \geq 1$  [109].

$$\epsilon = \left(\frac{p_{OT}}{p_{UT}}\right)^{\frac{1}{\kappa}} = \left(\frac{T_{OT}}{T_{UT}}\right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \quad (3.9)$$

Eine Erhöhung des Kompressionsverhältnisses durch Verringerung des Kompressionsvolumens führt bei konstanten Bedingungen am unteren Totpunkt letztlich zu einer Steigerung des Drucks sowie der Temperatur am oberen Totpunkt. Unter Berücksichtigung des Zusammenhangs zwischen Druck, Temperatur und Zündverzug nach Gleichung (3.3) verkürzt sich durch das höhere Kompressionsverhältnis der Zündverzug. Daraus lässt sich folgern, dass im CFR-Motor das Kompressionsverhältnis für Kraftstoffe mit geringer Cetanzahl und damit geringer Zündwilligkeit erhöht, für Kraftstoffe mit hoher Cetanzahl verringert werden muss, um einen konstanten Zündverzug von 13 °KW zu erhalten. Die Zündwilligkeit des zu testenden Kraftstoffs wird durch den Vergleich des

Kompressionsverhältnisses dieses Kraftstoffs mit dem von Referenzkraftstoffen bekannter Cetanzahl ermittelt. Die Bestimmung der Cetanzahl erfolgt über das in Abbildung 11 schematisch dargestellte Eingabelungsverfahren.

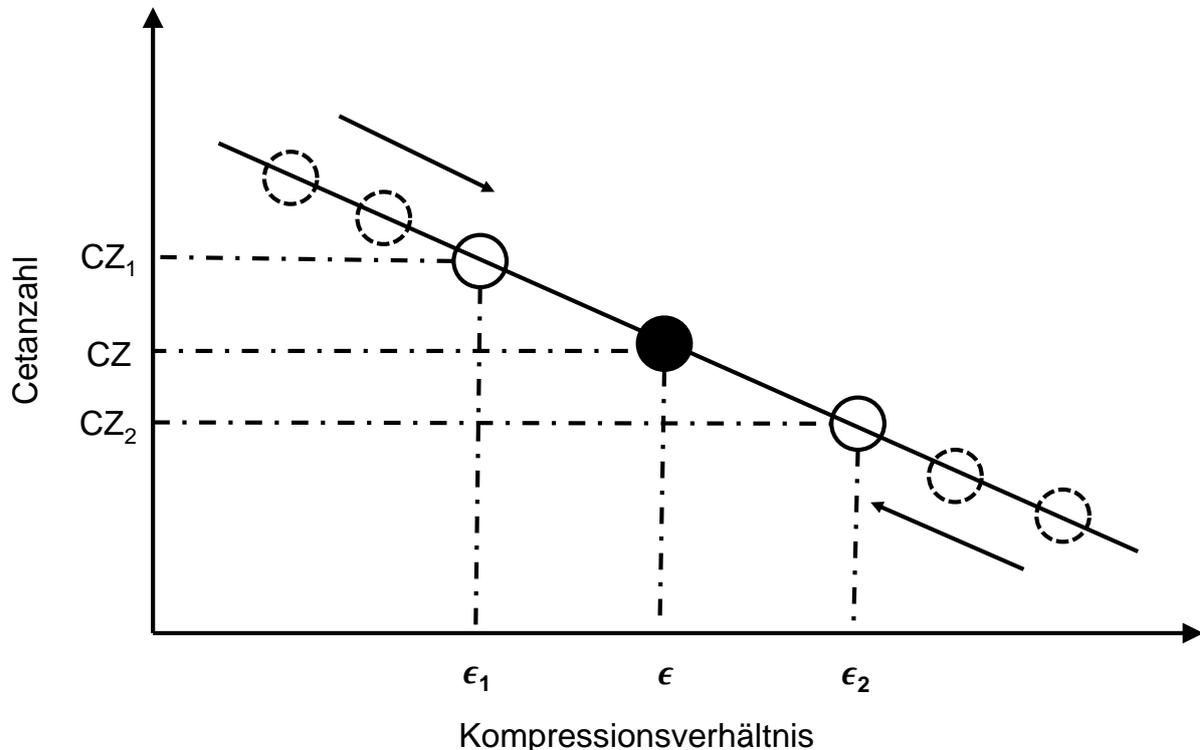


Abbildung 11: Schematische Darstellung der Cetanzahlbestimmung durch das Eingabelungsverfahren anhand des Kompressionsverhältnisses  $\epsilon$

Nach der Messung des zu untersuchenden Kraftstoffs werden zwei Bezugskraftstoffe mit bekannter Cetanzahl ( $CZ_1$  und  $CZ_2$ ) nach dem gleichem Prinzip vermessen. Die Cetanzahl des zu testenden Kraftstoffs wird durch eine lineare Interpolation der bekannten Cetanzahlen über das eingestellte Kompressionsverhältnis  $\epsilon_1$  von Versuchs- und Referenzkraftstoff gemäß Gleichung (3.10) ermittelt [35].

$$CZ = CZ_1 + \frac{\epsilon - \epsilon_1}{\epsilon_2 - \epsilon_1} (CZ_2 - CZ_1) \quad (3.10)$$

Die Verbrennungsbedingungen in einem CFR-Motor entsprechen in etwa dem Schwachlastbetrieb eines realen Vollmotors. Das CFR-Prüfverfahren eignet sich gut zur Beurteilung der Zündwilligkeit von Mitteldestillaten über einen weiten Betriebsbereich und ist in der Praxis etabliert und anerkannt [117].

Nachteilig ist die geringe Vergleichbarkeit bei einer möglichen Abweichung von  $\pm 2,8$  Cetanzahlen ( $CZ$ ) bei einer Cetanzahl von 40 und bis zu  $\pm 4,8$   $CZ$  bei einer Cetanzahl von 56 [35]. Hinzu kommen der hohe Verbrauch an Test- und Bezugskraftstoffen

und die zeitaufwendige Versuchsdurchführung. Weiter entspricht das verwendete Motorprinzip mit Vorkammer und einem geringen Einspritzdruck von ca. 100 bar nicht mehr dem Stand der heutigen Motorentechnik mit Hochdruck-Direkteinspritzung. Dadurch ist eine Vielzahl an Stoffgruppen in einem CFR-Motor nur als Mischung zum Beispiel mit Bezugskraftstoffen untersuchbar. Dabei wird zumeist ein linearer Zusammenhang zwischen der gesuchten Cetanzahl und der Zündwilligkeit der Mischung mit den Bezugskraftstoffen angenommen. Jedoch können bereits geringe Abweichungen in der ermittelten Cetanzahl der Mischung zu großen Fehlern bei der Berechnung der gesuchten Cetanzahl der Reinkomponente führen [169].

### BASF-Prüfmotor

Ein weiteres motorisches Prüfverfahren ist die Bestimmung der Cetanzahl nach DIN 51773 im BASF-Prüfmotor [36]. Der BASF-Prüfmotor ist ein Einzylindermotor mit indirekter Einspritzung. Wichtige Kenndaten sowie Rahmenbedingungen zur Bestimmung der Cetanzahl im BASF-Prüfmotor sind in Tabelle 15 angeführt.

*Tabelle 15: Kenndaten des BASF-Prüfmotors und Betriebsbedingungen während der Cetanzahlbestimmung [36][81]*

Kenngroße	Einheit	Wert
Zylinderzahl	-	1
Bohrung	mm	95
Hub	mm	120
Drehzahl	min <sup>-1</sup>	1000 ± 10
Kompressionsverhältnis	-	1:18,2
Ansauglufttemperatur	°C	20 ± 5
Verbrennungsbeginn	-	Oberer Totpunkt
Zündverzug	°KW	20

Analog zum CFR-Motor erfolgt auch beim BASF-Motor die Zündung am oberen Totpunkt. Der Kraftstoff wird jedoch bereits 20 °KW vor Erreichen des oberen Totpunktes in die Vorkammer des Motors eingespritzt. Der Zündverzug wird über die Drosselung der Ansaugluftmenge angepasst. Durch die Drosselung ändern sich Druck und Temperatur der Ansaugluft und somit die Startbedingungen des Kompressionsvorgangs am unteren Totpunkt. Mit zunehmender Drosselung sinken dabei Druck und Temperatur und damit bei gleichbleibendem Verdichtungsverhältnis auch der Druck und die Temperatur am oberen Totpunkt.

Unter der Prämisse, den Zündverzug konstant bei 20 °KW zu halten, lässt sich somit eine Beziehung zwischen der Zündwilligkeit eines Kraftstoffs und der notwendigen Drosselung der Ansaugluftmenge herstellen. Die Bestimmung der Zündwilligkeit in Form der

Cetanzahl erfolgt analog zum Prüfverfahren im CFR-Motor durch ein Eingabelungsverfahren mit Bezugskraftstoffen. Anstelle des Kompressionsverhältnisses wird die Ansaugluftmenge als Interpolationsgröße verwendet.

Neben dem Eingabelungsverfahren ist die Verwendung einer Bezugskurve ebenfalls zulässig. Wie in Abbildung 13 schematisch dargestellt ist, wird dabei anhand einer Bezugskurve die Ansaugluftmenge am BASF-Motor mit der Cetanzahl korreliert. Die Bezugskurve wird über mindestens fünf Kalibrierpunkte aufgestellt. Zur Kalibrierung werden primäre oder sekundäre Referenzkraftstoffe mit bekannter Cetanzahl verwendet. Der Vorteil ist, dass das kosten- und zeitintensive Eingabelungsverfahren entfällt.

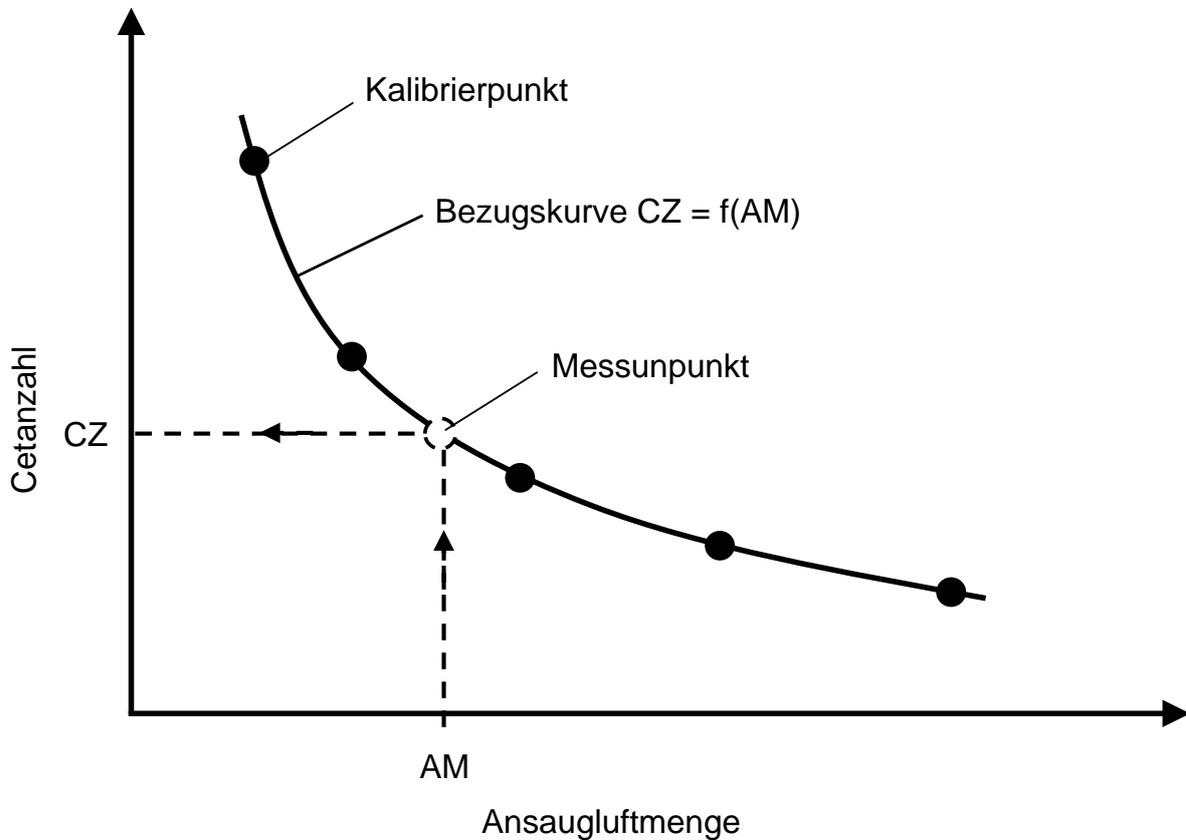


Abbildung 12: Schematische Darstellung einer Bezugskurve zur Bestimmung der Cetanzahl im BASF-Prüfmotor [36]

Die Cetanzahl eines beliebigen Kraftstoffes kann dann anhand der eingestellten Luftmenge, die zu einem Zündverzögerung von 20 °KW mit Zündung am oberen Totpunkt führt, über Gleichung (3.11) berechnet werden [36].

$$CZ = a \cdot AM^2 + b \cdot AM + c \tag{3.11}$$

Das Prüfverfahren mit dem BASF-Motor weist gegenüber dem CFR-Motor mit einer maximalen Abweichung von 1,9 CZ über den gesamten Gültigkeitsbereich eine höhere Präzision auf. Der Anwendungsbereich beschränkt sich laut Norm auf dieselähnliche Kraftstoffe. Unter Berücksichtigung einiger Modifikationen wäre das Verfahren auch bedingt zur Bestimmung der Cetanzahl von Pflanzenölkraftstoff geeignet [36]. Trotz der höheren Präzision ist die Verbreitung des BASF-Prüfverfahrens gering.

### 3.4.2 Prüfverfahren in Messgeräten mit konstantem Brennkammervolumen

Neben den motorischen Prüfmethode existieren Prüfverfahren, welche Messgeräte mit konstantem Brennkammervolumen (englisch: Constant Volume Combustion Chamber, CVCC) verwenden. Wie bei einem Motor wird der Kraftstoff in die Hochdruck- und Hochtemperaturatmosphäre der Brennkammer eingespritzt. Nach Ablauf des Zündverzugs kommt es zur Selbstzündung des Kraftstoff-Luft-Gemisches. Während bei der motorischen Cetanzahlbestimmung der Zündverzug durch Anpassung der Verbrennungsbedingungen konstant gehalten wird, bleiben in den CVCC-Messgeräten die Verbrennungsbedingungen konstant. Dadurch variiert der Zündverzug.

Erste Entwicklungen von Messgeräten mit konstantem Brennkammervolumen zur Bestimmung des Zündverzugs und der Einflüsse darauf können in die erste Hälfte des 20. Jahrhunderts zurückdatiert werden. HELMORE und CODE-HOLLAND [114] entwickelten 1932 eine Apparatur zur Untersuchung des Zündverhaltens von Dieselmotoren, jedoch nur unter atmosphärischer Umgebung. Weitere Entwicklungen folgten in der Mitte des 20. Jahrhunderts durch die Arbeiten von HURN und HUGHES (1952) [83], welche mithilfe ihres Messgeräts einen Zusammenhang zwischen dem gemessenen Zündverzug und der Cetanzahl zeigen konnten.

Die Untersuchungen der Forschergruppe um RYAN am Southwest Research Institute führten zu der Entwicklung des Ignition Quality Tester (IQT), eines Messgeräts mit konstantem Brennkammervolumen zur Zündwilligkeitsbestimmung. Mithilfe des IQT konnte eine Korrelation zwischen dem Zündverzug und der Cetanzahl gefunden werden [134][135][137]. Durch die Advanced Engine Technology, Ltd. wurden das Messgerät und die Versuchsmethode weiterentwickelt [3][4][5][6]. Im Jahr 2003 konnte die erste anerkannte Prüfmethode, ASTM D6890, zur Bestimmung der abgeleiteten Cetanzahl mithilfe eines CVCC-Messgeräts etabliert werden.

Weitere CVCC-Messgeräte zur Bestimmung der abgeleiteten Cetanzahl sind der Fuel Ignition Tester (FIT) von Waukesha mit der zugrunde liegenden Prüfnorm ASTM D7170 bzw. DIN EN 16144 [39] sowie der Cetane Ignition Delay CID 510 von PAC mit der in der ASTM D7668 festgelegten Prüfvorschrift [10]. Eine Gegenüberstellung technischer Merkmale der einzelnen Prüfgeräte und der Anwendungsbereiche der Prüfnormen ist in Tabelle 16 gegeben.

Tabelle 16: Anwendungsbereich und technische Merkmale der Messgeräte zur Bestimmung der abgeleiteten Cetanzahl [10][39][40][52][172]

	IQT	FIT	CID
Prüfnorm	DIN EN 15195	DIN EN 16144	ASTM D7668
kalibrierter Bereich	$33 \leq ACZ \leq 70$	$35 \leq ACZ \leq 60$	$30 \leq ACZ \leq 80$
Korrelationsgleichung	$ACZ = a_1 + \frac{a_2}{\tau}$	$ACZ = \frac{a}{\tau}$	$ACZ = \sum \frac{a_i}{\tau_j^i}$
Kalibrierstoff	n-Heptan	n-Heptan	Mischung aus n-Cetan und HMN, Methylcyclohexan
Kalibrierung	Temperaturanpassung	Temperaturanpassung	Temperatur- und Einspritzdaueranpassung
Kammervolumen in l	$0,213 \pm 0,002$	$0,60 \pm 0,03$	$0,473 \pm 0,005$
Brennkammertemperatur in °C	$545,0 \pm 30$	$510,0 \pm 50,0$	$600,0 \pm 40,0^{1)}$
Fülldruck in bar	$21,37 \pm 0,07$	$24,0 \pm 0,2$	$20,0 \pm 0,2$
Einspritzdüse	Zapfendüse	Einlochdüse	Mehrloch-Common Rail-Magnetventil-Injektor
Einspritzdruck in bar	$179 \pm 4$	330	$1000 \pm 15$

<sup>1)</sup> Hierbei handelt es sich um die Wandtemperatur. Die Innentemperatur der Luft wird nicht gemessen. Sie liegt ca. 60 °C unterhalb der Wandtemperatur [7].

In den CVCC-Messgeräten wird die Zündwilligkeit eines Kraftstoffes über dessen Zündverzug bei konstanten Verbrennungsbedingungen bestimmt. Im Fall der ASTM D7668 wird neben dem Zündverzug der Verbrennungsverzug zur Ermittlung der Cetanzahl hinzugezogen. Über eine Korrelationsgleichung lässt sich aus dem Zündverzug die abgeleitete Cetanzahl berechnen. Die Parameter  $a_i$  der Korrelationsgleichungen sind für jedes Messgerät fest. Sie wurden einmalig anhand sekundärer Referenzkraftstoffe im Abgleich mit den aus den motorischen Prüfverfahren gewonnenen Cetanzahlen bestimmt und können nicht verändert werden.

Zur Gewährleistung der Gültigkeit der Korrelationsgleichung wird das Messgerät mit Kalibrier- oder Prüfstoffen überprüft. Das Messgerät muss für den jeweiligen Kalibrier- oder Prüfstoff einen festgelegten Zündverzug erzielen. Die Veränderung der Solltemperatur der Brennkammer und im Fall der ASTM D7668 zusätzlich der Einspritzdauer ermöglicht die Justierung auf den gewünschten Zünd- und Verbrennungsverzug [10][39][40].

Die Bestimmung der abgeleiteten Cetanzahl findet bei allen CVCC-Messgeräten bei Brennkammerinnentemperaturen zwischen 500 °C und 600 °C und Brennkammerdrücken von 20 bar bis 24 bar statt. Das Einspritzsystem des IQT und FIT ist im Hinblick auf die Düsenbauart und den Einspritzdruck dem des CFR- oder BASF-Prüfmotors ähnlich. Der CID besitzt hingegen einen Mehrloch-Magnetventil-Injektor mit bis zu 1000 bar Ein-

spritzdruck, was dem Einspritzbedingungen moderner Common-Rail-Motoren gleichkommt. Analog zu den motorischen Prüfmethode entsprechen die vorliegenden Verbrennungsbedingungen und Einspritzdrücke im Fall des IQT und FIT denen eines realen Motorbetriebspunktes bei geringer Last.

Mit CVCC-Messgeräten lässt sich die Zündwilligkeit mit einem erheblich geringeren Probenvolumen bestimmen bei gleichzeitiger Reduktion der Versuchszeit auf einen Bruchteil der motorischen Versuche [169]. Die Prüfmethode eignen sich zur Bestimmung der Zündwilligkeit von mineralöl- und nicht-mineralölstämmigen Mitteldestillaten mit und ohne der Beimischung von Zündbeschleunigern oder FAME [10][39][40].

### 3.4.3 Alternative Ansätze zur Bestimmung der Zündwilligkeit

Durch die Firma regineering GmbH wurde 2012 ein Patent zur Bestimmung der Cetanzahl in einem Einzylindermotor mit moderner Common-Rail-Einspritzung angemeldet [84]. In diesem Verfahren korreliert die Höhe der Zündwilligkeit eines Kraftstoffs mit dem Einspritzzeitpunkt, bei dem der Motor unter sonst gleichbleibenden Betriebsbedingungen die maximale Leistung erzielt. Mittels einer Kalibrierkurve, welche über Kraftstoffe mit bekannter Cetanzahl erstellt wird, lässt sich aus dem Zeitpunkt des Einspritzbeginns die Cetanzahl bestimmen. Das Verfahren soll auch zur Bestimmung der Zündwilligkeit von Pflanzenölkraftstoff anwendbar sein. Ergebnisse zur Vergleichbarkeit der ermittelten Zündwilligkeitskennwerte mit etablierten Verfahren sind jedoch nicht bekannt.

HUBER et al. (2013) [81] stellten ein verbessertes Verfahren zur Cetanzahlbestimmung im BASF-Prüfmotor vor. Abweichend zu DIN 51773 wird kein fester Zündverzug definiert, sondern ein Bereich von  $\pm 4$  °KW um den oberen Totpunkt, an dem die Verbrennung beginnen soll. Mithilfe des Arrhenius-Ansatzes aus Gleichung (3.3) zur Bestimmung des Zündverzugs in Abhängigkeit von Druck und Temperatur wird der Kehrwert des Zündverzugs nach Gleichung (3.5) über das Zeitfenster von Beginn der Einspritzung bis zum Beginn der Verbrennung integriert. Der Beginn der Verbrennung wird über die Phasenlage eines festgelegten Energieumsatzpunktes aus dem Brennverlauf ermittelt. Der erreichte Integralwert bei Beginn der Verbrennung wird als kritisches Reaktionsniveau bezeichnet. Jedes kritische Reaktionsniveau entspricht einer definierten Cetanzahl. Die Zuordnung erfolgt über eine Kalibrierung mit Mischungen der beiden primären Referenzkraftstoffe n-Cetan und 1-Methylnaphthalin. Vorteil dieses Verfahrens ist das Entfallen des kosten- und zeitaufwendigen Eingabelungsverfahrens. Ferner ermöglicht das Vorgehen eine vereinfachte Betriebsweise. Das Verfahren ist durch eine geeignete Kraftstoffkonditionierung auch auf Pflanzenölkraftstoff anwendbar. Eine standardisierte Prüfmethode existiert jedoch nicht [82].

SEIDENSPINNER et al. (2015) [139] entwickelten am sogenannten Advanced Fuel Ignition Delay Analyser (AFIDA), einem CVCC-Messgerät, eine neuartige Methodik zur Bestimmung der Cetanzahl. In Anlehnung an die bereits bekannten Methoden in CVCC-Messgeräten wird bei konstanten Betriebsbedingungen der Zündverzug über ein fest definiertes Zündverzugskriterium bestimmt. Über den Zündverzug lässt sich aus einer Korrelationsgleichung die Zündwilligkeit berechnen.

Im Gegensatz zu den bisherigen Verfahren in CVCC-Messgeräten zur Bestimmung der abgeleiteten Cetanzahl sind die Parameter der Korrelationsgleichung nicht festgeschrieben. Die Parameter werden durch eine Kalibrierung mit Kraftstoffmischungen aus n-Cetan und 1-Methylnaphthalin bestimmt. Dabei wird der Zündverzögerung der Mischungen mit deren definitionsgemäßer Cetanzahl korreliert.

Mithilfe des Zündverzögerung eines beliebigen Kraftstoffs lässt sich schließlich dessen Zündwilligkeit bestimmen. Da die Cetanzahlbestimmung im direkten Vergleich mit dem Zündverhalten der primären Referenzkraftstoffe erfolgt, wird der resultierende Zündwilligkeitswert als generische Cetanzahl (GCZ) bezeichnet. Der Zusammenhang zwischen dem Zündverzögerung, der Korrelationsgleichung sowie der generischen Cetanzahl ist exemplarisch in Abbildung 13 dargestellt.

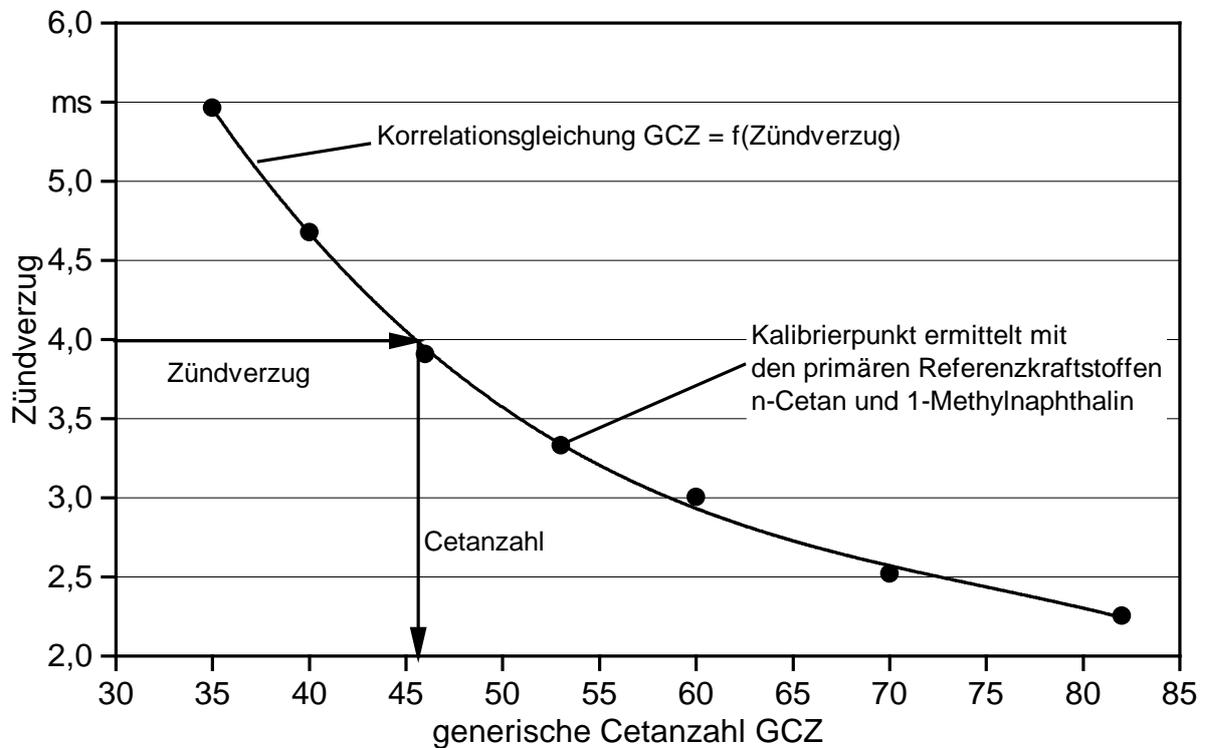


Abbildung 13: Schematische Darstellung des Vorgehens zur Bestimmung der generischen Cetanzahl anhand des Zündverzögerung und mithilfe einer Korrelationsgleichung

Erste Vergleichsmessungen deuten auf eine gute Übereinstimmung mit motorisch bestimmten Cetanzahlen hin. Die Betriebsparameter waren dabei auf eine Brennkammertemperatur von 650 °C, einem Brennkammerdruck von 10 bar und einem Einspritzdruck von 1000 bar festgelegt [139]. Das Verfahren wurde durch die Analytik-Service Gesellschaft mbH und SetaAnalytics weiterentwickelt und soll im weiteren Verlauf standardisiert werden [144].

Der Vorteil der Methodik zur Bestimmung der generischen Cetanzahl ist vor allem darin zu sehen, dass sie auch auf andere Messgeräte oder Betriebspunkte übertragbar ist. Durch den direkten Vergleich der Zündwilligkeit eines Kraftstoffs mit dem primärer Referenzkraftstoffe lässt sich geräte- oder betriebspunktspezifisch eine Korrelationsgleichung zur Bestimmung der generischen Cetanzahl aufstellen und letztere bestimmen. Voraussetzung ist dabei, dass für die jeweils verwendeten Kraftstoffe geeignete Betriebspunkte und Zündverzugs-kriterien ausgewählt werden.

### 3.5 Bestimmung der Zündwilligkeit von Pflanzenölkraftstoff

Die beschriebenen Prüfmethode sind überwiegend für die Zündwilligkeitsbestimmung von Kraftstoffen mit physikalischen Eigenschaften ähnlich denen von Mitteldestillaten und einem erreichbaren Zündverzug innerhalb der Prüfgrenzen geeignet. Für Kraftstoffe, deren Stoffeigenschaften stark von denen herkömmlicher Dieselmotorkraftstoffe abweichen, sind die bekannten Prüfverfahren dagegen nur bedingt anwendbar. Speziell Pflanzenöl als Kraftstoff ist aufgrund seiner hohen Viskosität und des höheren Siedebereichs nicht in den motorischen Prüfverfahren einsetzbar.

Dennoch wurden vereinzelt die Cetanzahlen von Pflanzenöl durch Verwendung von Mischungen oder adaptierten Prüfverfahren bestimmt. Tabelle 17 fasst die nach verschiedenen Messmethoden ermittelten Cetanzahlen ausgewählter Pflanzenöle zusammen.

Tabelle 17: In unterschiedlichen Messgeräten ermittelte Cetanzahlen verschiedener Pflanzenöle

Pflanzenöl	CFR Prüfmotor <sup>1)</sup> [64]	CFR Prüfmotor <sup>2)</sup> [31][105]	BASF Prüfmotor <sup>3)</sup> [96]	Fuel Ignition Tester [62]	Fuel Ignition Tester <sup>4)</sup> [43]
Kokosnussöl	-	50,3	58,8	-	-
Palmöl	-	-	58,6	-	56,5
Baumwollsaatöl	41,8	33,7	-	-	-
Rapsöl	37,6	37,5	50,6	49,0	44,5
Sonnenblumenöl	37,1	36,7	48,2	37,0	42,6
Sojaöl	37,9	38,1	-	36,0	41,2
Leinöl	34,6	27,6	-	-	-

<sup>1)</sup> visuelle Detektion des Brennbeginns <sup>2)</sup> ASTM D613 <sup>3)</sup> Eins-zu-eins-Mischung mit Dieselmotorkraftstoff

<sup>4)</sup> Anpassungen im Prüfverfahren gemäß DIN 51605

Die Zündwilligkeit der angeführten Pflanzenöle untereinander ergibt unabhängig von der Messmethode ein nahezu konsistentes Bild. Kokosnussöl weist die höchste Zündwilligkeit auf, während sie in der in der Tabelle angegebenen Reihenfolge von oben nach unten kontinuierlich bis zu Leinöl abnimmt. Diese Einordnung der Zündwilligkeit einzelner

Pflanzenöle stimmt überein mit den Erkenntnissen aus den Untersuchungen zum Einfluss des Aufbaus von Fettsäuren, Fettsäuremethylestern und Triglyceriden auf deren Zündwilligkeit.

FREEDMAN et al. (1990) [61] untersuchten den Einfluss der Molekülstruktur von Triglyceriden auf die Cetanzahl in einer Verbrennungsbombe. Mit zunehmender Kettenlänge der Fettsäurereste nahm die Zündwilligkeit der gesättigten Triglyceride ab. Dies steht im Gegensatz zu den Erkenntnissen bei linearen Kohlenwasserstoffen, bei welchen die Zündwilligkeit mit steigender Kettenlänge zunimmt. Als Begründung für diesen gegensätzlichen Trend nannte FREEDMAN vornehmlich die Auswirkung der steigenden Viskosität mit zunehmender Kettenlänge auf den physikalischen Teil des Zündverzugs. Der Einfluss von Doppelbindungen auf die Cetanzahl korrelierte mit den Erkenntnissen des Zündverhaltens von ungesättigten Kohlenwasserstoffen. Mit zunehmender Anzahl an Doppelbindungen nimmt die Cetanzahl ab. EMBERGER et al. (2015) [52] analysierte das Zündverhalten verschiedener Pflanzenöle in einem Fuel Ignition Tester. Auch hier konnte gezeigt werden, dass mit steigender Anzahl an Doppelbindungen die Zündwilligkeit abnimmt. Der Einfluss der Kettenlänge war weniger stark ausgeprägt, zeigte aber denselben Trend wie bei FREEDMAN et al. (1990) [61].

Während die Einordnung der Zündwilligkeit der Pflanzenöle untereinander konsistent ist, weicht die Höhe der Cetanzahl für die gleiche Art an Pflanzenöl in Abhängigkeit der angewandten Messmethode teilweise sehr stark voneinander ab. Allgemein ergeben sich vor allem im CFR-Motor niedrigere Cetanzahlen als in den CVCC-Messgeräten mit Kraftstoffvorwärmung. Die im CFR-Motor ermittelte Cetanzahl von Rapsöl liegt bei 37,6, während in den Untersuchungen von KRÜMLING (1997) [96] eine Cetanzahl von 50,6 mithilfe einer Mischung mit Dieselmotor im BASF-Motor erzielt wurde. Untersuchungen von WIDMANN (1992) [164] an einem modifizierten BASF-Prüfmotor zeigten für Rapsöl hingegen eine durchschnittliche Cetanzahl von 39,3 auf. Die in Messgeräten mit konstanten Brennkammervolumen bestimmte und angeführte abgeleitete Cetanzahl von Rapsöl variiert zwischen 45 und 49. In den Untersuchungen von REMMELE (2002) [129] und ATTENBERGER und REMMELE (2003) [13] lagen die abgeleiteten Cetanzahlen von Rapsöl im Bereich von 37 bis 43. Es ergibt sich eine Bandbreite von 13,1 Cetanzahlen, was im Gegensatz zu einer verlässlichen Zündwilligkeitsbestimmung steht. Auch für die weiteren angeführten Pflanzenöle ergeben sich Abweichungen von mehreren Cetanzahlen. Ferner liegen nicht nur größere Abweichungen zwischen den unterschiedlichen Messgeräten vor, sondern auch für gleiche Messgeräte. Für Baumwollsaatöl konnte im CFR-Prüfmotor einmal eine Cetanzahl von 41,8, ein weiteres Mal von 33,7 ermittelt werden. Der Unterschied in den angegebenen abgeleiteten Cetanzahl im Fuel Ignition Tester von Sonnenblumenöl liegt bei 5,6 Cetanzahlen. Die Abweichungen lassen sich auf eine eventuell unzureichende Kraftstoffqualität, eine fehlende Vorkonditionierung des Kraftstoffs durch Vorwärmung sowie auf für das Pflanzenöl ungünstige Betriebsbedingungen zurückführen.

So weist BIRKNER (1995) [18] darauf hin, dass die Cetanzahlbestimmung im Prüfmotor nur durch Ansaugluft- und Kraftstoffvorwärmung möglich ist. Untersuchungen von SIEBERS (1985) [141] zeigten, dass durch Anheben des Drucks oder der Temperatur im

Brennraum die Cetanzahl von Sonnenblumenöl gesteigert werden kann. VAITILINGOM et al. (1991) [150] legen in ihren Untersuchungen an einem BASF-Prüfmotor dar, dass durch ein Anheben der Ansauglufttemperatur die Zündwilligkeit reiner Pflanzenöle stark ansteigt und die Werte des Referenzdieselmotors unter normalen Testbedingungen erreicht. Auch bei WIDMANN et al. (1992) wurden der Einspritzdruck und die Kraftstofftemperatur angehoben, um die Zündwilligkeit von Rapsöl zu begünstigen.

HEMMERLEIN et al. (1991) [72] konnten zeigen, dass trotz der geringeren, im Prüfmotor ermittelten Cetanzahlen von Rapsöl sich das Zünd- und Verbrennungsverhalten im Vollmotor kaum unterscheidet. Dieses Verhalten lässt sich auch in weiteren Untersuchungen an Vollmotoren wiederfinden.

LABECKI et al. (2012) [99][100] führten Versuche an einem direkt einspritzenden Vierzylindermotor bei niedriger Last und mittlerer Drehzahl mit reinem Rapsöl sowie Mischungen aus Rapsöl und Diesel durch. Es konnte gezeigt werden, dass die Beimischung von 30 % Volumenanteil an Rapsöl zu keiner merklichen Änderung im Brennbeginn führte. Die Brenndauer stieg hingegen um 14 % an. Dabei blieb die Dauer der vorgemischten Verbrennung konstant, während sie für den mischungskontrollierten Teil zunahm. Die Steigerung des Einspritzdrucks von 800 bar auf 1200 bar bei gleichbleibendem Einspritztiming verkürzte den Zündverzug von Rapsöl und dessen Mischung mit Dieselmotorkraftstoff. Gleichzeitig nahm die freigesetzte Wärmemenge in der vorgemischten Verbrennungsphase zu. Die Brenndauer von Rapsöl und dessen Mischungen mit Diesel war jedoch im Vergleich zu reinem Dieselmotorkraftstoff stets höher. Die längeren Brenndauern wurden auf die höhere Viskosität und die schlechten Verdampfungsseigenschaften des Pflanzenöls zurückgeführt. Dadurch verlängert sich die Dauer der Gemischbildung. Dies führt folglich zu einer geringeren vorgemischten und einer längeren mischungskontrollierten Phase der Wärmefreisetzung. Da letztere Brennphase eine geringere Umsetzungsrate aufweist, verlängert sich insgesamt die Brenndauer.

Auch RAKOPOULOS (2012) [125], RAKOPOULOS et al. (2006) [123], RAKOPOULOS et al. (2010) [124], RAKOPOULOS et al. (2011) [126] und RAKOPOULOS et al. (2014) [127] zeigten, dass während des Zündverzugs weniger Pflanzenöl zu einem reaktionsfähigen Gemisch aufbereitet wird. Dadurch nimmt die Diffusionsbrenndauer in Bezug auf die vorgemischte Verbrennung zu. Ferner wurde konstatiert, dass der Zündverzug bei Verwendung von Pflanzenöl im Vergleich zu Mischungen von Pflanzenöl mit Dieselmotorkraftstoff kaum einen Unterschied aufweist. DAHO et al. (2013) [29] untersuchten das Zündverhalten von Baumwollsaatöl im Vergleich zu Diesel in einem Einzylindermotor mit Direkteinspritzung. Bei Motorlasten kleiner 50 % wurde der Zündverzug des Pflanzenöls im Vergleich zu Diesel länger. Der Autor begründete dies mit dem schlechteren Verdampfungsverhalten aufgrund der geringen Zylindergastemperaturen. Mit zunehmender Last nimmt die Gastemperatur zu. Dies begünstigt das Verdampfungsverhalten und durch eine schnellere Gemischaufbereitung verkürzt sich der Zündverzug. Auch die Untersuchungen von HARNDORF et al. (2008) [68] zeigten, dass bei geringen Motorlasten sich das Verbrennungsverhalten von Rapsöl im Vergleich zu Dieselmotorkraftstoff aufgrund des schlechteren Verdampfungsverhaltens verschlechtert.

Einen Beitrag zur Verbesserung der Verbrennung von Rapsöl bei geringen und mittleren Lasten können Li et al. (2015) [103] zufolge ein Anheben des Einspritzdrucks sowie ein optimales Einspritztiming leisten. Dabei führt vor allem der höhere Einspritzdruck zu einer besseren Kraftstoffzerstäubung und damit verbunden zu einer intensiveren und kürzeren Verbrennung.

Das Zündverhalten von Diesel und Rapsöl wurde von NWAFOR (2004) [119] und NWAFOR et al. (2000) [120] in einem indirekt einspritzenden Motor untersucht. Auch hier wurde ein, im Vergleich zu Diesel, stärker lastabhängiges Zündverhalten von Rapsöl festgestellt. Bei allen Vergleichen lag der Zündverzögerung des Rapsöls über dem von Diesel, was jedoch auf die Motorbauart zurückgeführt werden kann. Wandanlagerungseffekte und hohe Wärmeverluste in der Vorkammer sowie zu geringe Kompressionsenddrücke und Endtemperaturen verschlechtern die Zündbedingungen.

Die starke Abhängigkeit des Zündverhaltens von Pflanzenöl von den motorischen Betriebsbedingungen sowie die Unzulänglichkeiten, mit existierenden Prüfmethode die Cetanzahl von Pflanzenöl verlässlich zu bestimmen, führt zu Bestrebungen, angepasste Prüfverfahren zur Bestimmung der Cetanzahl von Pflanzenölkraftstoff zu entwickeln.

KRÜMMLING (1997) [96] entwickelte ein Prüfverfahren auf Basis eines pflanzenöлтаuglichen Einzylinder-Prüfmotors, welches jedoch keine weitere Anwendung fand. Durch das speziell für Pflanzenölkraftstoff angepasste Prüfverfahren konnten auch hier höhere Zündwilligkeitswerte für Pflanzenölkraftstoff im Vergleich zu den zum Beispiel in CFR-Motoren ermittelten Werten gefunden werden.

ATTENBERGER und REMMELE (2003) [13] untersuchten die Anwendbarkeit des Fuel Ignition Tester zur Bestimmung der Cetanzahl von Pflanzenölkraftstoff. Sie zeigten, dass durch Anpassung der Brennkammerparameter und einer stärkeren Kraftstoffvorwärmung die abgeleitete Cetanzahl für Pflanzenölkraftstoff ermittelt werden kann. Die Ergebnisse führten mit zur Aufnahme eines adaptierten Prüfverfahrens nach DIN EN 16144 bzw. DIN EN 15195 in die Normen für Rapsölkraftstoff DIN 51605 bzw. Pflanzenölkraftstoff DIN 51623. Die Anpassungen sehen dabei eine Brennkammertemperatur von 530 °C, einen Brennkammerdruck von 22 bar und eine Kraftstofftemperatur von 75 °C vor. Die Bestimmung der abgeleiteten Cetanzahl erfolgt über eine Kalibrierkurve, die anhand von sekundären Referenzkraftstoffen für den Cetanzahlbereich von 40 bis 60 aufgestellt wird.

Aufgrund fehlender Ringversuchsdaten mit Pflanzenölkraftstoff liegen keine Angaben bezüglich der Präzision des adaptierten Prüfverfahrens vor. Ferner konnte bislang für Pflanzenölkraftstoff nach DIN 51623 kein unterer Grenzwert der abgeleiteten Cetanzahl festgelegt werden, während er für Rapsölkraftstoff auf einen Wert von 40 festgeschrieben wurde. Als nachteilig ist auch der kalibrierte Messbereich des adaptierten Prüfverfahrens auf einen Bereich von  $40 \leq ACZ \leq 60$  anzusehen. Wie in Tabelle 17 dargestellt wurde, können ungesättigte Pflanzenöle wie zum Beispiel Sonnenblumenöl oder Sojaöl durchaus Cetanzahlen kleiner 40 und damit außerhalb des vorgesehenen Kalibrierbereichs aufweisen [43][44]. Weiter sind die Angaben zur Anpassung des Prüfverfahrens primär auf das Prüfverfahren DIN EN 15195 im IQT bezogen, wengleich weitere Mess-

geräte prinzipiell zugelassen sind. Jedoch ist nicht bekannt, dass es am IQT weder eine Möglichkeit der Kraftstofftemperierung noch der Änderung der Betriebsparameter gibt. Somit wären die vorgeschlagenen Änderungen der Prüfmethode nach DIN 51605 bzw. DIN 51623 am IQT nicht möglich.

Während die motorischen Prüfverfahren die Zündwilligkeit von Pflanzenölkraftstoff als zu gering einstufen, weisen die angepassten Prüfverfahren in den CVCC-Messgeräten einen zu geringen kalibrierten Bereich auf. Ferner erfasst kein Prüfverfahren das aus Feld- und Prüfstandversuchen bekannte, starke lastabhängige Zündverhalten von Pflanzenölkraftstoff. Es lässt sich somit festhalten, dass speziell für Pflanzenöle keine verlässliche Prüfmethode zur Bestimmung der Zündwilligkeit existiert. Dies wäre aber zum Beispiel aus Sicht der Motorenhersteller eine wichtige Voraussetzung zur Auslegung von Motorkomponenten oder Motorsteuergeräten.

## 4 Zielstellung

Die Untersuchung des Zünd- und Verbrennungsverhaltens alternativer Kraftstoffe im Vergleich zu primären Cetanzahl-Referenzkraftstoffen soll dazu beitragen, die Zündwilligkeit alternativer Kraftstoffe, vornehmlich Pflanzenöl, verlässlicher bestimmen zu können. Dabei sollen neben Pflanzenöl weitere alternative Kraftstoffe untersucht werden. Die Auswahl der Kraftstoffe soll dahingehend erfolgen, dass ein möglichst großer Bereich an Stoffgruppen, die für die Anwendung im Dieselmotor geeignet sind, abgedeckt wird. Die Analyse des Zünd- und Verbrennungsverhaltens soll am Advanced Fuel Ignition Delay Analyser (AFIDA) erfolgen. Der AFIDA ist ein neuartiges Messgerät mit konstantem Brennkammervolumen und einem modernen Hochdruck-Einspritzsystem mit Piezoinjektor und kann die Verbrennungsbedingungen von modernen Motoren nachbilden.

In einem ersten Schritt soll untersucht werden, wie die physikalischen Stoffeigenschaften von Pflanzenöl das Einspritz- und Zündverhalten im Vergleich zu konventionellem Dieselmotorkraftstoff ändern.

In einem zweiten Schritt sollen am AFIDA Parametervariationen durchgeführt werden, um den Einfluss von Brennkammertemperatur und -druck sowie des Einspritzparameters auf das Zünd- und Verbrennungsverhalten verschiedener Kraftstoffe herauszuarbeiten. Die Analyse des Zünd- und Verbrennungsverhaltens soll dabei im Abgleich mit dem primären Referenzkraftstoff zur Zündwilligkeitsbestimmung erfolgen.

Aus den daraus gewonnenen Erkenntnissen soll ein Betriebsbereich ausgewählt werden, in welchem die Bestimmung der Zündwilligkeit alternativer Kraftstoffe möglich ist. Die Zündwilligkeitsbestimmung soll dabei in Form der generischen Cetanzahl erfolgen. Anhand von Kraftstoffen mit bekannter und verifizierter Cetanzahl sollen die im AFIDA ermittelten Cetanzahlen validiert werden. Mithilfe der gewonnenen Zündwilligkeit soll die Abhängigkeit der Cetanzahl alternativer Kraftstoffe von den gewählten Betriebsparametern untersucht und die Anwendbarkeit bereits verfügbarer Prüfverfahren eingeschätzt werden.

Aufbauend auf den Ergebnissen soll ein neuer Ansatz für eine Prüfmethode zur Bestimmung der Zündwilligkeit von Pflanzenölkraftstoff erarbeitet werden. Da sich bereits aus dem Stand des Wissens ein großer Einfluss der Einspritz- und Verbrennungsbedingungen auf die Zündwilligkeit von Pflanzenölkraftstoff erwiesen hat, soll der Einfluss dieser Parameter berücksichtigt werden. Dazu soll ein Kennzahlensatz definiert werden, der die Zündwilligkeit von Pflanzenölkraftstoff an mindestens zwei Betriebspunkten beschreibt. Als Betriebspunkte im AFIDA sollen dem realen Motorbetrieb gleichende Bedingungen bei Leerlauf oder Schwachlast sowie unter Volllast dienen.

Abschließend sollen die gefundenen Zusammenhänge zum Zündverhalten von Pflanzenölkraftstoff im Vergleich zu einem Referenzkraftstoff an einem Vollmotor validiert werden.



## 5 Material und Methoden

Das Vorhaben gliedert sich in zwei Teile. Im ersten Teil wird an einem Messgerät mit konstantem Brennkammervolumen das Zünd- und Verbrennungsverhalten der Kraftstoffe untersucht und eine Methode zur Bestimmung der Zündwilligkeit abgeleitet. Im zweiten Teil werden die gefundenen Zusammenhänge zur Zündwilligkeit der Pflanzenölkraftstoffe an einem Vollmotor am Traktorenprüfstand des TFZ überprüft.

### 5.1 Analyse des Zünd- und Verbrennungsverhaltens und Bestimmung der Zündwilligkeit

Zur Analyse des Zünd- und Verbrennungsverhaltens wird ein Messgerät mit konstantem Brennkammervolumen (englisch: Constant Volume Combustion Chamber, CVCC) verwendet. Ein CVCC-Messgerät kann als vereinfachte Nachbildung eines Motors betrachtet werden. Dabei beschränkt sich das Messgerät auf die Abbildung aller für die Verbrennung relevanten Systemkomponenten. Abbildung 14 zeigt ein Systemmodell zur Untersuchung des Zünd- und Verbrennungsverhaltens in einem CVCC-Messgerät.

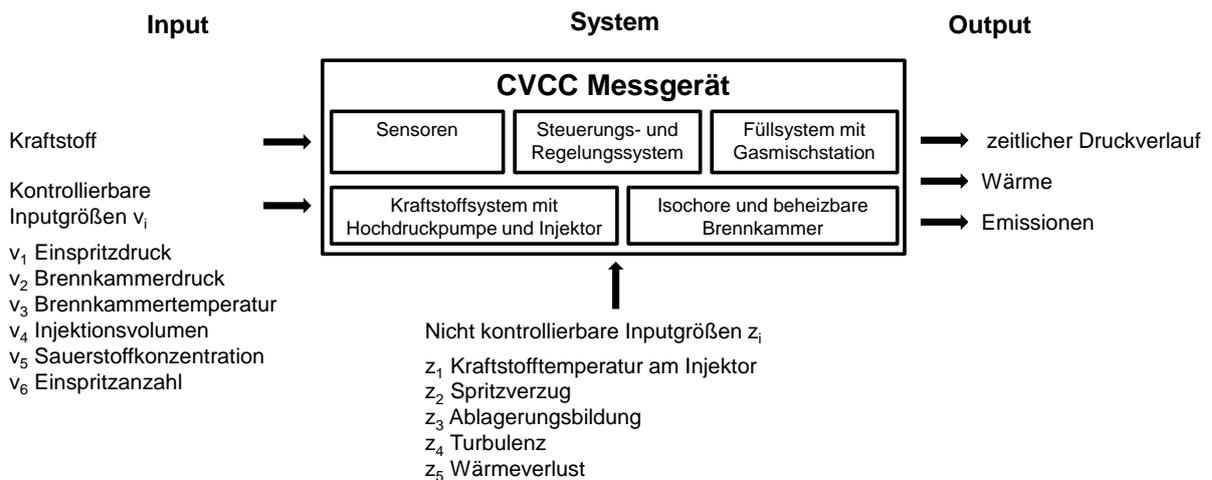


Abbildung 14: Systemmodell zur Analyse des Zünd- und Verbrennungsverhaltens an einem Messgerät mit konstantem Brennkammervolumen (CVCC)

Eine der Hauptkomponenten des Systems ist die isochore und beheizbare Brennkammer, welche über ein Füllsystem mit Verbrennungsluft gefüllt wird. Das Kraftstoffsystem besteht aus einem Kraftstoffreservoir, aus welchem über eine Hochdruckpumpe der Kraftstoff entnommen wird und mittels eines Injektors in die Brennkammer eingespritzt wird. Der Verbrennungsablauf im Inneren der Brennkammer wird zum Beispiel über einen Drucksensor erfasst, während weitere Sensoren zur Steuerung und Regelung des Gesamtsystems dienen. Neben dem Kraftstoff gibt es verschiedene kontrollierbare Eingangsgrößen wie zum Beispiel Druck und Temperatur in der Brennkammer oder Einspritzparameter. Dagegen gibt es Eingangsgrößen wie den Wärmeverlust, welche nicht

kontrollierbar sind. Sowohl kontrollierbare als auch nicht kontrollierbare Größen nehmen Einfluss auf das System und den resultierenden Ausgangsgrößen zur Beschreibung der Verbrennung.

Da es sich bei einem CVCC-Messgerät nur um ein vereinfachtes Abbild der Brennkammer eines Motors handelt, ergeben sich einige grundlegende Unterschiede in den Ein- und Ausgangsgrößen.

Aufgrund der fehlenden Hubkolbenbewegung verringert sich die Ladungsbewegung im Inneren der Brennkammer eines CVCC-Messgeräts im Vergleich zur motorischen. Dadurch ergibt sich ein geringerer Grad an Turbulenz zum Zeitpunkt der Einspritzung, was wiederum eine Auswirkung auf die Gemischbildung haben kann. Weiter liegt ein grundlegender Unterschied in der Art der Konditionierung der Brennkammer vor. Während im Motor Druck und Temperatur durch Kompression des Zylindervolumens angehoben werden, wird dies im CVCC-Messgerät über beheizte Kammerwände und Druckbeaufschlagung bewerkstelligt. Dabei können im CVCC-Messgerät oftmals die hohen Drücke und Temperaturen eines Motors am Kompressionsende unter Volllast nicht dargestellt werden. Um den maximalen Druckanstieg während der Verbrennung zu begrenzen und eine zu starke Benetzung der Brennkammerwände mit flüssigem Kraftstoff zu verhindern, sind ferner die Brennkammervolumina der CVCC-Messgeräte meist größer als das Kompressionsvolumen im Motor.

Trotz dieser Unterschiede zwischen CVCC-Messgerät und Vollmotor gibt es eine Reihe an Vorteilen, die für die Verwendung dieser Messgeräte zur Analyse des Zünd- und Verbrennungsverhaltens sprechen:

- Einfacher Versuchsaufbau
- Geringer Bedarf an Kraftstoffvolumina
- Möglichkeit der Kraftstoffvorkonditionierung
- Frei einstellbare, konstante und wiederholbare Randbedingungen zum Zeitpunkt der Kraftstoffeinspritzung

Dadurch lassen sich die Einflüsse auf das Zünd- und Verbrennungsverhalten eines Kraftstoffs genauer analysieren und Unterschiede zwischen verschiedenen Kraftstoffen lassen sich besser aufzeigen. Ferner lassen sich bereits aus diesen Versuchen Rückschlüsse auf das zu erwartende Verbrennungsverhalten im Motor schließen und vorab eine gezielte Anpassung der Motorparameter vornehmen. Aus diesen Gründen wurde auch in den vorliegenden Untersuchungen der Advanced Fuel Ignition Delay Analyser (AFIDA), ein neuartiges CVCC-Messgerät, verwendet.

### **5.1.1 Advanced Fuel Ignition Delay Analyser (AFIDA)**

Der AFIDA ist ein Messgerät mit konstantem Brennkammervolumen zur automatisierten Bestimmung des Zündverhaltens von Kraftstoffen. Der AFIDA wurde von der Analytik-Service Gesellschaft mbH, Deutschland, entwickelt. Im Gegensatz zu den AFIDIA-

Messgeräten, die zur routinemäßigen Cetanzahlanalyse bestimmt sind und feste, voreingestellte Betriebsparameter aufweisen, wurde für diese Versuche ein Forschungsgerät mit frei einstellbaren Betriebsparametern verwendet. Abbildung 15 bildet schematisch die Hauptkomponenten des Systems ab.

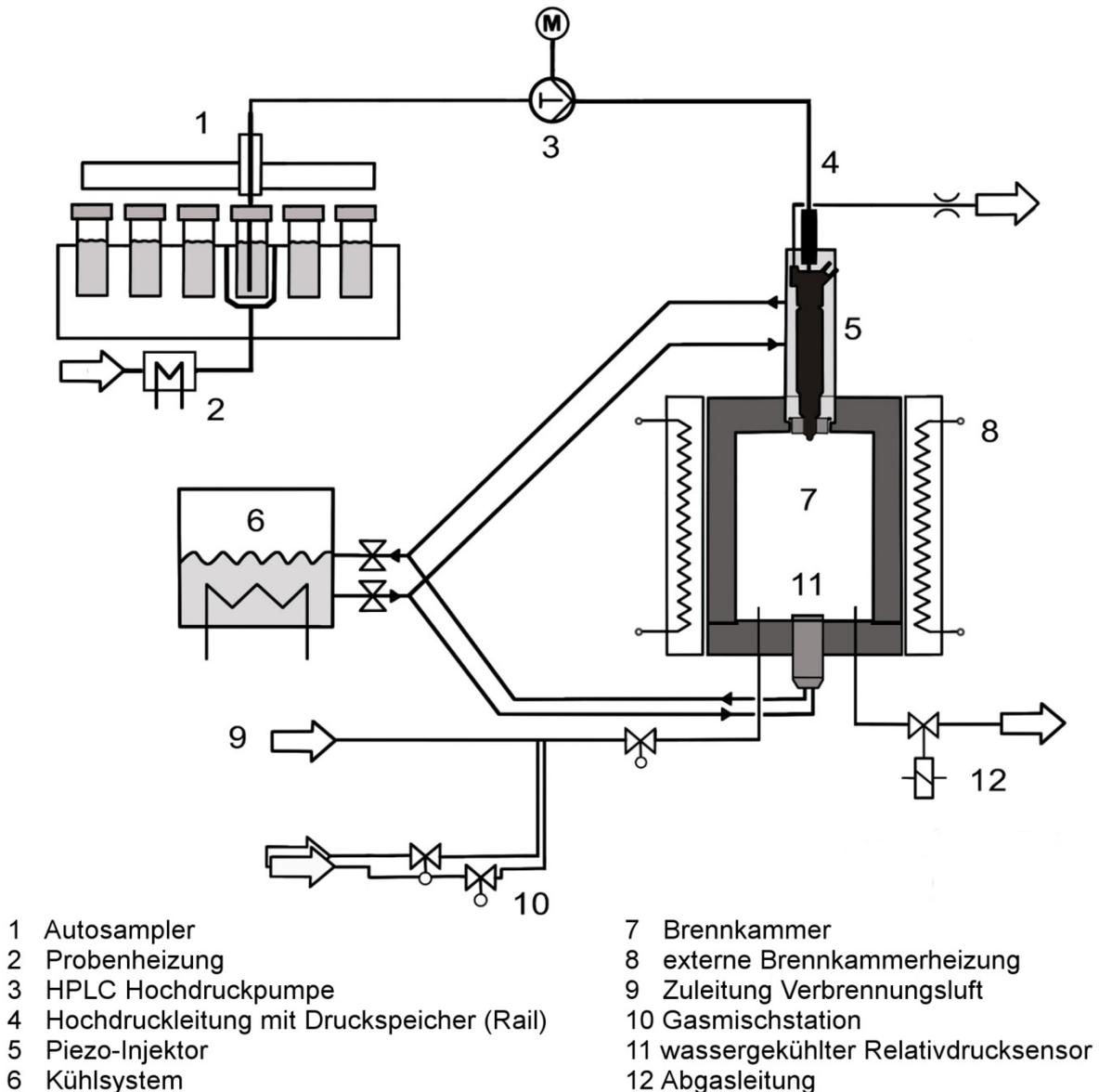


Abbildung 15: Schematische Skizze des Advanced Fuel Ignition Delay Analyser

Der AFIDA besitzt eine zylindrische Brennkammer mit einem Volumen von 0,390 l, welche über elektrische Heizelemente von außen beheizt wird. Die Druckbeaufschlagung der Brennkammer erfolgt über Gasflaschen. Es können dabei zwei verschiedene Gase über eine Mischstation gemischt werden. Das Einspritzsystem besteht aus einer HPLC-Hochdruckpumpe, beheizten Kraftstoffleitungen und einem gekühlten Mehrloch-Piezoinjektor. Der Kraftstoff kann mit bis zu 1200 bar in die Hochdruck- und Hochtemperaturatmosphäre der Brennkammer eingespritzt werden. Ein Autosampler bietet Platz für

bis zu 16 Kraftstoffprobengefäßen (Vial) und ermöglicht eine voll automatisierte Versuchsdurchführung. Mit einer konvektiven Probenheizung können die Kraftstoffproben am Autosampler vorgewärmt werden. Dadurch lassen sich auch hochviskose Kraftstoffe wie zum Beispiel Pflanzenöl als Kraftstoff einsetzen. In Tabelle 18 sind die vom Anwender frei einstellbaren Betriebsparameter und deren Grenzen angeführt.

*Tabelle 18: Einstellbare Parameter am AFIDA und deren Betriebsbereich*

Parameter	Einheit	Grenzen
Brennkammerdruck	bar	5,0–50,0
Temperatur der Brennkammerluft	K	723–973
Einspritzdruck	bar	500–1200
Ansteuerdauer Injektor	ms	0,5–1,60
Anzahl an Einzeleinspritzungen	-	1–4
Kühlmitteltemperatur	K	333–363
Kraftstofftemperatur am Autosampler	K	298–363

Die innere Brennkammertemperatur wird über zwei Thermolemente vom Typ K überwacht. Die Thermolemente befinden sich im Inneren der Brennkammer und stehen im direkten Kontakt mit der Verbrennungsluft. Die Abweichung zwischen dem Soll- und Istwert liegt innerhalb von  $\pm 0,4$  K. Die Druckbeaufschlagung der Brennkammer wird durch einen Massenflusssensor und einen Drucksensor gesteuert. Der vom Benutzer eingestellte Druck wird mit einer Genauigkeit von  $\pm 1$  % des Sollwertes erreicht. Die Änderungen des relativen Brennkammerdrucks werden über einen wassergekühlten piezoelektrischen Drucksensor vom Typ Kistler 6041B aufgezeichnet. Die Aufzeichnungsfrequenz beträgt 250 kHz, was einem Zeitintervall von 0,004 ms entspricht. Die Aufzeichnung des Drucksignals beginnt mit der Ansteuerung des Injektors und erfolgt für mindestens 40 ms.

Eine Messung beginnt mit der Spülung des Kraftstoffsystems mit dem zu testenden Kraftstoff. Die Messung startet, sofern sich Brennkammertemperatur und -druck auf den voreingestellten Sollwerten eingependelt haben. Jede Testsequenz besteht aus 14 aufeinander folgende Einspritzungen, wovon die ersten beiden nicht aufgezeichnet und ausgewertet werden. Jede Einspritzung bildet mit der darauf einsetzenden Verbrennung einen Verbrennungszyklus. Nach jedem Verbrennungszyklus wird der Brennkammerinhalt entleert und die Brennkammer mit frischer Verbrennungsluft gespült.

## 5.1.2 Kraftstoffe

### 5.1.2.1 Versuchskraftstoffe

Die für die Untersuchung des Zünd- und Verbrennungsverhaltens verwendeten Kraftstoffe lassen sich in sieben Kraftstoffgruppen einteilen. Die Gruppenbezeichnung und die verwendeten Kraftstoffe sind in Tabelle 19 aufgelistet. Durch die Wahl der Kraftstoffgruppen soll eine möglichst große Bandbreite an alternativen Kraftstoffen abgedeckt und gegenüber konventionellen Referenzkraftstoffen getestet werden.

Tabelle 19: Einteilung der Kraftstoffgruppen und verwendete Versuchskraftstoffe

Gruppe	Gruppenbezeichnung	Kraftstoff
1	primäre Referenzkraftstoffe	acht Mischungen aus 1-Methylnaphthalin und n-Cetan im Bereich $30 \leq CZ \leq 82$
2	konventioneller Dieseldieselkraftstoff	CEC-RF0603-Referenzdieseldieselkraftstoff
3	paraffinischer Dieseldieselkraftstoff	hydriertes Pflanzenöl (HVO)
4	Pflanzenöl	Leinöl, Leindotteröl Sojaöl, Baumwollsaatöl, Rapsöl, Erdnussöl, High Oleic (HO)-Sonnenblumenöl, Palmöl, Kokosnussöl
5	Fettsäuremethylester	Sojaölmethylester, Rapsölmethylester, Palmölmethylester
6	Wachsester	Jojobaöl
7	Alkohol	1-Oktanol

Die physikalischen und chemischen Eigenschaften der Versuchskraftstoffe wurden nach den in Tabelle 20 bis Tabelle 22 angegebenen Verfahren untersucht.

*Tabelle 20: Angewandte Prüfmethode zur Bestimmung der physikalischen und chemischen Eigenschaften des verwendeten Referenzdiesels (B0) und HVO*

Prüfparameter	Methode B0	Methode HVO
Heizwert	ASTM D3338	DIN EN 51900-1
Dichte bei 15 °C	DIN EN ISO 12185	DIN EN ISO 12185
Kin. Viskosität bei 40 °C	DIN EN ISO 3104	DIN EN ISO 3104
Cetanzahl	EN ISO 5165	DIN EN 15195
Massenanteil Gesamtaromaten	DIN EN 12916	DIN EN 12916
Massenanteil C	ASTM D3343C	DIN 51732
Massenanteil H	ASTM D3343C	DIN 51732
Massenanteil O	ASTM D3343C	DIN 51732

*Tabelle 21: Angewandte Prüfmethode zur Bestimmung der physikalischen und chemischen Eigenschaften der verwendeten Pflanzenöle und Wachses-ter*

Prüfparameter	Methode
Heizwert	DIN EN 51900-1
Dichte bei 15 °C	DIN EN ISO 12185
Kin. Viskosität bei 40 °C	ASTM D7042
Abgeleitete Cetanzahl (ACZ)	DIN EN 16144 mit Anpassungen nach DIN 51623
Iodzahl	DIN EN 14111
Säurezahl	DIN EN 14104
Peroxidzahl	DIN EN ISO 27107
Oxidationsstabilität	DIN EN 14112
Phosphorgehalt	DIN 51627-6
Magnesiumgehalt	DIN 51627-6
Calciumgehalt	DIN 51627-6
Gehalt Schwefel	DIN EN ISO 20884
Fettsäuremuster	ISO 5508
Massenanteil C	berechnet aus dem Fettsäuremuster
Massenanteil H	berechnet aus dem Fettsäuremuster
Massenanteil O	berechnet aus dem Fettsäuremuster

Tabelle 22: *Angewandte Prüfmethode zur Bestimmung der physikalischen und chemischen Eigenschaften der verwendeten FAME*

Prüfparameter	Methode
Heizwert	DIN EN 51900-1
Dichte bei 15 °C	DIN EN ISO 12185
Kin. Viskosität bei 40 °C	DIN EN ISO 3104
Abgeleitete Cetanzahl (ACZ)	DIN EN 15195
Iodzahl	DIN EN 14111
Säurezahl	DIN EN 14104
Oxidationsstabilität	DIN EN 14112
Peroxidzahl	DIN EN ISO 27107
Linolensäure-Methylester-Massengehalt	DIN EN 14103

Da es sich bei den primären Referenzkraftstoffen sowie bei 1-Oktanol um binäre Mischungen von Reinkomponenten bzw. Reinstoffe handelt, wurde von einer Analyse der Stoffeigenschaften abgesehen. Stattdessen wurden Literaturwerte der Reinkomponenten zur Berechnung einiger wichtiger Kenngrößen der Reinstoffe bzw. der Mischungen verwendet. Die Dichte  $\rho$  in  $\text{kg/m}^3$  wurden nach Gleichung (5.1), die dynamische Viskosität  $\eta$  in  $\text{Pa}\cdot\text{s}$  nach Gleichung (5.2) berechnet. Darin sind  $T$  die Temperatur in Kelvin und  $a_i$  bzw.  $b_i$  komponentenspezifische Parameter. Die Parameter wurden aus [151] entnommen.

$$\rho = \frac{a_1}{a_2 \cdot 1 + \left(1 - \frac{T}{a_3}\right)^{a_4}} \quad (5.1)$$

$$\ln \eta = b_1 + \frac{b_2}{T} + b_3 \cdot T + b_4 \cdot T^2 + b_5 \cdot T^3 \quad (5.2)$$

Die Cetanzahl der Mischungen der primären Referenzkraftstoffe (PRF) betragen 30, 35, 40, 46, 53, 60, 70 und 82. Die Mischungen werden nachfolgend mit PRFxx bezeichnet, wobei xx für die Höhe der Cetanzahl steht. Am Betriebspunkt mit einem Einspritzdruck von 500 bar wird anstelle von PRF82 ein Gemisch mit einer Cetanzahl von 85 verwendet, da der PRF82-Kraftstoff zum Zeitpunkt dieser Versuchsreihe nicht mehr verfügbar war.

Die ermittelten physikalischen und chemischen Eigenschaften der Versuchskraftstoffe sind in Tabelle 23 bis Tabelle 27 angeführt.

*Tabelle 23: Physiochemische Eigenschaften von Referenzdieselmotortreibstoff (B0) und des hydrierten Pflanzenöls (HVO)*

Prüfparameter	Einheit	B0	HVO
Heizwert	MJ/kg	43,2	43,9
Dichte bei 15 °C	kg/m <sup>3</sup>	834,1	779,1
Kin. Viskosität bei 40 °C	mm <sup>2</sup> /s	3,25	2,86
Cetanzahl	-	52,4	74,2
Massenanteil Gesamtaromaten	Masse-%	20,9	< 0,1
Massenanteil C	Masse-%	86,3	84,8
Massenanteil H	Masse-%	13,7	15,4
Massenanteil O	Masse-%	0,0	< 0,5

*Tabelle 24: Physiochemische Eigenschaften von Kokosnussöl (Ko), Palmöl (Pa), HO-Sonnenblumenöl (Sb), Erdnussöl (Er) und Jojobaöl (Jo)*

Prüfparameter	Einheit	Ko	Pa	Sb	Er	Jo
Heizwert	MJ/kg	34,9	36,9	37,2	37,1	40,6
Dichte bei 15 °C	kg/m <sup>3</sup>	947,7	920,9	916,1	918,4	867,9
Kin. Viskosität bei 40 °C	mm <sup>2</sup> /s	26,8	41,1	39,1	36,5	25,1
Abgeleitete Cetanzahl (ACZ)	-	111,6	75,5	53,5	57,3	84,8
Iodzahl	g Iod/100 g	1,5	50,5	85,0	92,8	77,2
Säurezahl	g KOH/kg	0,073	0,107	0,028	0,374	0,227
Peroxidzahl	meq O <sub>2</sub> /kg	0,017	0,990	0,659	1,294	0,114
Oxidationsstabilität	h	> 24	20,6	18,9	5,7	> 24
Phosphorgehalt	mg/kg	22,7	< 0,1	< 0,1	19,6	4,6
Magnesiumgehalt	mg/kg	5,8	1,4	< 0,1	7	1,7
Calciumgehalt	mg/kg	1,1	< 0,1	< 0,1	6,9	2,3
Schwefelgehalt	mg/kg	< 5	0,7	< 1	< 5	< 5
Massenanteil C	Masse-%	73,6	76,7	77,3	77,4	78,1
Massenanteil H	Masse-%	11,7	12,0	11,8	11,7	12,1
Massenanteil O	Masse-%	14,7	11,3	10,9	10,9	9,9

Tabelle 25: *Physiochemische Eigenschaften von Baumwollsaatöl (Ba), Rapsöl (Ra), Sojaöl (So), Leindotteröl (Ld) und Leinöl (Le)*

Prüfparameter	Einheit	Ba	Ra	So	Ld	Le
Heizwert	MJ/kg	37,3	37,2	37,1	37,1	36,9
Dichte bei 15 °C	kg/m <sup>3</sup>	921,9	920,1	923,7	924,6	931
Kin. Viskosität bei 40 °C	mm <sup>2</sup> /s	33,2	35,0	30,5	30,1	26,0
Abgeleitete Cetanzahl (ACZ)	-	41,0	44,2	37,1	32,4	34,5
Iodzahl	g Iod/100 g	112,0	110,1	131,2	151,1	171,3
Säurezahl	g KOH/kg	0,107	0,150	0,010	0,414	0,437
Peroxidzahl	meq O <sub>2</sub> /kg	1,000	1,020	0,73	0,86	0,975
Oxidationsstabilität	h	7,1	7,3	4,1	3,1	1,7
Phosphorgehalt	mg/kg	< 0,1	< 0,1	< 0,1	2,6	1,3
Magnesiumgehalt	mg/kg	1,8	< 0,1	< 0,1	0,6	0,4
Calciumgehalt	mg/kg	< 0,1	< 0,1	< 0,1	2,7	0,5
Schwefelgehalt	mg/kg	< 0,1	< 0,1	< 0,1	6,8	36,2
Massenanteil C	Masse-%	77,3	77,5	77,5	77,8	77,8
Massenanteil H	Masse-%	11,6	11,6	11,5	11,4	11,2
Massenanteil O	Masse-%	11,1	10,9	11,0	10,8	11,0

Tabelle 26: *Physiochemische Eigenschaften von Palmölmethylester (PME), Rapsölmethylester (RME) und Sojaölmethylester (SME)*

Prüfparameter	Einheit	PME	RME	SME
Heizwert	MJ/kg	37,3	37,4	37,3
Dichte bei 15 °C	kg/m <sup>3</sup>	874,8	882,9	884,6
Kin. Viskosität bei 40 °C	mm <sup>2</sup> /s	4,5	4,4	4,2
Abgeleitete Cetanzahl (ACZ)	-	61,7	52,4	54,4
Iodzahl	g Iod/100 g	540,0	114,0	125,0
Säurezahl	g KOH/kg	0,336	0,083	0,104
Oxidationsstabilität	h	16,3	8,1	2,3
Peroxidzahl	meq O <sub>2</sub> /kg	7,37	6,46	7,74
Linolensäure-Methylester-Massengehalt	Masse-%	0,4	10,4	6,1

Tabelle 27: *Physiochemische Eigenschaften der Reinstoffe n-Cetan, 1-Methylnaphthalin (1-MN) und 1-Oktanol*

Prüfparameter	Einheit	n-Cetan	1-MN	1-Oktanol
Heizwert	MJ/kg	43,9 <sup>1)</sup>	39,4 <sup>1)</sup>	38,3 <sup>2)</sup>
Dichte bei 15 °C	kg/m <sup>3</sup>	773,0	1021,4	828,6
Kin. Viskosität bei 40 °C	mm <sup>2</sup> /s	3,01	2,09	5,50
Cetanzahl	-	100 <sup>3)</sup>	0 <sup>3)</sup>	33,7–39,1 <sup>4)</sup>
Massenanteil C	Masse-%	84,9	92,9	73,8
Massenanteil H	Masse-%	15,1	7,1	13,9
Massenanteil O	Masse-%	0,0	0,0	12,3

<sup>1)</sup> [112] <sup>2)</sup> [95] <sup>3)</sup> per Definition [35] <sup>4)</sup> [169]

Der Referenzdieselmotorkraftstoff (B0) erfüllt die Anforderungen an Dieselmotorkraftstoff gemäß DIN EN 590 [42]. Mit einer Cetanzahl größer 70 liegen die Eigenschaften des hydrierten Pflanzenöls (HVO) innerhalb der Spezifikationen von DIN SPEC 53940 Typ A [37].

Die in Tabelle 25 angeführten Parameter von Rapsöl erfüllen die Anforderungen aus DIN 51605. Abweichend von den Vorgaben durch DIN 51623 wurde für die weiteren Pflanzenöle die kinematische Viskosität bei 40 °C ermittelt, um eine konsistente Vergleichsbasis zu den anderen Versuchskraftstoffen zu erhalten. Der Grenzwert für die Kraftstoffdichte wurde von Leinöl mit 931 kg/m<sup>3</sup> knapp und von Kokosnussöl mit 947 kg/m<sup>3</sup> deutlich überschritten. Die Iodzahl von Leindotteröl und Leinöl erfüllt den Grenzwert von 140 g Iod/100 g nicht. Dies ist durch das Fettsäuremuster der beiden Pflanzenöle bedingt, welche jeweils einen hohen Anteil der mehrfach ungesättigten Fettsäuren Linolsäure und Linolensäure aufweisen. Der hohe Anteil dieser mehrfach ungesättigten Fettsäuren führt auch zu einer deutlich geringeren Oxidationsstabilität von unter 6 h. Die niedrigen Werte der Säurezahl sowie der Peroxidzahl von allen verwendeten Pflanzenölen lassen darauf schließen, dass der Alterungszustand der Pflanzenöle sehr gering ist. Da davon auszugehen ist, dass der Gehalt der Elemente Schwefel, Phosphor, Calcium und Magnesium für die durchgeführten Versuche keinen Einfluss auf das Zündverhalten hat, ist das Überschreiten der jeweiligen Grenzwerte einzelner Pflanzenöle als unproblematisch einzustufen. Die Verteilung der Massenanteile an gesättigten, einfach ungesättigten und mehrfach ungesättigten Fettsäuren der verwendeten Fettsäuren ist im Anhang unter Anhang 1 dargestellt.

Sowohl RME als auch PME erfüllen die Anforderungen gemäß DIN EN 14214. SME weist hingegen eine zu geringe Oxidationsstabilität und eine zu hohe Iodzahl auf. Insgesamt ist der Alterungszustand der verwendeten FAME beurteilt anhand der Peroxidzahl als leicht fortgeschritten einzustufen.

Weder für 1-Oktanol noch für Jojobaöl gibt es eine dieser Kraftstoffgruppe zugrunde liegende Kraftstoffnorm. Im Hinblick auf die Anforderungen gemäß DIN EN 590 liegt die Dichte von 1-Oktanol im Bereich der geforderten Grenzwerte, während bei Jojobaöl der

obere Grenzwert überschritten wird und im Bereich von FAME nach DIN EN 14214 liegt. Die kinematische Viskosität beider Kraftstoffe erfüllt die Anforderungen nach DIN EN 590 nicht, wobei 1-Oktanol im Bereich von FAME und Jojobaöl bezüglich der Viskosität im Bereich von Pflanzenöl einzuordnen ist. Die Oxidationsstabilität von Jojobaöl ist aufgrund des hohen Anteils an einfach ungesättigten und langkettigen Fettsäuren sehr hoch. Beide Kraftstoffe erfüllen abschnittsweise Anforderungen aus den Kraftstoffnormen DIN EN 590, DIN EN 14214 und DIN 51623. Eine grundsätzliche Verwendbarkeit als Dieselmotorkraftstoff sollte somit gegeben sein.

### 5.1.2.2 Validierungskraftstoffe

Zur Validierung der Methodik zur Bestimmung der Zündwilligkeit der Versuchskraftstoffe in Form der Cetanzahl wurden 14 Validierungskraftstoffe mit bekannten Cetanzahlen nach ISO 5165 verwendet. Bei den Kraftstoffen handelt es sich um konventionelle Dieselmotorkraftstoffe. Die aus Ringversuchen bekannte Cetanzahl dieser Kraftstoffe ist in Tabelle 28 gegeben.

Tabelle 28: Cetanzahl (CZ) nach ISO 5165 der Validierungskraftstoffe (ValK)

ValK	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
CZ	34,3	39,6	43,0	48,4	51,0	51,4	52,2	53,0	53,7	54,0	55,1	55,1	62,0	70,8

### 5.1.3 Versuchsdesign

Die Versuche am AFIDA gliedern sich in zwei Teile. Im ersten wird die Einspritzmenge von B0 und Rapsöl untersucht, während im zweiten Teil das Zünd- und Verbrennungsverhalten alternativer Kraftstoffe im Vergleich zu Referenzkraftstoffen in Abhängigkeit der Temperatur und Brennkammerluftdichte analysiert wird.

#### 5.1.3.1 Abschätzung der Einspritzmenge

Die Abschätzung der Einspritzmenge pro Injektion erfolgte durch eine gravimetrische Massenbilanz am Injektor über einen vollständigen Messzyklus von 14 Injektionen.

Abbildung 16 zeigt eine schematische Darstellung zur Ermittlung der Kraftstoffmasse pro Injektion als Mittelwert aus 14 Einzelinjektionen. Die Masse des über 14 Injektionen eingespritzten Kraftstoffes  $m_{B,ges}$  ergibt sich aus der Differenz der Masse der beiden Vials  $m_1$  und  $m_2$ . Die mittlere Einspritzmenge  $m_B$  pro Injektion lässt sich somit nach Gleichung (5.3) berechnen.

$$m_B = \frac{m_1 - m_2}{14} \quad (5.3)$$

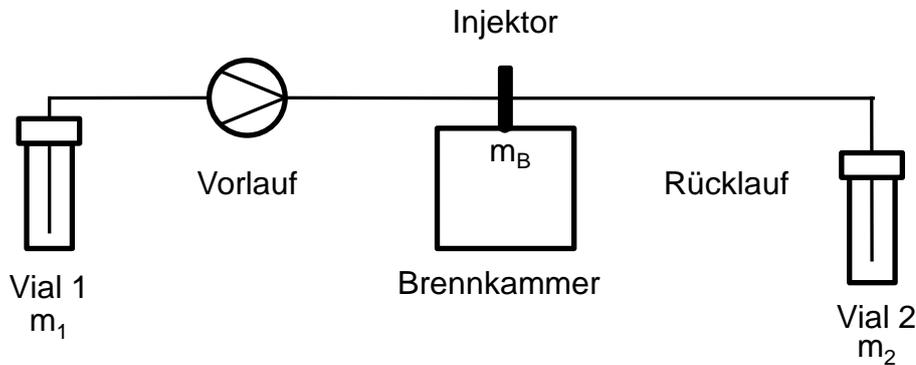


Abbildung 16: Schematische Darstellung zur Ermittlung der Kraftstoffmasse pro Injektion

Die Leermasse sowie die Masse des mit Kraftstoff befüllten Vials wurde mit einer Präzisionswaage mit einer Auflösung von 0,1 mg bestimmt. Die Auswaage erfolgte in vierfacher Wiederholung.

Die Abschätzung der Einspritzmenge wurde für die beiden Kraftstoffe B0 und Rapsöl durchgeführt. Die Bilanzierung wurde bei einem Brennkammerdruck von 10 bar und einer Brennkammertemperatur von 923 K durchgeführt. Der Einspritzdruck wurde konstant auf 1000 bar gehalten, während die Ansteuerdauer des Injektors von 0,5 ms bis 1,4 ms in zehn Stufen variiert wurde. Jede Ansteuerdauer wurde für jeden Kraftstoff einmal wiederholt. Zur Abschätzung des Einflusses des Brennkammerdrucks wurde eine weitere Messreihe bei einem Brennkammerdruck von 20 bar durchgeführt. Zur Abschätzung der Einspritzmasse wurde hier anstelle einer gravimetrischen Massenbilanz der Druckabfall im Hochdruckspeicher herangezogen.

### 5.1.3.2 Analyse des Zünd- und Verbrenungsverhaltens

Zur Analyse des Zünd- und Verbrenungsverhaltens wurde eine Variation der Parameter Brennkammertemperatur und Brennkammerdruck durchgeführt. Der Raildruck, die Injektorbestromungsdauer, die Zusammensetzung der Verbrennungsluft sowie die Temperatur des Kühlwassers wurden auf die in Tabelle 29 angegebenen Werte eingestellt. Alle Pflanzenöle und das Jojobaöl wurden am Autosampler auf 348 K vorgewärmt.

Tabelle 29: Während der Parametervariation konstante Versuchsparameter

Parameter	Einheit	Wert
Einspritzdruck	bar	1000
Injektorbestromungsdauer	ms	1,2
Sauerstoffgehalt Verbrennungsluft	%	20,9
Temperatur Kühlwasser	K	338

Der Zündverzug folgt gemäß dem Arrhenius-Ansatz einer Exponentialfunktion mit dem Kehrwert der Temperatur als Variable. Um diesen Funktionsverlauf besser erfassen zu können, wurden die Temperaturpunkte anhand einer gleichbleibenden Differenz von  $\Delta\left(\exp\left(\frac{1000}{T_{BK}}\right)\right) = 0,14$  festgelegt. Dabei wurde eine Ausgangstemperatur von  $T_{BK} = 650$  °C verwendet und unter Berücksichtigung der maximal zulässigen Brennkammertemperatur insgesamt acht Messpunkte ober- und unterhalb dieser Temperatur ausgewählt. Die so definierten Sollwerte der Brennkammertemperatur sind in Tabelle 30 zusammengefasst.

Tabelle 30: Sollwerte der Brennkammertemperatur  $T_{BK}$

	Einheit	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
$t_{BK}$	°C	476,8	498,5	522,5	549,1	578,8	612,2	650,0	693,3
$T_{BK}$	K	750	772	796	822	852	885	923	967
$\exp(1000/T_{BK})$	-	3,79	3,65	3,51	3,37	3,23	3,09	2,95	2,81

Um entlang der Temperaturvariation von T1 bis T8 die globalen stöchiometrischen Verbrennungsbedingungen in der Brennkammer konstant zu halten, wurde der Brennkammerdruck so gewählt, dass die Brennkammerluftdichte von T1 bis T8 konstant bleibt. Die Brennkammerluftdichte ( $R_{BK}$ ) beträgt 4,7 kg/m<sup>3</sup>, 9,3 kg/m<sup>3</sup> und 17,7 kg/m<sup>3</sup>.

Der für die jeweilige Temperatur einzustellende Brennkammerdruck lässt sich über das ideale Gasgesetz nach Gleichung (5.4) berechnen. Darin ist  $p_{BK}$  der Brennkammerdruck,  $R_{BK}$  die Brennkammerluftdichte,  $T_{BK}$  die Brennkammertemperatur und  $\mathcal{R}$  die ideale Gas-konstante.

$$p_{BK} = R_{BK} \cdot T_{BK} \cdot \mathcal{R} \tag{5.4}$$

Für eine konstante Brennkammerluftdichte nimmt gemäß Gleichung (5.4) mit steigender Temperatur der Brennkammerdruck zu. Die Sollwerte des Brennkammerdrucks sind in

Tabelle 31 in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur und der Brennkammerluftdichte gegeben.

*Tabelle 31: Sollwerte des Brennkammerdrucks  $p_{BK}$  in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur  $T_{BK}$  und der Brennkammerluftdichte*

Brennkammerluftdichte	Brennkammerdruck $p_{BK}$ in bar							
	$T_{BK} = 750$ K	$T_{BK} = 772$ K	$T_{BK} = 796$ K	$T_{BK} = 822$ K	$T_{BK} = 852$ K	$T_{BK} = 885$ K	$T_{BK} = 923$ K	$T_{BK} = 967$ K
4,7 kg/m <sup>3</sup>	10,0	10,3	10,6	11,0	11,4	11,8	12,3	12,9
9,3 kg/m <sup>3</sup>	20,0	20,6	21,2	21,9	22,7	23,6	24,6	25,8
17,7 kg/m <sup>3</sup>	38,0	39,1	40,3	41,7	43,2	44,9	46,8	49,0

Jeder Messpunkt wurde zweifach gemessen. Die Versuchsreihenfolge erfolgte teilerandomisiert. Hierzu wurde zunächst die Reihenfolge der Brennkammertemperatur randomisiert. Weiter wurden für jeden Temperaturpunkt die Reihenfolge der Brennkammerluftdichte und deren Wiederholung zufällig angeordnet. Die Reihenfolge der Kraftstoffe wurde nicht randomisiert.

Zusätzlich wurde eine Doppelbestimmung des Zünd- und Verbrennungsverhaltens bei einer Brennkammertemperatur von 852 K, einer Brennkammerluftdichte von 9,3 kg/m<sup>3</sup> und einem Einspritzdruck von 500 bar durchgeführt.

Zur Überprüfung des ordnungsgemäßen Messbetriebs wurde am Ende eines Messtages nach maximal 28 Testzyklen eine Kontrollmessung mit Referenzdieselmotorkraftstoff (B0) bei einer Brennkammertemperatur von 923 K und einem Brennkammerdruck von 10 bar durchgeführt. Lag der Zeitpunkt des Schnittpunktes der 1,5 bar-Isobaren mit dem relativen Brennkammerdruckverlauf oberhalb von 4,9 ms, so wurde eine Reinigung des Einspritzsystems mit 1-Oktanol durchgeführt.

#### 5.1.4 Messdatenauswertung

Die Auswertung der Messdaten erfolgt mit der Software OriginPro 2015G. Die Messdaten wurden vor der Auswertung mit einem FFT-Tiefpass-Filter mit einer Grenzfrequenz von 5 kHz geglättet. Alle Ergebnisse sind, sofern nicht anders angegeben, als Mittelwert von 24 Einzelinjektionen zu verstehen. Die angegebenen Fehlerbalken sind, sofern nicht anders angegeben, die Standardabweichung der 24 Einzelinjektionen.

Das Zündverzugskriterium zur Beschreibung des Zündverhaltens wurde unter Berücksichtigung folgender Gesichtspunkte ausgewählt:

- Einfache und verlässliche Bestimmung
- Übertragbarkeit auf unterschiedliche Kraftstoffgruppen und Betriebsbedingungen

- Unterscheidung zwischen einstufiger- und mehrstufiger Zündung

Der Zündverzug wurde aus dem Verlauf des relativen Brennkammerdrucks bestimmt. Abbildung 17 gibt eine exemplarische Darstellung der Lage verschiedener Zündverzugs-kriterien an einer exemplarischen Druckverlaufskurve. Der Zeitpunkt der maximalen Druckänderungsrate entspricht dem Zeitpunkt des Wendepunkts.

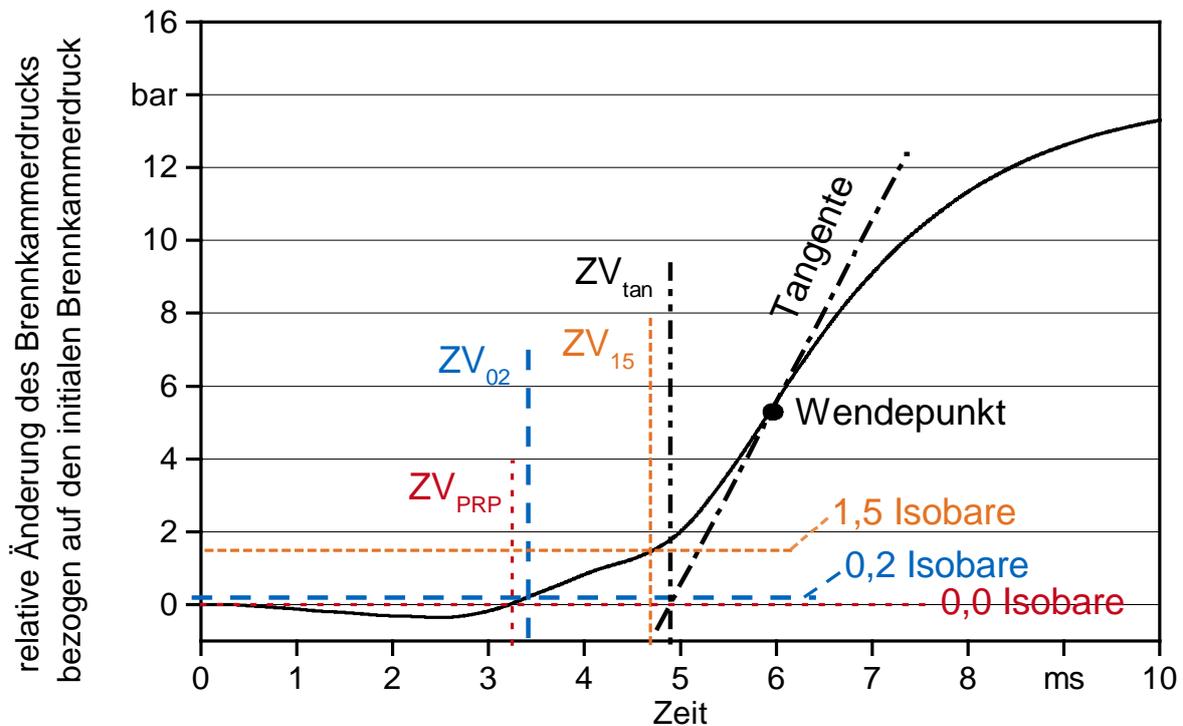


Abbildung 17: Darstellung der Lage unterschiedlicher Zündverzugs-kriterien: Pressure Recovery Point ( $ZV_{PRP}$ ), Schnittpunkt mit 0,2 bar-Isobare ( $ZV_{02}$ ), Schnittpunkt mit 1,5 bar-Isobare ( $ZV_{15}$ ) und Wendetangente ( $ZV_{tan}$ )

SEIDENSPINNER et al. (2015) [139] verwendeten für ihre Zündwilligkeitsuntersuchungen am AFIDA den Schnittpunkt der 1,5 bar-Isobare mit der Kurve des relativen Brennkammerdrucks ( $ZV_{15}$ ). Das im Ignition Quality Tester (IQT) standardmäßig hinterlegte Zündverzugs-kriterium ist der Pressure Recovery Point PRP ( $ZV_{PRP}$ ) [4].

Nach Beginn der Einspritzung fällt der relative Brennkammerdruck aufgrund der Temperaturabnahme durch die Kraftstoffverdampfung. Der PRP entspricht dem Zeitpunkt, an dem der relative Brennkammerdruck den Ausgangswert nach dem anfänglichen Druckabfall wieder erreicht. Im Fuel Ignition Tester (FIT) wird der Zündzeitpunkt als Schnittpunkt der 0,2 bar-Isobare mit dem relativen Brennkammerdruckverlauf definiert ( $ZV_{02}$ ) [52]. BAUMGARDNER et al. (2013) [17] verwendeten im Fuel Ignition Tester neben dem 0,2 bar-Isobaren-Kriterium den Zeitpunkt der maximalen Druckänderungsrate als Zündverzugs-kriterium. HU et al. (2013) [79] beschreiben eine Kombination aus zwei Zündverzugs-kriterien zur Erfassung der Güte des Zündprozesses in der Combustion Research Unit, einer CVCC-Verbrennungsbombe. Der Beginn der Hauptverbrennung wird dabei

durch das Wendetangentenverfahren erfasst. Hierbei wird die Tangente am Wendepunkt der Druckverlaufskurve angelegt. Der Zündzeitpunkt definiert sich als Schnittpunkt der Verlängerung der Tangente und der 0 bar-Isobare ( $ZV_{\text{tan}}$ ) und lässt sich nach Gleichung (5.5) berechnen [79][165]. Als zweites Kriterium wurde analog zum IQT der Zündverzugs  $ZV_{\text{PRP}}$  verwendet.

$$g(t) = \frac{dp}{dt}|_{\text{max}} \cdot t + p \left( t \left( \frac{dp}{dt}|_{\text{max}} \right) \right) - \frac{dp}{dt}|_{\text{max}} \cdot t \left( \frac{dp}{dt}|_{\text{max}} \right) \stackrel{!}{=} 0 \quad (5.5)$$

Sowohl der Zündverzug  $ZV_{\text{PRP}}$  als auch der Zündverzug  $ZV_{02}$  sind ein Maß dafür, wie schnell sich der Druckabfall aufgrund der Kraftstoffverdampfung kompensieren lässt. Zu den Zeitpunkten  $ZV_{15}$  und  $ZV_{\text{tan}}$  ist bereits ein merklicher Druckanstieg in der Brennkammer zu verzeichnen. Der Zündzeitpunkt nach dem Wendetangentenverfahren berücksichtigt über die maximale Druckänderungsrate die Kurvendynamik. Der Zündzeitpunkt errechnet sich als der Zeitpunkt, an welchem der steile Druckanstieg aufgrund der einsetzenden Hauptverbrennung und der damit verbundenen hohen Wärmefreisetzungsraten beginnt. Der Zündverzug  $ZV_{15}$  kann ebenfalls die einsetzende Hauptverbrennung erfassen. Jedoch sind hierzu der maximale relative Druckanstieg in der Brennkammer sowie ausgeprägte zweistufige Zündprozesse, die bereits zu einem Druckanstieg von 2 bar führen können, zu berücksichtigen.

Um Aussagen über das Zündverhalten treffen zu können, wurden für die vorliegenden Versuche der Pressure Recovery Point sowie das Wendetangentenverfahren als Zündverzugs-kriterium ausgewählt. Durch den Vergleich der Lage des Zündverzugs nach dem Pressure Recovery Point und dem Wendetangentenverfahren können Rückschlüsse über die Güte der Verbrennung gezogen werden. Ferner sind beide Zündverzugs-kriterien unabhängig vom maximalen Druckanstieg in der Brennkammer und im Fall einer zweistufigen Zündung kann der Zündzeitpunkt der Hauptverbrennung richtig erfasst werden.

Der relative Brennkammerdruck ist der absolute Druck in der Brennkammer abzüglich des absoluten Brennkammerdrucks zum Zeitpunkt des Ansteuerbeginns des Injektors. Für die Analyse des Verbrennungsverhaltens wurden charakteristische Punkte aus dem relativen Brennkammerdruckverlauf ausgewählt. Eine Übersicht gibt Tabelle 32 wieder.

Tabelle 32: Übersicht über die charakteristischen Punkte zur Beschreibung des Verbrennungsverhaltens

charakteristischer Punkt	Einheit	Beschreibung
$t_{pmin}$	ms	Zeitpunkt, an dem das Minimum des relativen Brennkammerdrucks erreicht wird
$p_{min}$	bar	minimaler Brennkammerdruck
$t_{90}$	ms	Zeitpunkt, an dem 90 % des maximalen Brennkammerdruckanstiegs erreicht wird; Ende der Verbrennung
BD	ms	Brenndauer, Zeitspanne zwischen $t_{90}$ und Beginn der Verbrennung
$dp_{max}$	bar/ms	maximale Druckänderungsrate
$t_{dpmax}$	ms	Zeitpunkt, an dem die maximale Druckänderungsrate eintritt
$ZV_{PRP}$	ms	Zündverzögerung nach dem Pressure-Recovery-Point-Kriterium
$ZV_{tan}$	ms	Zündverzögerung nach dem Wendetangentenverfahren

## 5.2 Überprüfung des Zündverhaltens von Pflanzenölkraftstoff am Vollmotor

Die gefundenen Zusammenhänge bezüglich der Zündwilligkeit der untersuchten Pflanzenöle werden an einem indizierten Vollmotor eines Traktors am Traktorenprüfstand überprüft. Nachfolgend werden die Kenndaten des verwendeten Versuchsträgers näher beschrieben. Anschließend wird das Vorgehen der durchgeführten Messungen und die dabei verwendete Messtechnik erläutert.

### 5.2.1 Versuchsträger

Bei dem verwendeten Versuchsträger handelte es sich um den Pflanzenöltraktor John-Deere 6930 Premium. Der Traktor John-Deere 6930 Premium ist ein Prototyp, der direkt vom Hersteller auf den Betrieb mit Rapsölkraftstoff angepasst wurde. Der Traktor diente als Versuchsträger im EU-Projekt „2nd VegOil“ [148] und wurde im Anschluss daran ab 2009 im Feldtest betrieben und im Rahmen aktueller und vorangegangener Forschungsvorhaben [55][59] wissenschaftlich begleitet. Zum Zeitpunkt der Messungen wies der Traktor bereits ca. 4100 Betriebsstunden mit Pflanzenölkraftstoff auf. Die Erkenntnisse aus den bereits durchgeführten Untersuchungen mit diesem Traktor sowie die lange zuverlässige Betriebszeit mit Pflanzenölkraftstoff waren ausschlaggebend, um diesen Traktor auch in diesem Vorhaben als Versuchsträger zu verwenden.

Der John-Deere-Traktor ist mit einem PowerTech-PLUS-Motor mit Common-Rail-Einspritzsystem und einer gekühlten, externen Abgasrückführung ausgestattet. Gemäß der Typgenehmigungsprüfung ist der Motor mit der Abgasstufe IIIA klassifiziert. Die technischen Daten des Traktors sind in Tabelle 33 zusammengefasst.

*Tabelle 33: Technische Daten des verwendeten Pflanzenöltraktors John-Deere 6930 Premium und dessen Motors*

Traktortyp	John-Deere 6930 Premium
Abgasstufe	IIIA
Motortyp	PowerTech PLUS
Anzahl der Zylinder	6
Hubraum in cm <sup>3</sup>	6.788
Bohrung in mm	106
Hub in mm	127
Kompressionsverhältnis	17:0
Nennleistung in kW/PS	134/182
Abgasrückführung	gekühlte, externe Abgasrückführung (AGR)
Einspritzsystem	Common-Rail-Hochdruckeinspritzung mit Magnetventilinjektor
Baujahr	2008
Getriebe	Lastschaltgetriebe AutoQuad Plus
Kraftstoffsystem	Ein-Tank-System mit Injektorvorwärmung

### 5.2.2 Traktorenprüfstand

Die Messungen werden am Abgasprüfstand des Technologie- und Förderzentrums (TFZ) durchgeführt. Der Prüfstand ist konzipiert für die Messung von gasförmigen Abgaskomponenten und Partikelmasse-Emissionen von Traktormotoren im eingebauten Zustand. Die Emissionen wurden in den durchgeführten Messungen mit erfasst, wurden im Hinblick der hier vorliegenden Fragestellung jedoch nicht betrachtet. Die Versuchsaufbauten sind ausführlich beschrieben in EMBERGER et al. (2013) [55] und THUNEKE et al. (2009) [149]. Für die hier durchgeführten Messungen wurde der Aufbau um ein Zylinderdruckindiziersystem erweitert. Abbildung 18 zeigt eine Übersicht des Prüfstands.

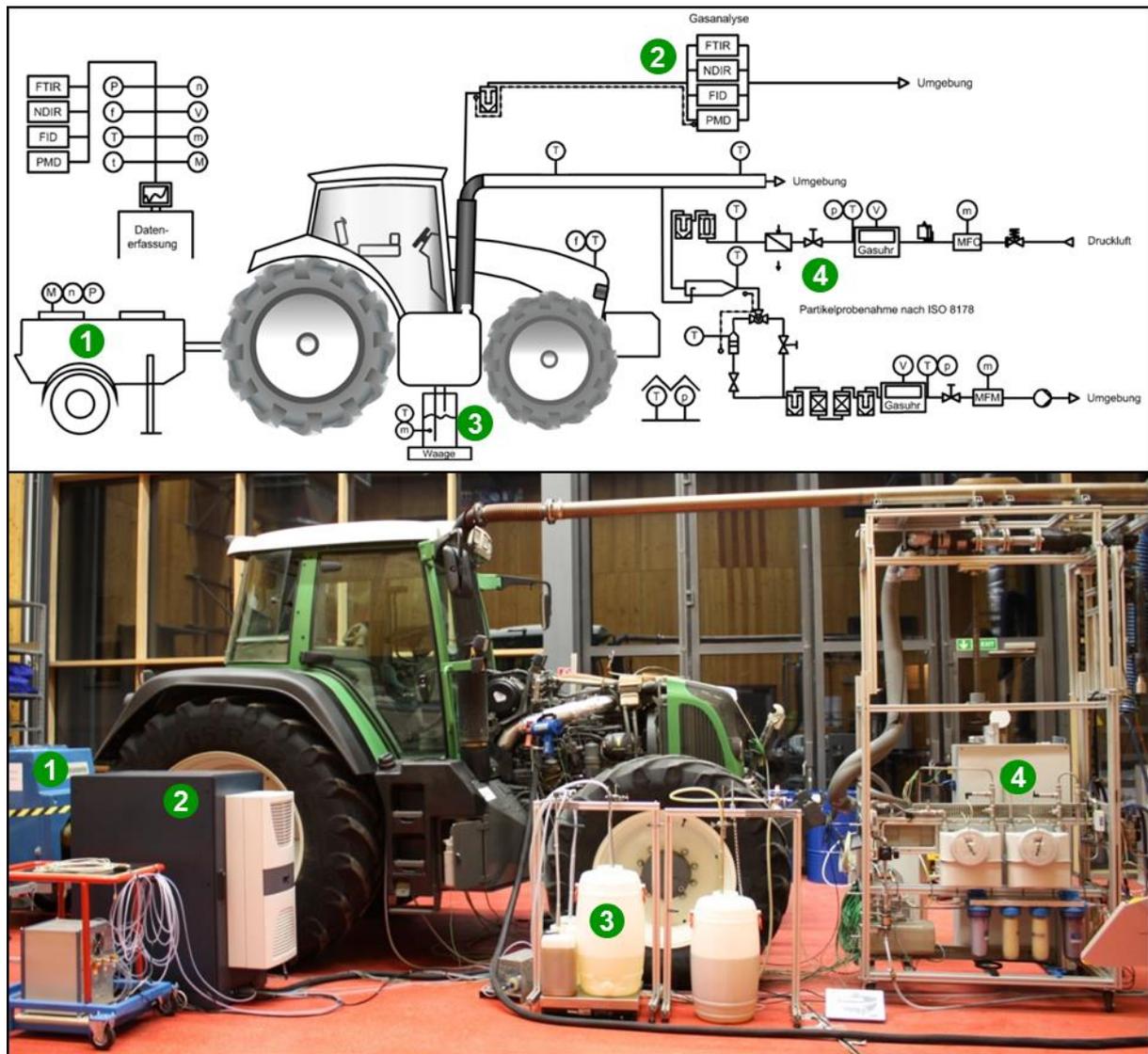


Abbildung 18: Schematischer Aufbau (oben) und Foto (unten) des Traktorenprüfstands mit Wirbelstrombremse (1), Gasanalytoren (2), Kraftstoffverbrauchsmessung (3) und Partikelprobenahme (4)

### 5.2.2.1 Motorleistungs-, Motordrehzahl- und Verbrauchsmessung

Die Bestimmung der Motorleistung und Motordrehzahl nach Richtlinie 2000/25/EG bzw. ISO 8178 erfolgt an einem Motorenprüfstand direkt an der Kurbelwelle. Dabei ist der Motor nicht im Fahrzeug verbaut [45]. Da bei diesem Vorhaben ein im Traktor fest verbauter Motor verwendet wurde, sind zur Bestimmung der Motorleistung Abweichungen zum Vorgehen im Vergleich zum Typprüfungsverfahren erforderlich.

Am Prüfstand des Technologie- und Förderzentrums wird die Zapfwellenleistung nach OECD Code 2 bestimmt. Nach dieser Richtlinie wird die Zapfwellenleistung nicht hinsichtlich Atmosphärendruck und Umgebungstemperatur korrigiert. Auch nach Richtlinie 2000/25/EG bzw. ISO 8178 ist die unkorrigierte Motorenleistung bei der Auswertung der Ergebnisse heranzuziehen, jedoch werden Bedingungen für die Gültigkeit der Prüfung

gestellt. Nach ISO 8178 wird der Faktor  $f_a$  nach Gleichung (5.6) zur Überprüfung der Gültigkeit der Umgebungsbedingungen definiert. Darin sind  $p_s$  der atmosphärische Druck in kPa und  $T_a$  die Umgebungstemperatur in K.

$$f_a = \left(\frac{99}{p_s}\right)^{0,7} \cdot \left(\frac{T_a}{298}\right)^{1,2} \quad (5.6)$$

Nach ISO 8178 ist eine Messung gültig, wenn die Bedingung  $0,93 \leq f_a \leq 1,07$  erfüllt wird. Alle Messungen im Rahmen dieses Projekts bewegten sich in diesem Gültigkeitsbereich.

Die Zapfwellenleistung  $P_{ZW}$  wird über eine Wirbelstrombremse (EGGERS PT 301 MES, max. 340 kW, Auflösung 0,1 kW) durch Messung von Drehmoment und Drehzahl ermittelt.

Der Kraftstoffverbrauch wird gravimetrisch mittels Waage (Mettler-Toledo KB60.2, max. 60 kg) erfasst. Dazu werden am Traktor das Kraftstoffsystem am Tank aufgetrennt und Kraftstoffvorlauf und -rücklauf in einen Versuchskraftstoffbehälter geleitet, dessen Masse über die Waage kontinuierlich erfasst wird.

### 5.2.2.2 Indizierung

Indizierung bedeutet die kurbelwinkelbasierte Messung von Kenngrößen wie zum Beispiel des Verlaufs des Zylinderinnendruckes. Zur Indizierung wurde das System IndiMicro der Firma AVL verwendet. Die Erfassung und Auswertung der Messdaten erfolgt mit der Software IndiCom (Fa. AVL).

Zur Erfassung der Kurbelwellenposition wurde das Signal des am Motor verbauten induktiven Kurbelwinkelsensors verwendet. Als Indiziergrößen wurde der Brennraumdruck des Zylinders Nr. 6, der Kraftstoffdruck in der Kraftstoff-Verteilerleiste sowie das Einspritzsignal des Injektors von Zylinder Nr. 6 erfasst. Der Brennraumdrucksensor vom Typ GH13P wurde über einen Glühkerzenadapter in der Glühkerzenbohrung des Zylinders Nr. 6 installiert. Der Kraftstoffdruck in der Kraftstoff-Verteilerleiste wurde über den standardmäßig in der Leitung vorhandenen Drucksensor abgegriffen. Das Einspritzsignal wurde über eine Strommesszange erfasst. Technische Merkmale der verwendeten Sensoren sind in Tabelle 34 gegeben.

Tabelle 34: Technische Daten der Sensoren zur Erfassung der Indiziergrößen

Messgröße	Messgerät/Hersteller	Messprinzip/Verfahren Messbereich
Zylinderdruck	Piezo-Drucksensor GH13P mit Glühkerzenadapter Fa. AVL	Piezoelektrischer Effekt 0–250 bar
Kraftstoffdruck in Verteilerleiste	Hochdrucksensor Fa. John-Deere (Originalbauteil)	Widerstandsänderung 0–1600 bar
Kurbelwinkelposition	Drehzahlsensor Fa. John-Deere (Originalbauteil)	Induktion 48-2 Zähne
Einspritzsignal	Strommesszange E3N Fa. Chauvin Arnoux	Hall-Effekt 0–100 A

### 5.2.2.3 Versuchsdurchführung und Versuchskraftstoffe

Im Rahmen dieser Untersuchungen werden die Messungen in Anlehnung an ISO 8178-1 unter Verwendung des C1-Prüfzyklus nach ISO 8178-4 durchgeführt. Dieser stationäre Prüfzyklus wird vom Gesetzgeber unter anderem auch für die Prüfung von Motoren landwirtschaftlicher Zugmaschinen über alle Abgasstufen vorgeschrieben.

Der Prüfzyklus besteht aus acht Prüfphasen, die in einer festgelegten Reihenfolge einzustellen sind. Bei den ersten vier Prüfphasen werden die vom Hersteller angegebene Nenn-drehzahl angefahren und verschiedene Leistungen eingestellt. Für drei weitere Prüfphasen unterschiedlicher Leistung wird eine Zwischendrehzahl angefahren, die dort festgelegt wird, wo der Motor sein höchstes Drehmoment besitzt. Die letzte Prüfphase des Prüfzyklus ist der Leerlaufbetriebspunkt. Für den verwendeten Traktor beträgt die Nenn-drehzahl 2.100 1/min, die Zwischendrehzahl 1.575 1/min und die Leerlauf-drehzahl 850 1/min.

Tabelle 35 gibt einen Überblick zu den Vorgaben des C1-Prüfzyklus nach ISO 8178, in Abbildung 19 sind die Prüfphasen schematisch im Motorenkennfeld eingezeichnet.

Tabelle 35: C1-Prüfzyklus nach ISO 8178-4

Prüfphase	1	2	3	4	5	6	7	8
Drehzahl	Nenn- drehzahl	Nenn- drehzahl	Nenn- drehzahl	Nenn- drehzahl	Zwischen- drehzahl	Zwischen- drehzahl	Zwischen- drehzahl	Leer- lauf
Last	100 %	75 %	50 %	10 %	100 %	75 %	50 %	0 %

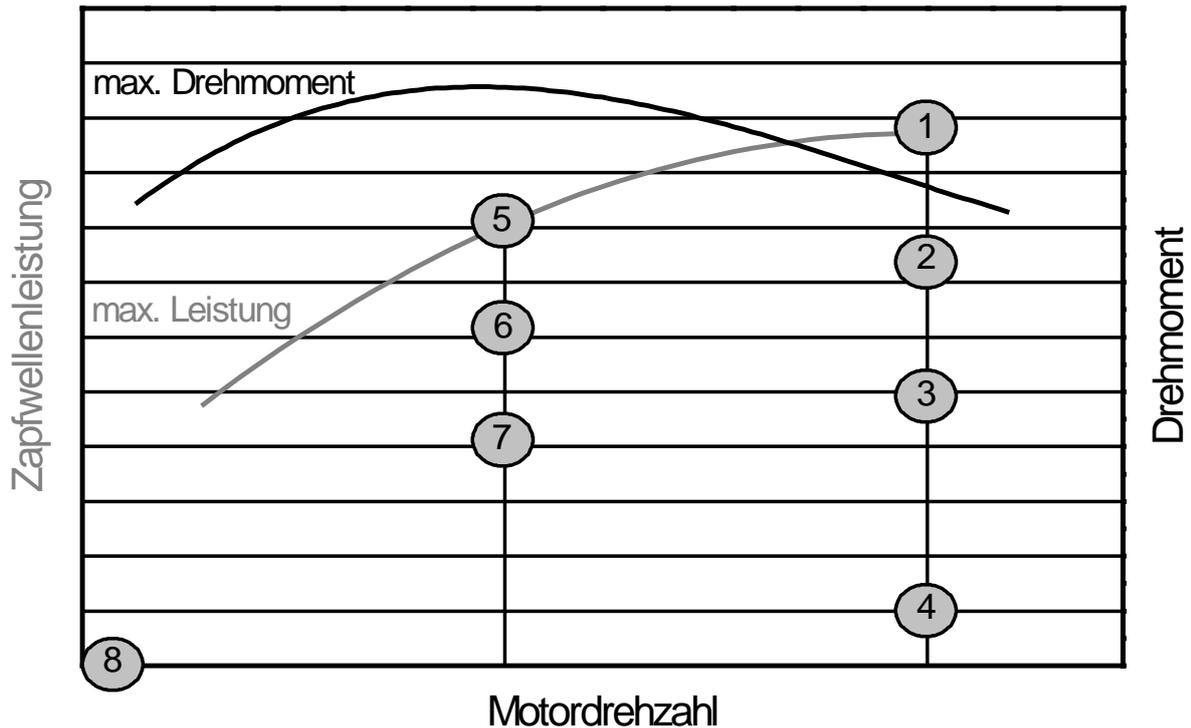


Abbildung 19: Schematische Darstellung der acht Prüfphasen des C1-Prüfzyklus nach ISO 8178-4

Da kein Zugriff auf das Motorsteuersystem bestand, wurden die Prüfphasen durch Regelung der Motordrehzahl am Gashebel des Traktors sowie durch Einstellung des Drehmoments an der Zapfwelle über die Wirbelstrombremse angefahren. Die Messungen erfolgten damit auf Basis gleicher Drehzahl. Änderungen in der maximalen Leistung durch Abweichungen in der Einspritzmenge oder des Energiegehalts aufgrund unterschiedlicher Kraftstoffigenschaften konnten nicht berücksichtigt werden.

Für die Verweildauer auf der jeweiligen Prüfphase wird nach ISO 8178-4 ein Mindestzeitraum von zehn Minuten angegeben. Am Gesamtsystem Traktor reicht dieser Mindestzeitraum allerdings nicht aus, um in allen Prüfphasen ein stabiles Betriebsverhalten mit konstantem Emissionsniveau zu erreichen [54].

Aus diesem Grund wird bei der Durchführung der Messungen eine einheitliche Stabilisierungsphase definiert, bevor mit der Aufzeichnung der Indiziergrößen begonnen wird. Die Verweildauern wurden entsprechend den Zeiten zur Partikelprobenahme aus den Vorgängeruntersuchungen übernommen. In Tabelle 36 sind für jede Prüfphase die Stabilisierungsphase sowie die Verweildauer auf den einzelnen Prüfphasen aufgeführt. Drei Minuten nach Beginn der Verweildauer wurden die Indiziergrößen über eine Dauer von 900 Verbrennungszyklen aufgezeichnet.

Tabelle 36: *Eingestellte Prüfphase, Stabilisierungsphase und Verweildauer*

Prüfphase	Drehzahl in 1/min	Last in %	Stabilisierungsphase in min	Verweildauer in min
1	2.100	100	30	10
2	2.100	75	6	10
3	2.100	50	6	10
4	2.100	10	10	10
5	1.575	100	15	10
6	1.575	75	10	10
7	1.575	50	10	10
8	850	0	10	10

Jede Prüfphase wurde mit jedem Kraftstoff dreimal wiederholt. Als Kraftstoffe für die Untersuchungen am Traktor wurden die vier Pflanzenöle Rapsöl, HO-Sonnenblumenöl, Sonnenblumenöl und Leindotteröl verwendet. Außer bei HO-Sonnenblumenöl handelte es sich dabei nicht um die gleichen Öle wie bei den Versuchen im AFIDA. Alle vier Pflanzenöle entsprachen mit Ausnahme der Oxidationsstabilität von Sonnenblumen- und Leindotteröl den Anforderungen gemäß DIN 51605 bzw. DIN 51623. Als Referenzkraftstoff wurde ein Referenzdieselmotorkraftstoff mit der Qualität CEC RF 0603 verwendet.



## 6 Ergebnisse und Diskussion

Die Darstellung und Diskussion der Ergebnisse gliedert sich in vier Teile. Zunächst werden die Ergebnisse zur Abschätzung der Einspritzmenge unter Verwendung von B0 und Rapsöl dargelegt. Dabei soll die Frage geklärt werden, wie sich die Einspritzmenge unter Verwendung von Rapsöl im Vergleich zu B0 ändert und welcher Handlungsbedarf sich daraus ergibt. Anschließend werden die Ergebnisse zur Analyse des Zünd- und Verbrennungsverhaltens der Referenzkraftstoffe sowie der alternativen Kraftstoffe dargestellt und diskutiert. Aufbauend auf diesen Ergebnissen werden Ansätze zur Bestimmung der generischen Cetanzahl alternativer Kraftstoffe aufgezeigt und bewertet. Letztlich wird ein neuer Ansatz vorgestellt, um die Zündwilligkeit von Pflanzenölkraftstoff anzugeben. Dieser wird abschließend an einem Vollmotor eines pflanzenöлтаuglichen Traktors überprüft.

### 6.1 Abschätzung der Einspritzmenge

Den Verlauf der abgeschätzten mittleren Einspritzmenge von B0 und Rapsöl pro Injektion über die Ansteuerdauer des Injektors zeigt Abbildung 20.

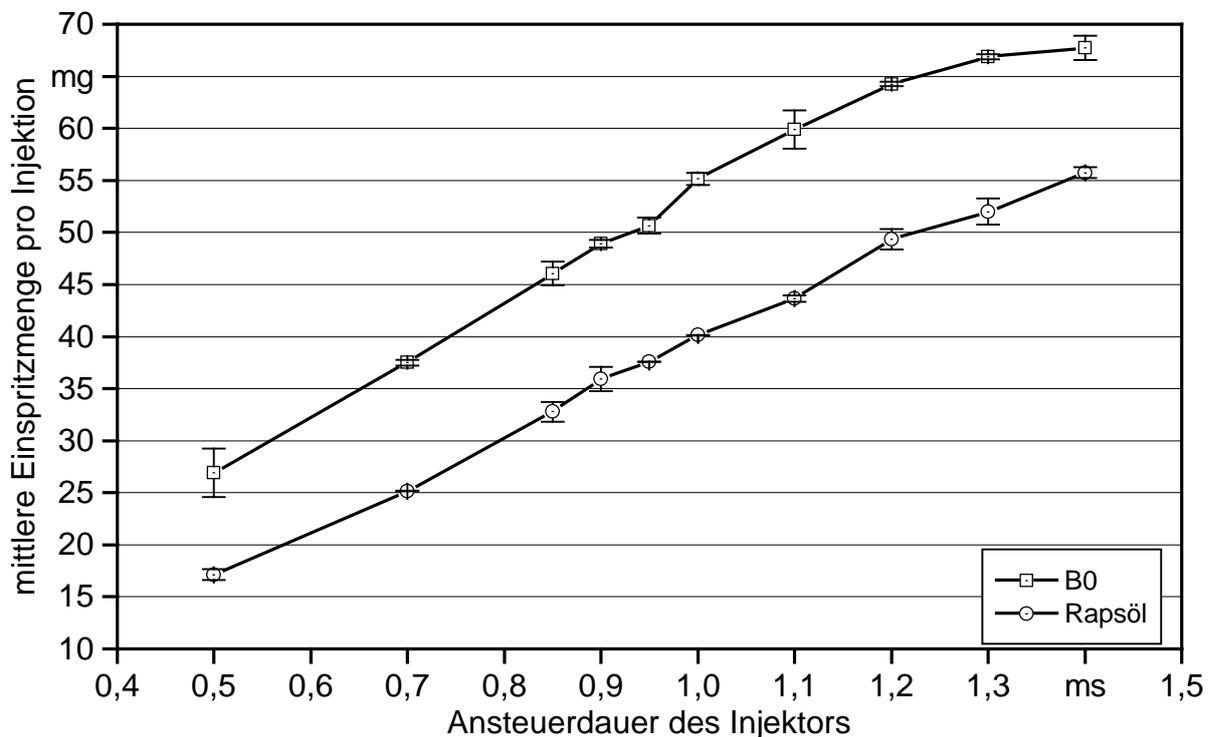


Abbildung 20: Mittlere Einspritzmenge pro Injektion von Referenzdieselmotorkraftstoff (B0) und Rapsöl bei einer Brennkammertemperatur von 923 K, einem Brennkammerdruck von 10 bar und einem Einspritzdruck von 1000 bar in Abhängigkeit von der Ansteuerdauer des Injektors

Die minimale Einspritzmenge bei einer Ansteuerdauer von 0,5 ms beträgt bei B0  $26,9 \pm 2,3$  mg und bei Rapsöl  $17,1 \pm 0,5$  mg. Die Einspritzmenge bei einer Ansteuerdauer von 1,4 ms ist  $67,7 \pm 1,2$  mg für B0 und  $55,7 \pm 0,5$  mg für Rapsöl. Die Spannweite der Einspritzmenge zwischen der Ansteuerdauer von 0,5 ms und 1,4 ms beträgt bei B0 40,8 mg und bei Rapsöl 38,6 mg. Der Verlauf der Einspritzmenge über die Ansteuerdauer ist annähernd als linear anzunehmen. Die relative Änderung der Einspritzmenge in Abhängigkeit der Ansteuerdauer ist somit für beide Kraftstoffe als gleich anzusehen. Bei Verwendung von B0 ist die absolute Einspritzmenge im Durchschnitt um 27 % höher als die von Rapsölkraftstoff.

Die höhere Viskosität und Dichte des Pflanzenöls kann zu einer stärkeren Einschnürung des Kraftstoffstrahls und somit einer Absenkung des Düsendurchflussbeiwerts führen, wodurch sich die Einspritzmenge verringert [33]. Zum anderen kann die geringere Einspritzmenge, wie von KODER et al. (2014) [92] und DESMUKH et al. (2012) [34] beschrieben wird, durch eine Verlängerung des hydraulischen Verzugs beim Öffnen der Nadel hervorgerufen werden. Die Nadelöffnung wird in einem Piezoinjektor über ein Servoventil gesteuert. Abbildung 21 zeigt schematisch die Funktionsweise eines solchen Servoventils. Im geschlossenen Zustand des Injektors (Abbildung 21 links) ist die Bypass-Bohrung geöffnet und der Ablauf durch das Servoventil geschlossen. Der im Steuerraum anliegende Raildruck drückt die Düsenadel nach unten. Beim Öffnen der Nadel verschließt das Servoventil die Bypass-Bohrung und öffnet gleichzeitig den Ablauf. Der Druck im Steuerraum wird durch das Verhältnis des Flusses durch die Zu- und Ablaufdrossel gesenkt. Die Düsenadel öffnet sich (Abbildung 21 rechts) [132].

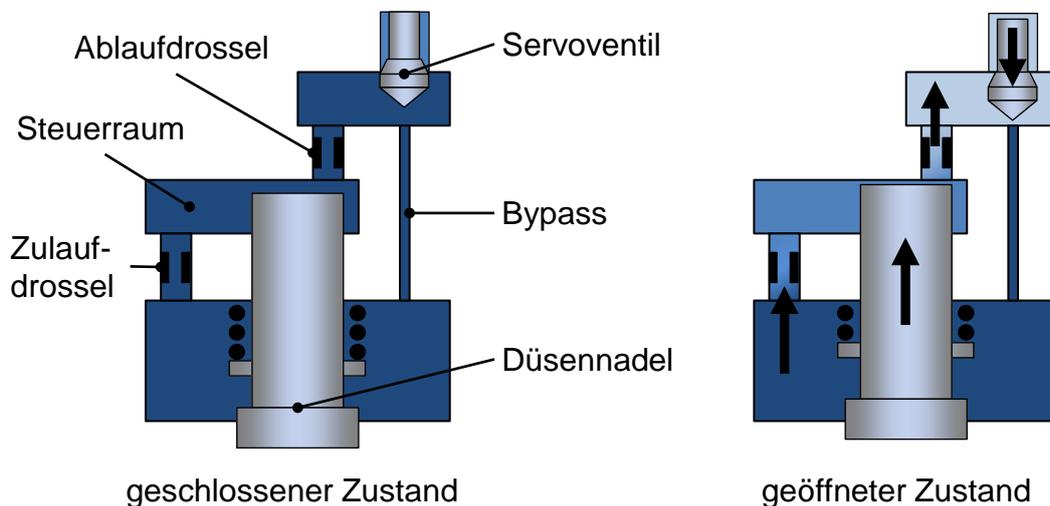


Abbildung 21: Schematische Darstellung der Funktion eines Servoventils in einem Piezoinjektor (Abbildung in Anlehnung an [132])

Aufgrund der höheren Viskosität von Rapsöl werden die Drosselbohrungen langsamer durchströmt. Der Abbau des Drucks im Steuerraum und somit die Nadelöffnung verzö-

gern sich. Dadurch verkürzt sich die effektive Einspritzzeit bei gleichbleibender Ansteuerdauer.

Für Ansteuerzeiten größer gleich 1,3 ms beginnt die Einspritzmenge von B0 in einen Sättigungszustand überzugehen, während dies bei Rapsöl nicht zu beobachten ist. Im Gegensatz zu in Fahrzeugen verbauten Common-Rail-Systemen besitzt der AFIDA einen deutlich kleineren Hochdruckspeicher (Rail). Weiter ist der Durchfluss der HPLC-Pumpe zu gering, um innerhalb der kurzen Ansteuerzeiten des Injektors die Kraftstoffentnahme aus dem Hochdruckspeicher vollständig zu kompensieren. Somit wird über die Dauer der Einspritzung der Hochdruckspeicher entleert. Je länger der Injektor angesteuert wird und je mehr Kraftstoff dem Hochdruckspeicher entnommen wird, desto weiter fällt dort der Druck ab. Folglich lässt sich die Einspritzmenge trotz längerer Ansteuerdauern nicht weiter steigern. Im Fall von Rapsöl wird diese Grenze für die untersuchten Ansteuerdauern aufgrund der geringeren Kraftstoffentnahme aus dem Hochdruckspeicher nicht erreicht. Ferner ist die Einspritzmenge beider Kraftstoffe für Ansteuerzeiten kleiner gleich 1,3 ms ausreichend, um einen merklichen Druckanstieg durch die Verbrennung in der Brennkammer verzeichnen zu können. Somit ist der eintretende Sättigungszustand in der Einspritzmenge von Diesel als unproblematisch zu betrachten.

Der Zusammenhang zwischen der mittleren Einspritzmenge und dem mittleren Druckabfall im Hochdruckspeicher ist in Abbildung 22 dargestellt.

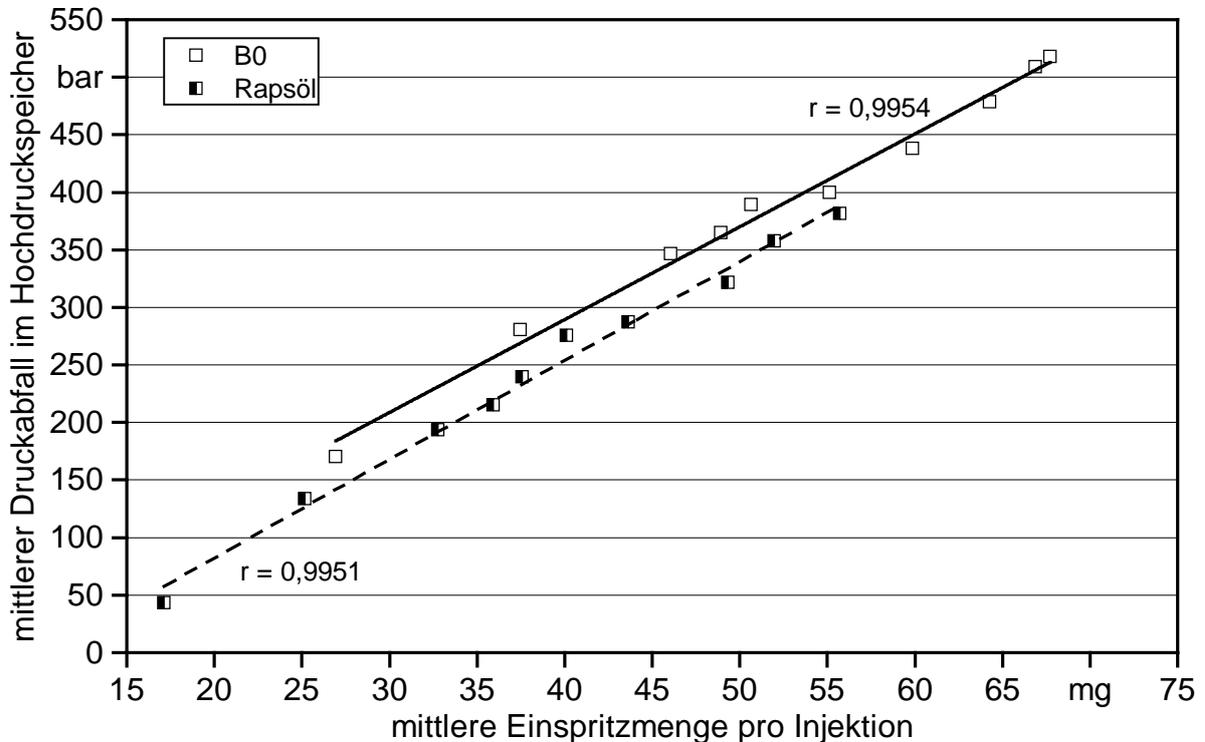


Abbildung 22: Mittlerer Druckabfall im Hochdruckspeicher in Abhängigkeit der mittleren Einspritzmenge unter Verwendung von B0 und Rapsöl bei einer Brennkammertemperatur von 923 K, einem Brennkammerdruck von 10 bar und einem Einspritzdruck von 1000 bar

Der Korrelationskoeffizient zwischen der mittleren Einspritzmenge und dem mittleren Druckabfall im Hochdruckspeicher pro Injektion beträgt für B0 0,9954 und für Rapsöl 0,9951. Es besteht ein direkt linearer Zusammenhang zwischen diesen beiden Größen. Anhand des mittleren Druckabfalls kann somit die Einspritzmenge abgeschätzt werden.

Aufbauend auf dieser Erkenntnis wird der Einfluss des Brennkammerdrucks auf die Einspritzmenge untersucht. In Abbildung 23 ist der mittlere Druckabfall im Hochdruckspeicher bei einem Brennkammerdruck von 20 bar dem Druckabfall bei einem Brennkammerdruck von 10 bar gegenübergestellt. Bei beiden Brennkammerdrücken wurde die Ansteuerdauer des Injektors von 0,5 ms bis 1,4 ms variiert. Für Rapsöl ist der mittlere Druckabfall durchschnittlich um 145 bar geringer als unter Verwendung von B0.

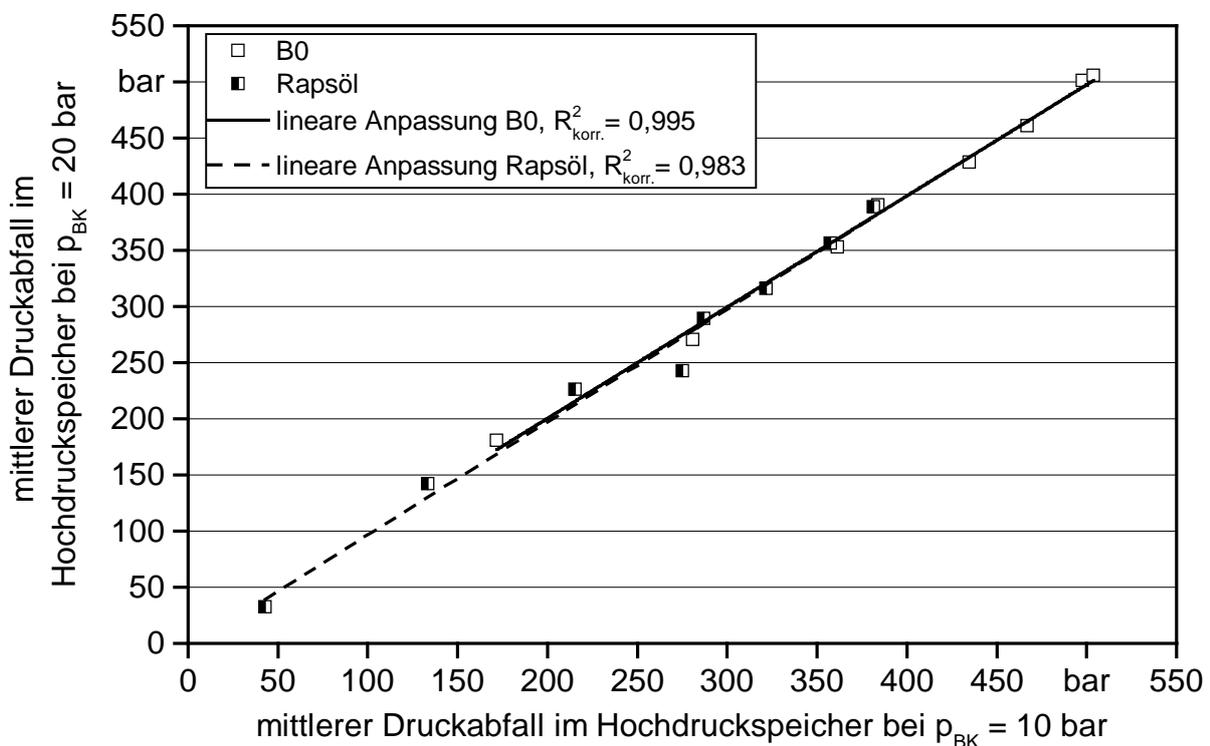


Abbildung 23: Druckabfall im Hochdruckspeicher des Kraftstoffsystems in Abhängigkeit der Ansteuerdauer des Injektors für einen Brennkammerdruck von 10 bar und 20 bar und bei einer Brennkammertemperatur von 923 K

Bei Steigerung des Brennkammerdruckes von 10 bar auf 20 bar gleicht der Druckabfall im Hochdruckspeicher den Werten bei 10 bar unabhängig vom Kraftstoff. Demzufolge kann davon ausgegangen werden, dass eine Änderung der Brennkammerbetriebsparameter zu keiner merklichen Änderung der Einspritzmenge führt. Anhand des Druckabfalls im Hochdruckspeicher kann für die weiteren Kraftstoffe mit ähnlichen physikalischen Eigenschaften wie B0 oder Rapsöl die Funktionalität des Injektors überprüft und die Einspritzmenge im Vergleich zu Referenzdieselmotorkraftstoff oder Rapsölmotorkraftstoff abgeschätzt werden.

Unterschiede in der Einspritzmenge führen zu einer Änderung des globalen Sauerstoff-Brennstoff-Äquivalenzverhältnisses. Wie bereits mit Gleichung (3.9) gezeigt wurde, hat die Oxidatormenge einen Einfluss auf die Länge des Zündverzugs. Der Einfluss der gesamten in der Brennkammer verfügbaren Oxidatormenge auf das Zündverhalten eines Kraftstoffes ist jedoch nur erfassbar, wenn Brennstoff und Oxidator vor Beginn der Zündung vollständig und homogen gemischt vorliegen. Beim AFIDA sind, wie beim konventionellen Dieselmotor, diese Gegebenheiten durch die kontinuierliche Einbringung des Kraftstoffs und die daraus resultierende Zündung und Verbrennung eines Kraftstoffsprays nur an bestimmten Betriebspunkten gegeben. Weiter werden alle Versuche mit deutlichem Luftüberschuss und damit im überstöchiometrischen Bereich betrieben. Deshalb wurde trotz der Unterschiede in der absoluten Höhe der Einspritzmenge bei Verwendung von Pflanzenölkraftstoff und Dieselmotorkraftstoff für die weiteren Versuche auf eine Anpassung der Einspritzmenge verzichtet.

Wie aus Abbildung 24 ersichtlich wird, hat ab einer Ansteuerdauer des Injektors von ca. 1 ms die eingebrachte Kraftstoffmasse nur noch einen geringfügigen Einfluss auf den Zeitpunkt des Einsetzens der Hauptverbrennung, charakterisiert durch den Zündverzug nach dem Wendetangentenverfahren.

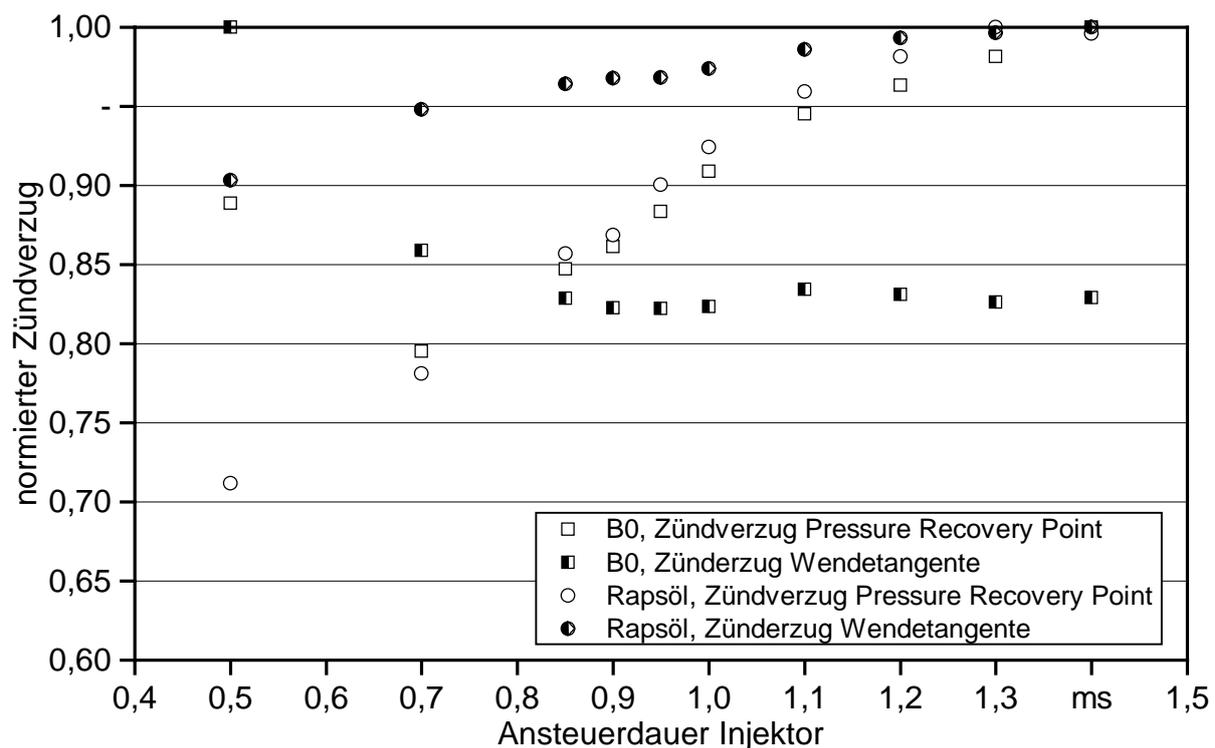


Abbildung 24: Normierter Zündverzug von Referenzdieselmotorkraftstoff (B0) und Rapsöl in Abhängigkeit von der Ansteuerdauer des Injektors

Der Zündverzug  $ZV_{PRP}$  weist gemäß Abbildung 24 über einen größeren Bereich einen Einfluss der eingespritzten Kraftstoffmenge auf. Im Bereich einer Ansteuerdauer von 0,7 ms bis 1,1 ms nimmt der normierte Zündverzug nach dem Pressure-Recovery-Point-

Kriterium kontinuierlich zu. Durch die zunehmende Ansteuerdauer verlängert sich die Einbringung des Kraftstoffes in die Brennkammer und damit die Phase der Abkühlung der Brennkammertemperatur aufgrund der Kraftstoffverdampfung. Je höher die Abkühlung ist, desto länger wird die Zeitspanne, bis der initiale Brennkammerdruck durch die freiwerdende Reaktionswärme wieder erreicht werden kann. Ab einer Ansteuerdauer von 1,1 ms nimmt der Einfluss der Ansteuerdauer auf den Zündverzug  $ZV_{PRP}$  ab. Mit einer Ansteuerdauer größer 1,1 ms ist die Änderung des Zündverzugs  $ZV_{PRP}$  kleiner gleich 6 % des normierten Wertes für B0 und kleiner gleich 4 % bei Verwendung von Rapsöl.

Eine Steigerung der Ansteuerdauer zur Anpassung der Einspritzmenge von Pflanzenölkraftstoff an die Einspritzmenge von B0 würde somit keine merkliche Änderung im Zündverhalten bei einer Ansteuerdauer größer gleich 1,2 ms hervorrufen. Aus diesem Grund ist davon auszugehen, dass der Einfluss einer um 8 % geringeren Einspritzmenge bei Verwendung von Pflanzenöl bei einer konstanten Ansteuerdauer des Injektors von 1,2 ms auf das Zündverhalten im Rahmen der vorliegenden Versuche vernachlässigbar ist.

## 6.2 Analyse des Zünd- und Verbrennungsverhaltens

Nachfolgend wird das Zünd- und Verbrennungsverhalten der untersuchten Kraftstoffgruppen dargestellt. Die Brennkammertemperatur bezieht sich jeweils auf die mittlere Temperatur der Brennkammerluft zum Zeitpunkt des Ansteuerbeginns des Injektors.

### 6.2.1 Zünd- und Verbrennungsverhalten der primären Referenzkraftstoffe

Der Druckabfall im Druckspeicher gemessen über die Einspritzung und gemittelt über alle Messpunkte ist für alle primären Referenzkraftstoffgemische im Vergleich zum ermittelten Wert für B0 in Tabelle 37 angegeben.

Tabelle 37: Mittlerer Druckabfall im Druckspeicher über die Dauer der Einspritzung für die primären Referenzkraftstoffgemische im Vergleich zu B0

	Einheit	PRF 30	PRF 35	PRF 40	PRF 46	PRF 53	PRF 60	PRF 70	PRF 82
Mittlerer Druckabfall	bar	489,3	488,2	481,3	480,9	473,5	480,0	479,7	481,9
Standardabweichung	bar	11,1	7,7	8,2	11,9	11,0	12,6	11,7	8,4
Abweichung zu B0	%	-2,3	-2,1	-0,7	-0,6	1,0	-0,4	-0,3	-0,8

Die Abweichung zwischen dem mittleren Druckabfall im Hochdruckspeicher unter Verwendung der primären Referenzkraftstoffmischungen und der Versuche zur Abschätzung der Einspritzmenge von B0 liegt im Bereich von -2,23 % bis 0,98 %. Daraus und in im Hinblick auf die ähnlichen physikalischen Eigenschaften der primären Referenzkraft-

stoffgemische und B0 lässt sich ableiten, dass sich keine merkliche Änderung der Einspritzmenge unter Verwendung eines primären Referenzkraftstoffgemisches ergibt. Die Standardabweichung des Druckabfalls der Messreihen der einzelnen Kraftstoffe betragen weniger als 2,7 %. Die geringe Standardabweichung lässt auf eine gute Funktionalität des Injektors mit den primären Referenzkraftstoffgemischen schließen.

Abbildung 25 zeigt den Zündverzug nach der Pressure-Recovery-Point-Methode ( $ZV_{PRP}$ ) für die primären Referenzkraftstoffe (PRF) in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur.

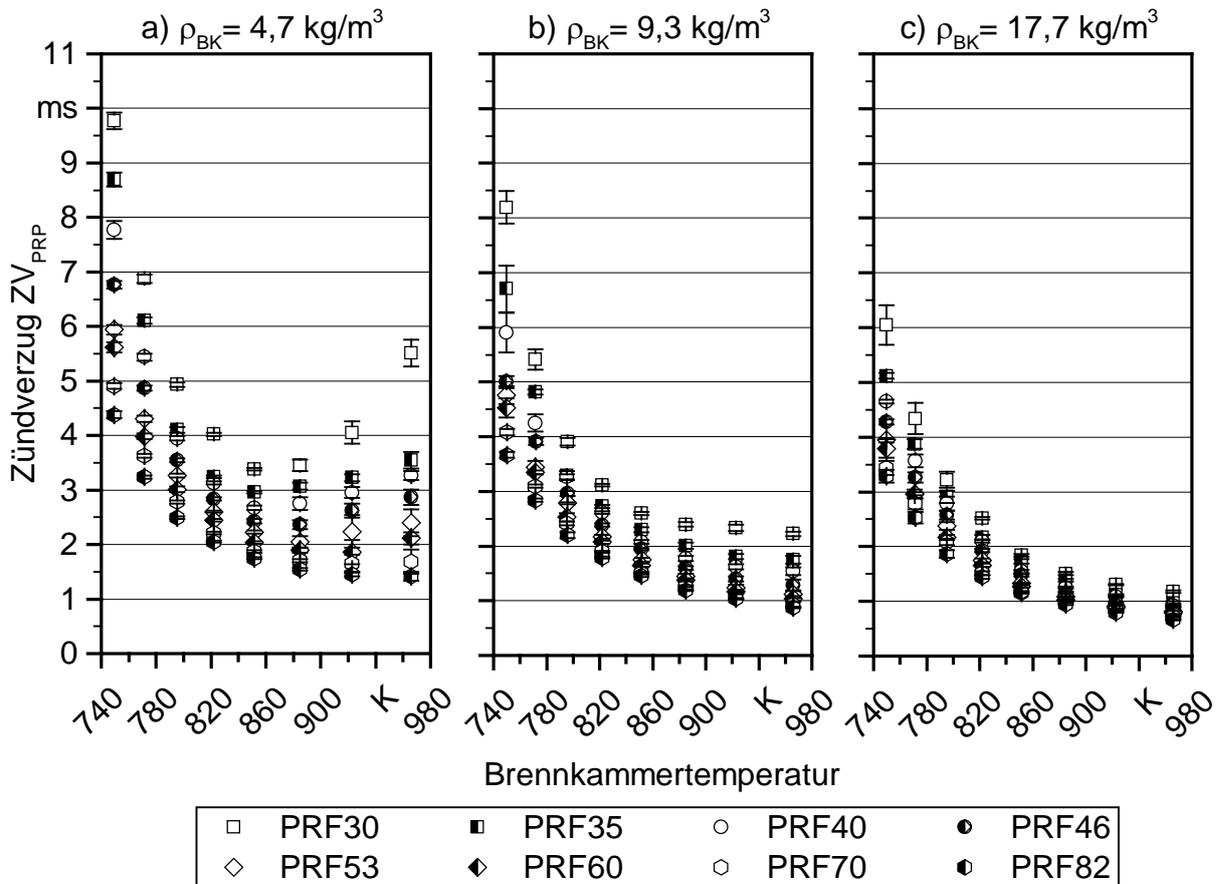


Abbildung 25: Zündverzug der primären Referenzkraftstoffgemische PRF30 bis PRF82 nach dem Pressure-Recovery-Point-Kriterium ( $ZV_{PRP}$ ) in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur und der Brennkammerluftdichte

Bei einer Brennkammerluftdichte von  $4,7 \text{ kg/m}^3$  (Abbildung 25 a)) nimmt der Zündverzug  $ZV_{PRP}$  bis zu einer Brennkammertemperatur von  $852 \text{ K}$  kontinuierlich ab. Für Temperaturen größer  $852 \text{ K}$  nimmt der Zündverzug mit steigender Temperatur zu. Es kann die Ausbildung eines dem Negativen Temperaturkoeffizienten (NTC) gleichenden Verhaltens beobachtet werden. Das NTC-Verhalten ist für den PRF30-Kraftstoff besonders stark ausgeprägt und verringert sich zum einen mit zunehmender Cetanzahl und zum anderen je näher der Zündverzug sich einem Wert von  $2,0 \text{ ms}$  nähert. Der Unterschied zwischen dem Zündverzug  $ZV_{PRP}$  der beiden primären Referenzkraftstoffgemische PRF30 und

PRF82 beträgt 5,39 ms bei einer Brennkammertemperatur von 750 K und verkürzt sich auf 4,10 ms bei einer Brennkammertemperatur von 967 K.

In Abbildung 25 b) ist der Verlauf des Zündverzugs  $ZV_{PRP}$  über die Brennkammertemperatur bei einer Brennkammerluftdichte von  $9,3 \text{ kg/m}^3$  dargestellt. Mit Ausnahme des Kraftstoffs PRF30 nimmt der Zündverzug für alle Kraftstoffe mit zunehmender Temperatur ab. Für den Kraftstoff PRF30 ist ab einer Temperatur von 822 K der Beginn eines NTC-Verhaltens zu erkennen, welches jedoch nicht stark ausgeprägt ist. Der Unterschied zwischen dem Zündverzug  $ZV_{PRP}$  der beiden primären Referenzkraftstoffgemische PRF30 und PRF82 beträgt 4,53 ms bei einer Brennkammertemperatur von 750 K und verkürzt sich auf 1,35 ms bei einer Brennkammertemperatur von 967 K.

Für die höchste untersuchte Brennkammerluftdichte von  $17,7 \text{ kg/m}^3$  nimmt der Zündverzug  $ZV_{PRP}$  gemäß Abbildung 25 c) für alle Kraftstoffe mit zunehmender Temperatur ab. Es ist kein NTC-Verhalten zu erkennen. Der Unterschied zwischen dem Zündverzug  $ZV_{PRP}$  der beiden primären Referenzkraftstoffgemische PRF30 und PRF82 beträgt 2,76 ms bei einer Brennkammertemperatur von 750 K und verringert sich auf nur mehr 0,51 ms bei einer Brennkammertemperatur von 967 K.

Ein NTC-Verhalten tritt während des Zündvorgangs bestimmter Kohlenwasserstoffe in einem Temperaturbereich von 750 K bis 900 K auf [161]. Innerhalb dieses Temperaturbereichs konnte auch in den vorliegenden Untersuchungen ein NTC-Verhalten festgestellt werden. Nach WANG et al. (2010) [156] kommt es während der Selbstzündung von 1-Methylnaphthalin zu keinem NTC-Verhalten. Demzufolge muss das beobachtete NTC-Verhalten im Fall der niedrigen und mittleren Brennkammerluftdichte durch den Kohlenwasserstoff n-Hexadecan hervorgerufen worden sein, welcher nachweislich ein NTC-Verhalten besitzt [161]. Während der Niedertemperaturreaktionsprozesse kommt es zur Bildung von Zwischenprodukten. Diese Zwischenprodukte können über einen weiten Temperaturbereich stabil sein. Dadurch geht die Reaktionsrate zurück und der Zündverzug verlängert sich trotz zunehmender Temperatur. Im Fall von n-Hexadecan wird Wasserstoffperoxid als stabiles Zwischenprodukt gebildet. Wasserstoffperoxid ist bis zu einer Temperatur von etwa 900 K bis 1000 K stabil. Beim Erreichen dieser Temperatur zerfällt Wasserstoffperoxid in einem sehr schnell ablaufenden Prozess in zwei Hydroxidradikale, wodurch der Hochtemperaturzündungsprozess eingeleitet wird [161].

Wie in Abbildung 25 gezeigt wurde, tritt mit zunehmender Cetanzahl und damit einem zunehmenden Anteil an n-Hexadecan im binären Gemisch ein NTC-ähnliches Verhalten nicht mehr auf. Weiter verringert sich die Ausprägung des NTC-Verhaltens, je weiter sich der Zündverzug einem Wert von 2,0 ms nähert oder unterschreitet. Die Ansteuerdauer des Injektors beträgt bei den durchgeführten Versuchen 1,2 ms. Unter Berücksichtigung der Dynamik der Nadelbewegung beim Öffnen und Schließen des Injektors verlängert sich die tatsächliche Einspritzdauer im Vergleich zur Ansteuerdauer. SEIDENSPINNER et al. (2015) [139] ermittelten bei ihren Versuchen am AFIDA eine effektive Einspritzdauer, welche im Bereich von 2,0 ms nach Beginn der Injektoransteuerung liegt. Für einen Zündverzug  $ZV_{PRP}$  deutlich oberhalb von 2,0 ms kann angenommen werden, dass zum Zeitpunkt des Erreichens des Pressure Recovery Point die Einspritzung abgeschlossen

ist und der Kraftstoff nahezu vollständig verdampft ist. Es liegt ein annähernd homogenes Kraftstoff-Luft-Gemisch vor, in welchem die Selbstzündung stattfindet. Die Verbrennung erfolgt in diesem Fall überwiegend vorgemischt. Liegt der Pressure Recovery Point hingegen in der Nähe oder unterhalb des Endes der Einspritzung, so ist die Kraftstoffaufbereitung noch nicht abgeschlossen. Es kommt zu einer teilvorgemischten Verbrennung mit einer anschließenden diffusionsgesteuerten Verbrennungsphase. Ein ausgeprägtes NTC-Verhalten ist dadurch nicht mehr erkennbar. Dies ist nur möglich, wenn die Zündung in einem annähernd vollständig vorgemischtem Gemisch stattfindet. Aus diesem Grund nimmt die Ausprägung des NTC-Verhaltens in den durchgeführten Untersuchungen kontinuierlich mit sinkendem Zündverzug  $ZV_{PRP}$  ab.

Die Verschiebung der Brennphasen mit abnehmendem Zündverzug ist auch anhand des zeitlichen Verlaufs der Druckänderungsrate erkennbar. Der zeitliche Verlauf der Druckänderungsrate ist in Abbildung 23 exemplarisch für den Kraftstoff PRF70 für eine Brennkammerluftdichte von  $4,7 \text{ kg/m}^3$  und  $9,3 \text{ kg/m}^3$  dargestellt.

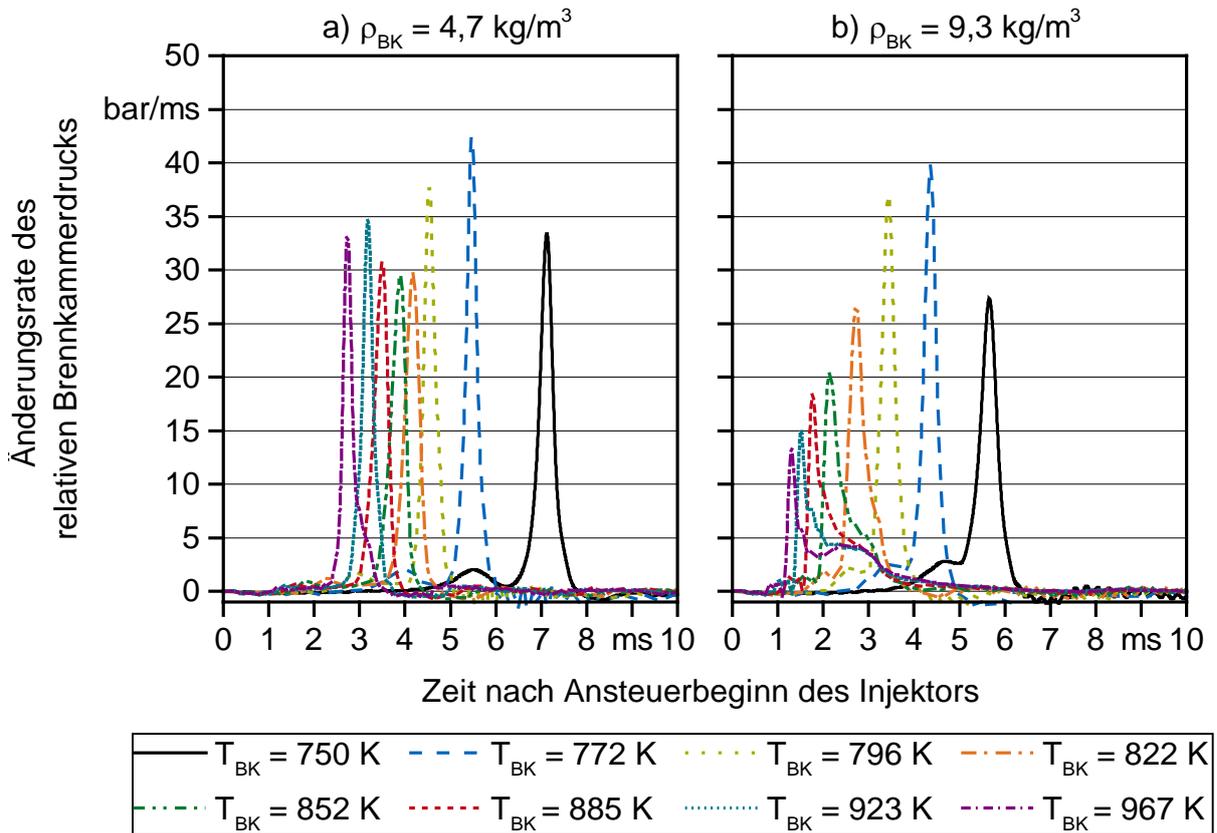


Abbildung 26: Zeitlicher Verlauf der Änderungsrate des relativen Brennkammerdrucks von PRF70 für eine Brennkammerluftdichte von  $4,7 \text{ kg/m}^3$  und  $9,3 \text{ kg/m}^3$  und in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur  $T_{BK}$

Das Maximum der Druckänderungsrate tritt bei beiden Brennkammerluftdichten mit zunehmender Brennkammertemperatur früher ein. Bei den drei niedrigsten Temperaturen ist für beide Brennkammerluftdichten eine ausgeprägte zweistufige Zündung mit einem

lokalen Maximum in der Druckänderungsrate vor Auftreten des globalen Maximums zu erkennen. Bei einer der Brennkammerluftdichte von  $4,7 \text{ kg/m}^3$  liegt das globale Maximum in einem Bereich von  $30 \text{ bar/ms}$  bis  $40 \text{ bar/ms}$  und weist keine Temperaturabhängigkeit auf. Unter Berücksichtigung des Zündverzugs aus Abbildung 25 a) erfolgt die Verbrennung bis zu einer Temperatur von  $822 \text{ K}$  überwiegend vorgemischt. Mit zunehmender Temperatur verschiebt sich durch die Überlagerung der Verbrennung mit der Kraftstoffaufbereitung die Verbrennungsphase in Richtung mischungskontrollierter Verbrennung.

Deutlich erkennbar ist diese Verschiebung bei der Brennkammerluftdichte von  $9,3 \text{ kg/m}^3$  in Abbildung 26 b). Ab einer Temperatur von  $852 \text{ K}$  bildet sich ein zweites lokales Maximum in der Druckänderungsrate nach Erreichen des globalen Maximums aus. Die maximale Druckänderungsrate nimmt ab einer Brennkammertemperatur von  $772 \text{ K}$  mit zunehmender Temperatur ab. Durch den sinkenden Zündverzug mit steigender Temperatur kann bis zum Zündzeitpunkt weniger Kraftstoff zu einem zündfähigen Gemisch aufbereitet werden. Die geringere aufbereitete Kraftstoffmenge führt zu einer geringeren maximalen Druckänderungsrate. Der Großteil des eingebrachten Kraftstoffes verbrennt anschließend in einer mischungskontrollierten Verbrennung.

Den Zündverzug nach dem Wendetangentenverfahren ( $ZV_{\text{tan}}$ ) in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur stellt Abbildung 27 dar.

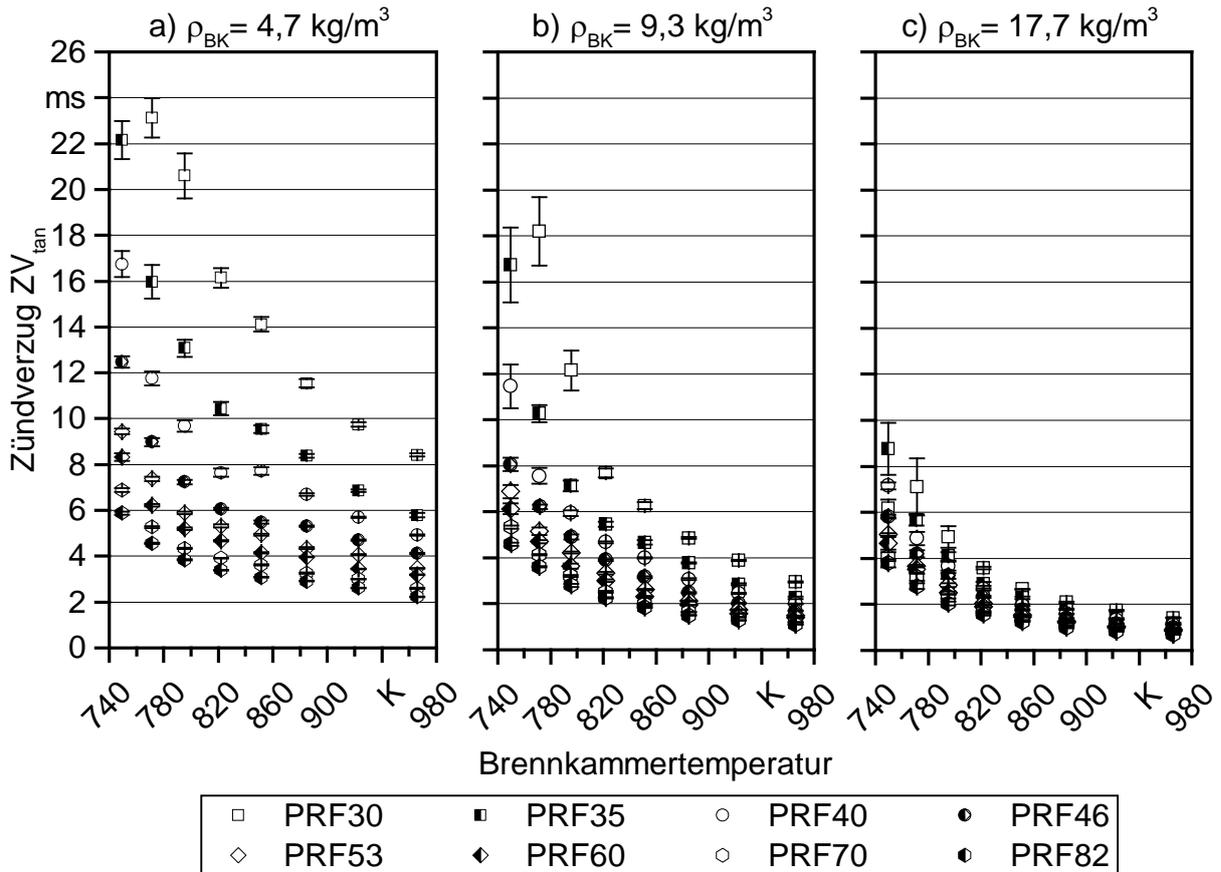


Abbildung 27: Zündverzug der primären Referenzkraftstoffgemische PRF30 bis PRF82 nach dem Wendetangentenverfahren ( $ZV_{tan}$ ) in Abhängigkeit von der Brennkammerluftdichte und Brennkammertemperatur

Der Zündverzug nimmt exponentiell mit steigender Cetanzahl, zunehmender Brennkammertemperatur und Brennkammerluftdichte ab. Eine Ausnahme bildet der Zündverzug für PRF30 bei einer Brennkammerluftdichte von  $17,7 \text{ kg/m}^3$  und einer Brennkammertemperatur von  $750 \text{ K}$ . Unter diesen Betriebsbedingungen kommt es zu keiner schnellen vollständigen Umsetzung des Kraftstoff-Luft-Gemisches. Stattdessen findet nach einem anfänglichen geringen Druckanstieg von ca. 2 bar eine verschleppte Verbrennung mit einer sehr langsamen Zunahme des relativen Brennkammerdrucks statt. Den resultierenden relativen Druckverlauf zeigt Abbildung 28 im Vergleich zu den weiteren Brennkammertemperaturen.

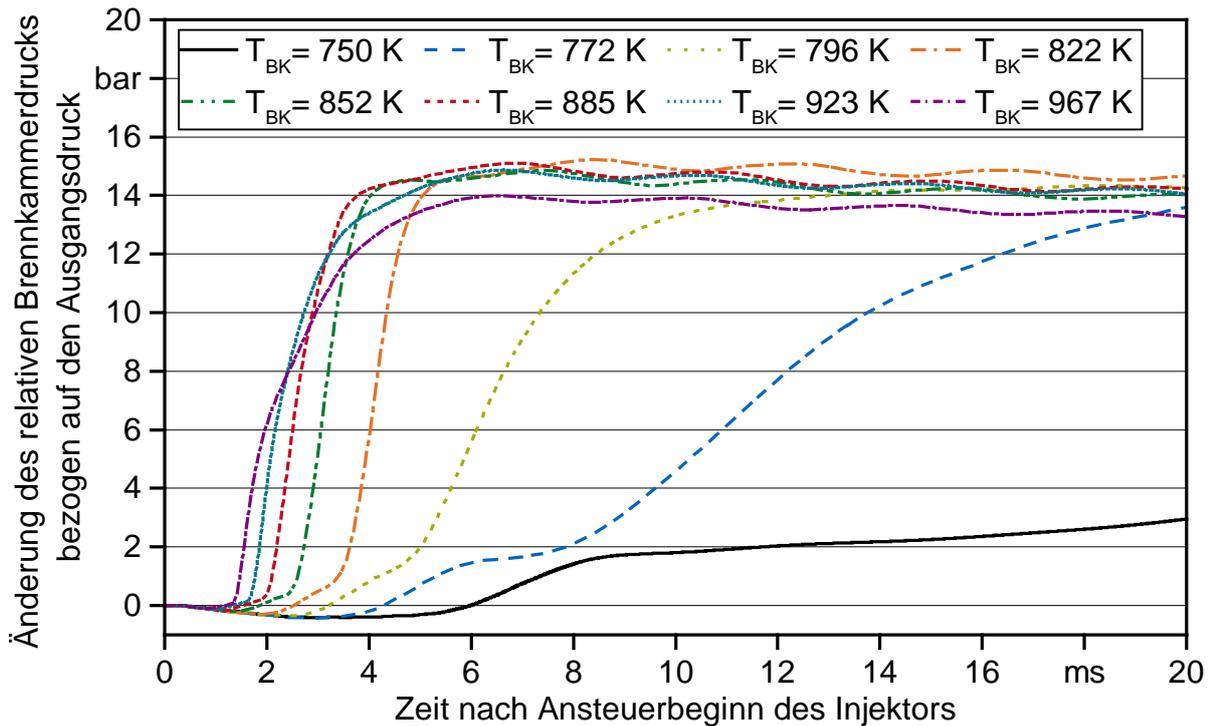


Abbildung 28: Zeitlicher Verlauf der relativen Druckänderung in der Brennkammer bezogen auf den Ausgangsdruck zu Beginn der Injektoransteuerung bei einer Brennkammerluftdichte von  $17,7 \text{ kg/m}^3$  für den Kraftstoff PRF30

Während bei den Brennkammertemperaturen größer gleich  $772 \text{ K}$  der maximale Druckanstieg im Bereich von  $14 \text{ bar}$  rasch erreicht wird, liegt der relative Brennkammerdruck bei  $750 \text{ K}$  bei  $20 \text{ ms}$  unterhalb  $4 \text{ bar}$  und bei  $40 \text{ ms}$  unterhalb von  $8 \text{ bar}$ . Die verschleppte Verbrennung wird neben der geringen Brennkammertemperatur von  $750 \text{ K}$  durch die geringe Zündwilligkeit des Kraftstoffes begünstigt. Durch das ausbleibende Einsetzen einer Hauptverbrennung ist die Aussagefähigkeit des Zündverzugs nach dem Wendetangentenverfahren für den PRF30-Kraftstoff an diesem Betriebspunkt nicht gegeben.

Weiter ist in Abbildung 27 der Zündverzug für den PRF30-Kraftstoff für die beiden Brennkammerluftdichten von  $4,7 \text{ kg/m}^3$  und  $9,3 \text{ kg/m}^3$  für eine Brennkammertemperatur von  $750 \text{ K}$  nicht eingetragen. Beide Werte liegen mit  $32,38 \text{ ms}$  und  $35,49 \text{ ms}$  außerhalb des Wertebereichs der Grafik von  $0 \text{ ms}$  bis  $26 \text{ ms}$ . Nach dem Zündverzug erfolgt bei beiden Brennkammerluftdichten eine erste Zündstufe, welche zu einem Temperaturhub von  $70 \text{ K}$  bis  $100 \text{ K}$  führt. Die ausgeprägte erste Zündstufe ist im Verlauf des relativen Brennkammerdrucks in Abbildung 29 erkennbar.

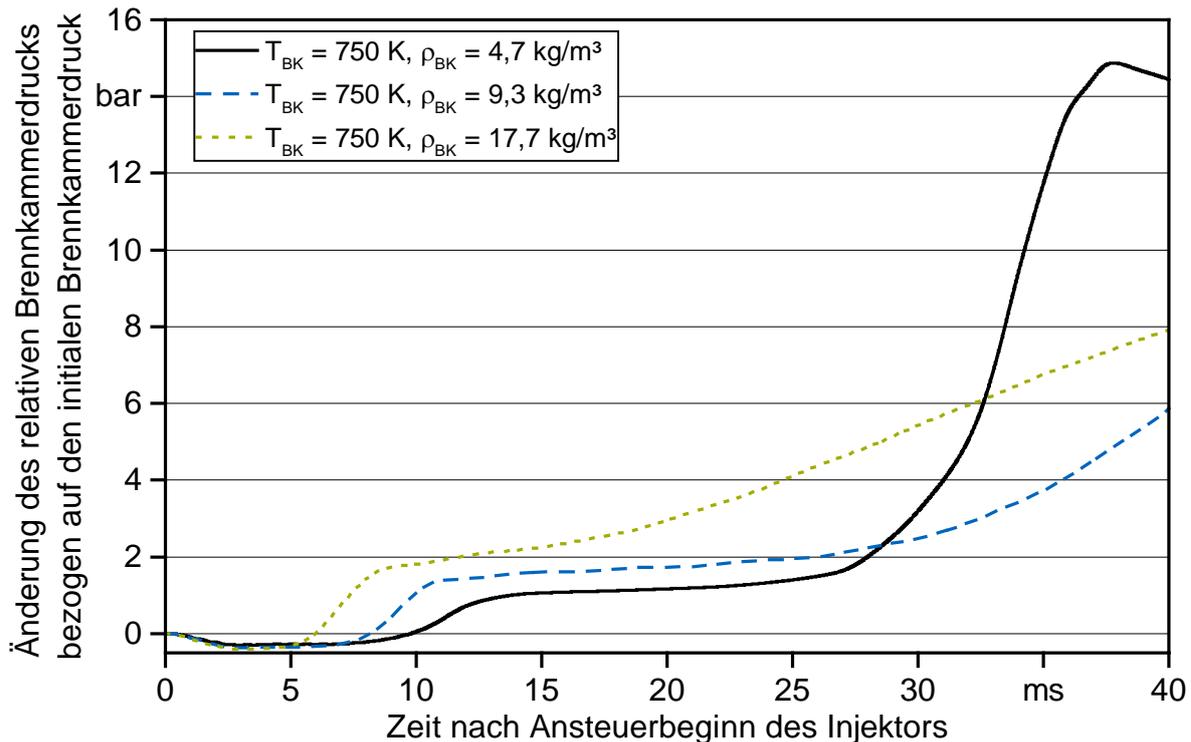


Abbildung 29: Zeitlicher Verlauf der relativen Druckänderung in der Brennkammer bezogen auf den Druck zu Beginn der Injektoransteuerung für das primäre Referenzkraftstoffgemisch PRF30 bei einer Brennkammertemperatur von 750 K und drei unterschiedlichen Brennhammerluftdichten

Durch den Temperaturhub der ersten Zündstufe befindet sich das Kraftstoff-Luft-Gemisch im Temperaturbereich des NTC. Die Reaktionsrate geht zurück, bis die Brennkammertemperatur einen Schwellenwert oberhalb 900 K erreicht. Dies führt über einen weiten Zeitbereich zu einer Verlängerung des Zündverzugs nach dem Wendetangentenverfahren. Bei Erreichen der Temperaturschwelle von 900 K setzen der Zerfall der stabilen Zwischenprodukte und die Hauptverbrennung mit einem starken Anstieg der Druckänderungsrate ein.

Die Spannweite zwischen dem Zündverzug  $ZV_{\tan}$  des PRF30- und PRF82-Kraftstoffs beträgt bei einer Brennhammerluftdichte von  $4,3 \text{ kg/m}^3$  26,50 ms bei einer Temperatur von 750 K und sinkt auf 6,18 ms bei einer Brennkammertemperatur von 967 K. Für die Brennhammerluftdichte von  $9,3 \text{ kg/m}^3$  ergibt sich eine Spreizung von 30,90 ms und 1,86 ms für die niedrigste und höchste Brennkammertemperatur. Die Differenz des Zündverzugs von PRF30 und PRF82 bei einer Brennhammerluftdichte von  $17,7 \text{ kg/m}^3$  beträgt 4,31 ms bei einer Brennkammertemperatur von 772 K und 0,72 ms bei 967 K.

Die Brenndauer ist definiert als die Zeitspanne zwischen dem Zeitpunkt, an welchem 90 % des maximalen Druckanstiegs in der Brennkammer erreicht wird und dem Zeitpunkt des Zündverzugs nach dem Wendetangentenverfahren ( $ZV_{\tan}$ ). Die Brenndauer in Abhängigkeit des Zündverzugs nach dem Wendetangentenverfahren ist für die drei

Brennkammerluftdichten und einen Zündverzögerung von  $0 \text{ ms} \leq ZV_{\text{tan}} \leq 12 \text{ ms}$  in Abbildung 27 dargestellt.

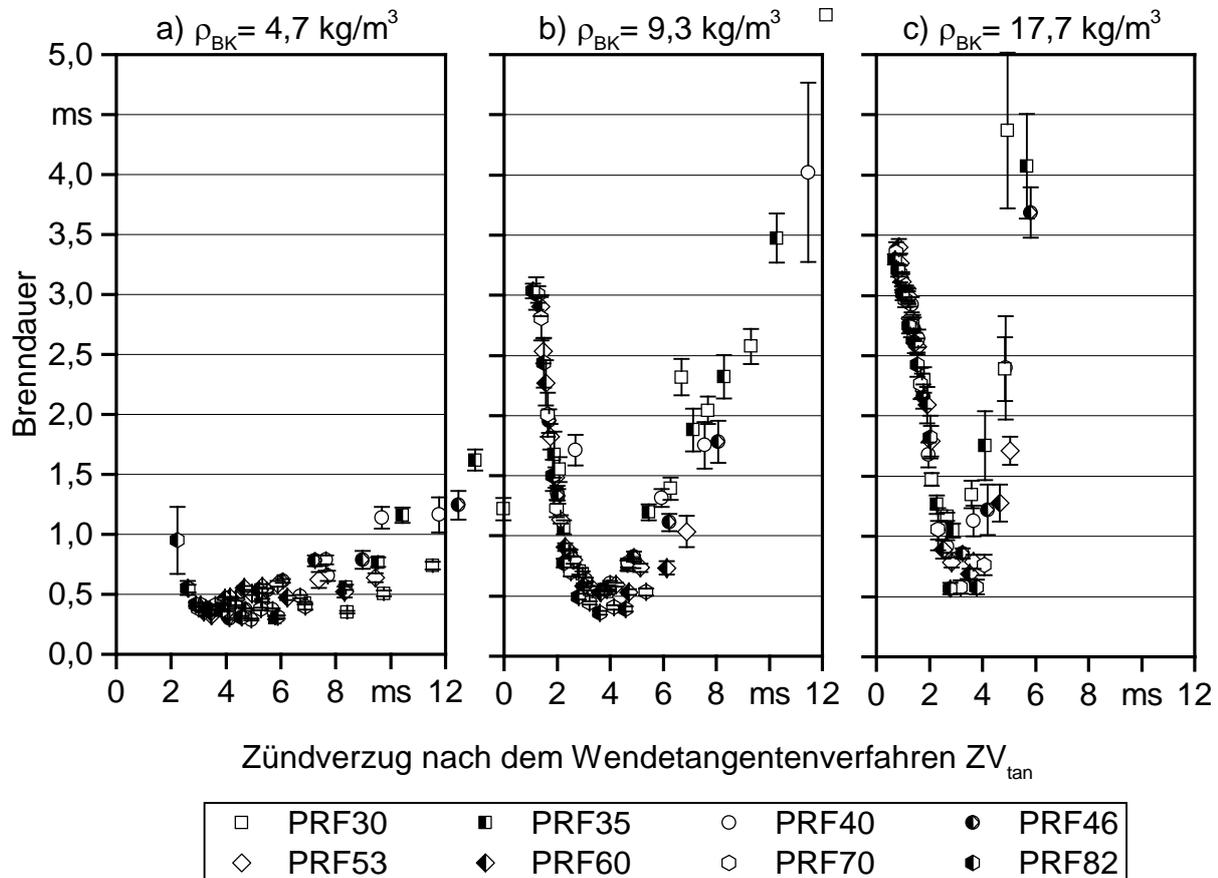


Abbildung 30: Brenndauer der primären Referenzkraftstoffgemische in Abhängigkeit des Zündverzugs nach dem Wendetangentenverfahren für die drei Brennkammerluftdichten von  $4,7 \text{ kg/m}^3$ ,  $9,3 \text{ kg/m}^3$  und  $17,7 \text{ kg/m}^3$

Für alle Brennkammerluftdichten verkürzt sich die Brenndauer zunächst mit zunehmendem Zündverzug  $ZV_{\text{tan}}$ . Ab einem Zündverzug  $ZV_{\text{tan}}$  von  $3,5 \text{ ms}$  bis  $4,0 \text{ ms}$  nimmt die Brenndauer mit steigendem Zündverzug wieder zu. Es ergibt sich für die beiden Brennkammerluftdichten von  $9,3 \text{ kg/m}^3$  und  $17,7 \text{ kg/m}^3$  eine parabelartige Kurvenausprägung der Brenndauer. Der linke Parabelast beschreibt die überwiegend mischungskontrollierte Brennphase. Die Brenndauer nimmt dabei mit zunehmendem Zündverzug ab. Der längere Zündverzug führt zu einer größeren Menge an reaktionsfähigem Kraftstoff-Luft-Gemisch. Nach erfolgter Zündung kann das vorgemischte Kraftstoff-Luft-Gemisch mit einer sehr hohen Umsatzrate umgesetzt werden, was zu einer sinkenden Brenndauer führt. Auf dem rechten Parabelast nimmt die Brenndauer mit zunehmendem Zündverzug zu. Dies führt zu einer stetig voranschreitenden Homogenisierung und einer damit verbundenen Verdünnung des Kraftstoff-Luft-Gemisches. Die Umsatzrate nimmt nach erfolgter Zündung ab und dadurch die Brenndauer zu. Diese Erkenntnisse konnten auch bereits in den Untersuchungen von RABL et al. (2015) [122] zum Verbrennungsverhalten

von Mischungen von n-Cetan und Heptamethylnonan in einem CVCC-Messgerät gezeigt werden.

Durch die Analyse des Zünd- und Verbrennungsverhaltens der primären Referenzkraftstoffe kann gezeigt werden, dass mit zunehmender Cetanzahl eines Kraftstoffes sowie mit steigender Brennkammertemperatur und -luftdichte der Zündverzug abnimmt. Für den Zündverzug nach der Pressure-Recovery-Point-Methode kann unter der Voraussetzung einer überwiegend vorgemischten Verbrennung ein NTC-Verhalten beobachtet werden. Eine überwiegend vorgemischte Verbrennung liegt vor, wenn der Zündverzug nach der Pressure-Recovery-Point-Methode länger als 2,5 ms ist. Der Übergang von einer überwiegend vorgemischten hin zu einer mehrheitlich Mischungskontrollierten Verbrennung lässt sich auch durch einen parabelförmigen Verlauf der Brenndauer in Abhängigkeit vom Zündverzug zeigen. Der Zündverzug nach dem Wendetangentenverfahren beschreibt den Beginn der Hauptverbrennung. Für Kraftstoffe mit geringer Zündwilligkeit kann es bei niedrigen Brennkammertemperaturen zu einer stark verschleppten Verbrennung kommen. Aufgrund der ausbleibenden Hauptverbrennung ist der Zündverzug nach dem Wendetangentenverfahren in diesem Fall nicht mehr aussagekräftig.

### 6.2.2 Zünd- und Verbrennungsverhalten von Referenzdieselmotorkraftstoff (B0)

Der Druckabfall im Druckspeicher gemessen über die Einspritzung und gemittelt über alle Messpunkte beträgt unter Verwendung von B0  $468,4 \pm 5,6$  bar. Er lag um 9,8 bar unterhalb des Wertes der Messreihe zur Abschätzung der Einspritzmenge von B0, was einer Abweichung von 2 % entspricht. Die geringe Standardabweichung des Druckabfalls über die Messreihe lässt auf eine gute Funktionalität des Injektors über die gesamte Messreihe und eine annähernd konstante Einspritzmenge schließen.

Der Zündverzug nach der Pressure-Recovery-Point-Methode ( $ZV_{PRP}$ ) ist in Abbildung 31 in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur für alle drei Brennkammerluftdichten dargestellt. Aufgrund der im CFR-Motor für B0 ermittelten Cetanzahl von 52,4 ist in Abbildung 31 der Zündverzug des primären Referenzkraftstoffgemisches PRF53 mit eingetragen.

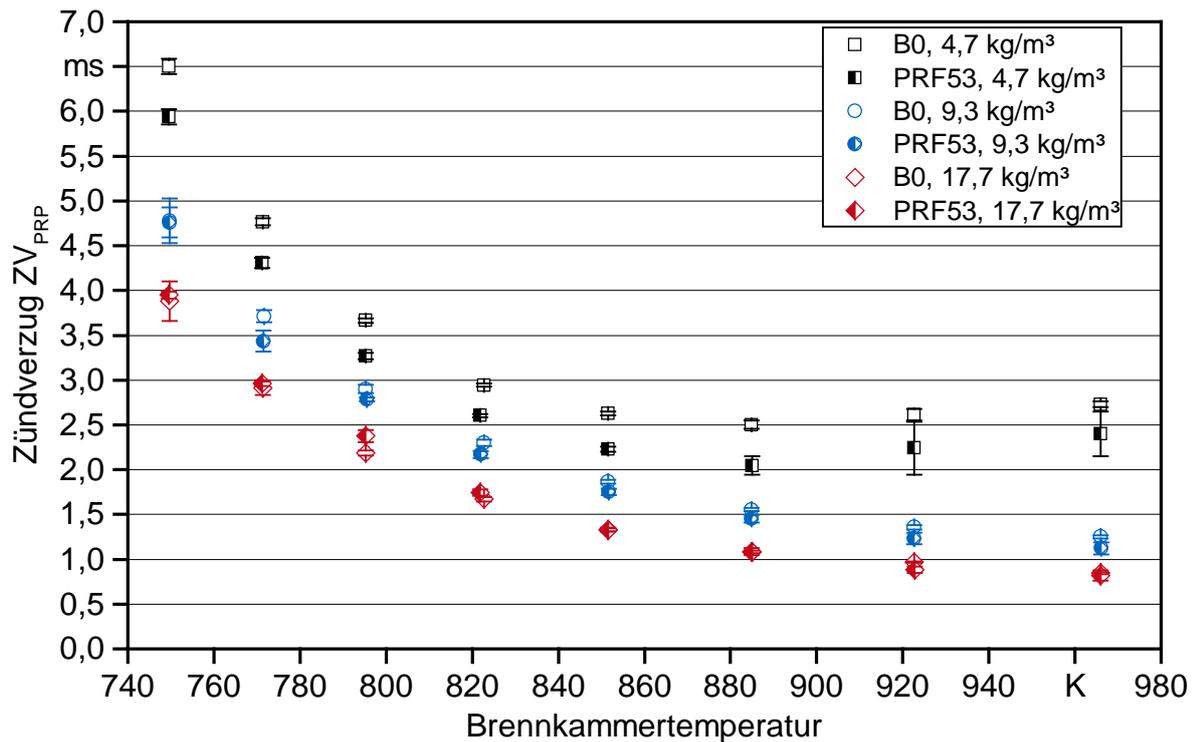


Abbildung 31: Zündverzug nach der Pressure-Recovery-Point-Methode ( $ZV_{PRP}$ ) von B0 und dem primären Referenzkraftstoffgemisch PRF53 in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur und der Brennkammerluftdichte

Der Zündverzug  $ZV_{PRP}$  nimmt mit zunehmender Brennkammerluftdichte ab. Bei einer Brennkammerluftdichte größer gleich  $9,3 \text{ kg/m}^3$  nimmt der Zündverzug  $ZV_{PRP}$  mit steigender Brennkammertemperatur exponentiell ab. Die Differenz des Zündverzugs zwischen minimaler und maximaler Brennkammertemperatur beträgt bei einer Brennkammerluftdichte von  $4,7 \text{ kg/m}^3$   $3,77 \text{ ms}$ ,  $3,53 \text{ ms}$  bei einer Brennkammerluftdichte von  $9,3 \text{ kg/m}^3$  und  $3,04 \text{ ms}$  bei einer Brennkammerluftdichte von  $17,7 \text{ kg/m}^3$ .

Der Zündverzug  $ZV_{PRP}$  weist bei einer Brennkammerluftdichte von  $4,7 \text{ kg/m}^3$  ab einer Temperatur von  $852 \text{ K}$  ein leichtes NTC-Verhalten auf. Für die beiden höheren Brennkammerluftdichten ist kein NTC-Verhalten erkennbar. Analog zu den Erläuterungen im Fall der primären Referenzkraftstoffe ist ein NTC-Verhalten nur bei annähernd vollständig vorgemischter Verbrennung zu beobachten. Dies ist für einen Zündverzug  $ZV_{PRP} \gg 2 \text{ ms}$  gegeben. Ein NTC-Verhalten konnte auch in den Untersuchungen von SEIDENSPINNER et al. (2015) [139] für einen Referenzdieselmotorkraftstoff CEC RF0603 im AFIDA bei einem konstanten Brennkammerdruck von  $10 \text{ bar}$  beobachtet werden.

Das Zündverhalten des Referenzdieselmotorkraftstoffs B0 nach der Pressure-Recovery-Point-Methode stimmt über den gesamten Temperaturbereich mit dem des PRF53-Referenzkraftstoffgemisches überein. Dabei kann die Ausprägung des NTC-Verhaltens von B0 durch den PRF53-Referenzkraftstoff richtig erfasst werden. Für eine Brennkammerluftdichte von  $4,7 \text{ kg/m}^3$  und  $9,3 \text{ kg/m}^3$  liegt der Zündverzug  $ZV_{PRP}$  von B0 im Durchschnitt  $0,42 \text{ ms}$  bzw.  $0,13 \text{ ms}$  oberhalb der Werte des primären Referenzkraftstoffgemisches.

sches PRF53. Für eine Brennkammerluftdichte von  $17,7 \text{ kg/m}^3$  liegt er bis zu einer Temperatur von  $822 \text{ K}$  im Mittel  $0,10 \text{ ms}$  unterhalb und für Temperaturen größer gleich  $852 \text{ K}$  durchschnittlich  $0,03 \text{ ms}$  oberhalb der Werte von PRF53.

Den Zündverzug nach dem Wendetangentenverfahren ( $ZV_{\text{tan}}$ ) bildet Abbildung 32 für B0 und für das primäre Referenzkraftstoffgemisch PRF53 als Funktion der Brennkammertemperatur ab.

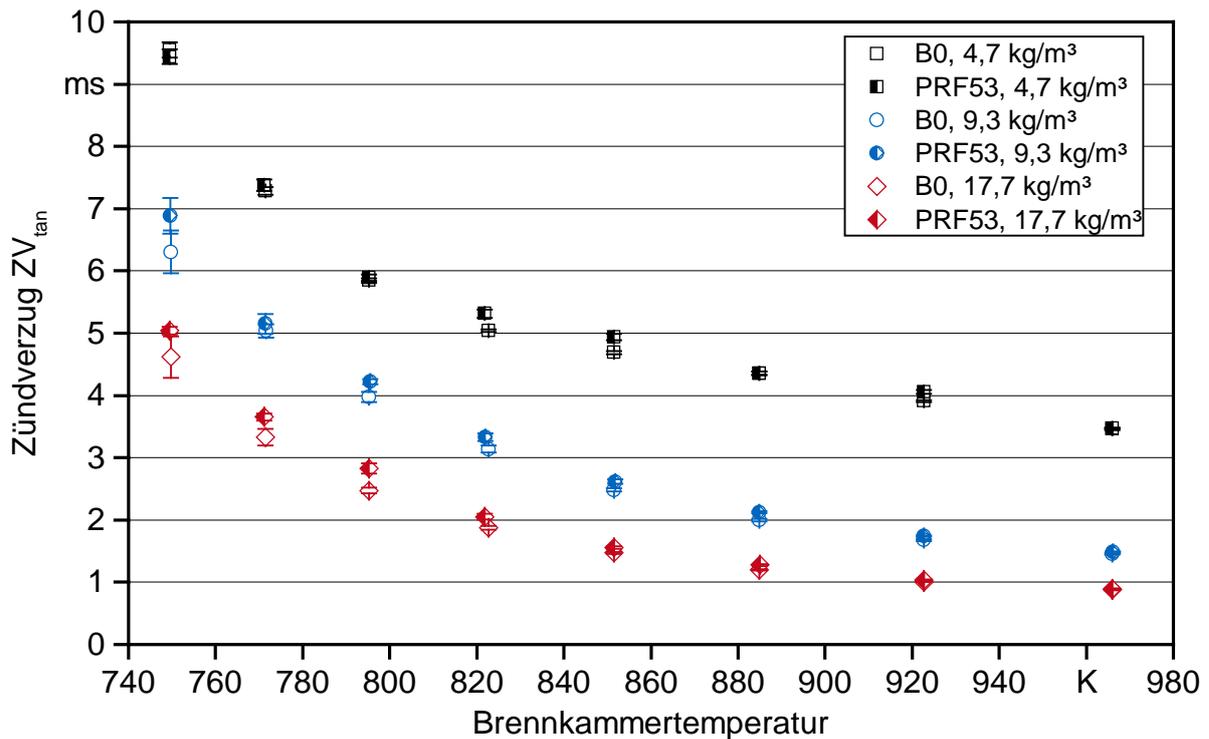


Abbildung 32: Zündverzug nach dem Wendetangentenverfahren ( $ZV_{\text{tan}}$ ) von B0 und dem primären Referenzkraftstoffgemisch PRF53 in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur und der Brennkammerluftdichte

Der Zündverzug  $ZV_{\text{tan}}$  nimmt mit zunehmender Brennkammerluftdichte sowie zunehmender Brennkammertemperatur ab. Bei einer Brennkammerluftdichte von  $4,7 \text{ kg/m}^3$  nimmt der Zündverzug  $ZV_{\text{tan}}$  über die Brennkammertemperatur von  $9,55 \text{ ms}$  auf  $3,46 \text{ ms}$ , bei einer Brennkammerluftdichte von  $9,3 \text{ kg/m}^3$  von  $6,31 \text{ ms}$  auf  $1,46 \text{ ms}$  und bei einer Brennkammerluftdichte von  $17,7 \text{ kg/m}^3$  von  $4,62 \text{ ms}$  auf  $0,88 \text{ ms}$  ab. Es ist kein NTC-Verhalten zu beobachten. Das Zündverhalten lässt sich wiederum mit guter Näherung anhand des primären Referenzkraftstoffgemisches PRF53 beschreiben. Im Vergleich zum Zündverzug nach der Pressure-Recovery-Point-Methode liegen die Werte des Zündverzugs nach dem Wendetangentenverfahren mit Ausnahme von den Betriebspunkten bei  $750 \text{ K}$  bzw.  $885 \text{ K}$  und einer Brennkammerluftdichte von  $4,7 \text{ kg/m}^3$  unterhalb der Werte des Kraftstoffs PRF53.

Auch bei B0 kommt es mit steigender Brennkammertemperatur zu einer Verschiebung der Verbrennungsphasen. Dies lässt sich anhand der in Abbildung 33 gezeigten Brenndauer in Abhängigkeit des Zündverzugs nach dem Wendetangentenverfahren beschreiben.

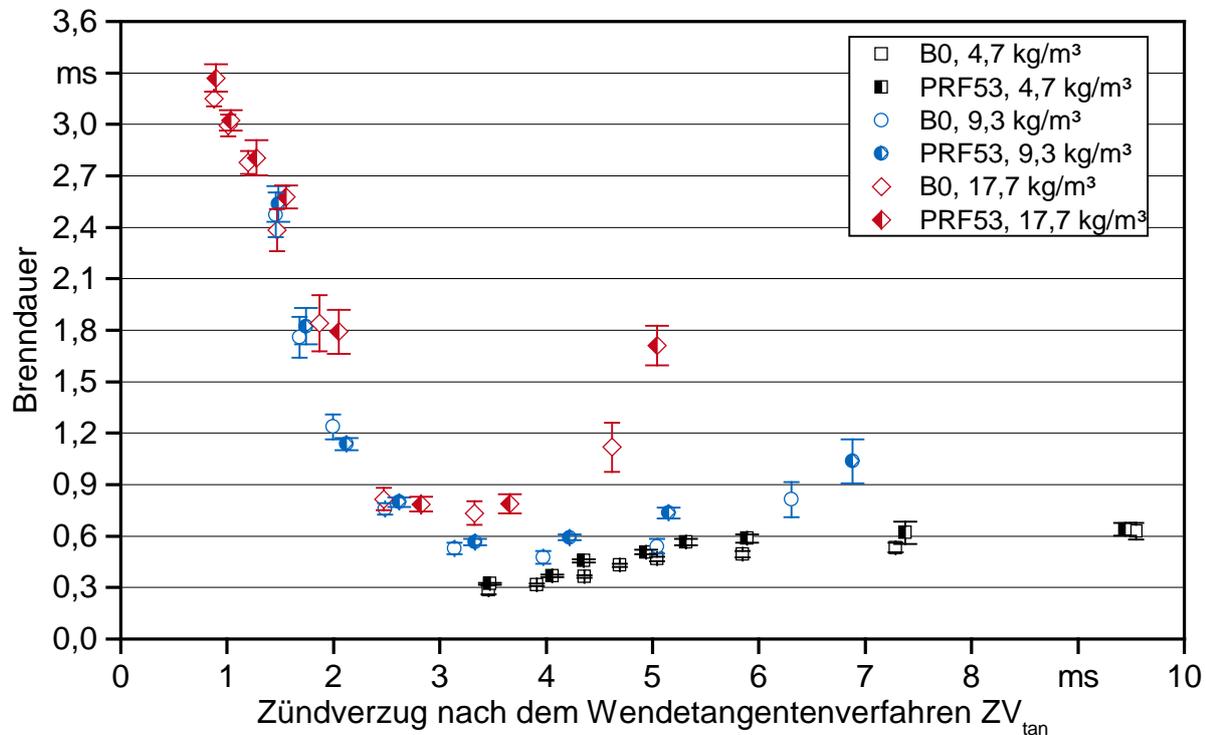


Abbildung 33: Brenndauer von B0 und dem primären Referenzkraftstoffgemisch PRF53 in Abhängigkeit vom Zündverzug nach dem Wendetangentenverfahren ( $ZV_{tan}$ )

Für die Brennkammerluftdichten von 9,3 kg/m³ und 17,7 kg/m³ ist analog zu den Ergebnissen der primären Referenzkraftstoffe ein parabelförmiger Verlauf der Brenndauer über den Zündverzug erkennbar. Die Brenndauer nimmt hingegen bei einer Brennkammerluftdichte von 4,7 kg/m kontinuierlich mit zunehmendem Zündverzug zu. Mit einem Zündverzug nach der Pressure-Recovery-Point-Methode größer 2,5 ms ist in diesem Fall mit einer überwiegend vorgemischten Verbrennung zu rechnen. Durch den langen Zündverzug homogenisiert sich das Kraftstoff-Luft-Gemisch zunehmend. Dadurch nehmen die Brennraten nach erfolgter Zündung ab und die Brenndauer zu. Ab einem Zündverzug von  $3 \text{ ms} \leq ZV_{tan} \leq 4 \text{ ms}$  nimmt bei der mittleren und höchsten Brennkammerluftdichte die Brenndauer aufgrund der Verschiebung der Verbrennungsphasen von überwiegend vorgemischter zu überwiegend mischungskontrollierter Verbrennung mit kürzer werdendem Zündverzug zu.

Die Ergebnisse zeigen, dass sich das Zünd- und Verbrennungsverhalten des konventionellen Kraftstoffs B0 durch das primäre Referenzkraftstoffgemisch PRF53 erfassen lässt. In Abhängigkeit des Messpunktes und des Zündverzugskriteriums ergibt sich eine

Zündwilligkeit ober- oder unterhalb einer Cetanzahl von 53. Somit wird der Bereich, in welchem die im CFR-Motor ermittelte Zündwilligkeit von B0 liegt, richtig erfasst.

### 6.2.3 Zünd- und Verbrennungsverhalten von HVO

Für HVO beträgt der über alle Messpunkte gemittelte Druckabfall im Druckspeicher  $483,1 \pm 3,9$  bar. Er liegt um 4,9 bar höher als der durchschnittliche Druckabfall in der Messreihe zur Abschätzung der Einspritzmenge von B0. Es kann davon ausgegangen werden, dass aufgrund der geringen Abweichung sowie der ähnlichen Kraftstoffeigenschaften die eingespritzte Kraftstoffmenge unter Verwendung von HVO der Einspritzmenge von B0 entspricht. Die geringe Standardabweichung des Druckabfalls über die Messreihe lässt auf eine gute Funktionalität des Injektors mit HVO und eine konstante Einspritzmenge schließen.

Der Zündverzug nach der Pressure-Recovery-Point-Methode ( $ZV_{PRP}$ ) ist in Abbildung 34 für HVO und das primäre Referenzkraftstoffgemisch PRF82 dargestellt.

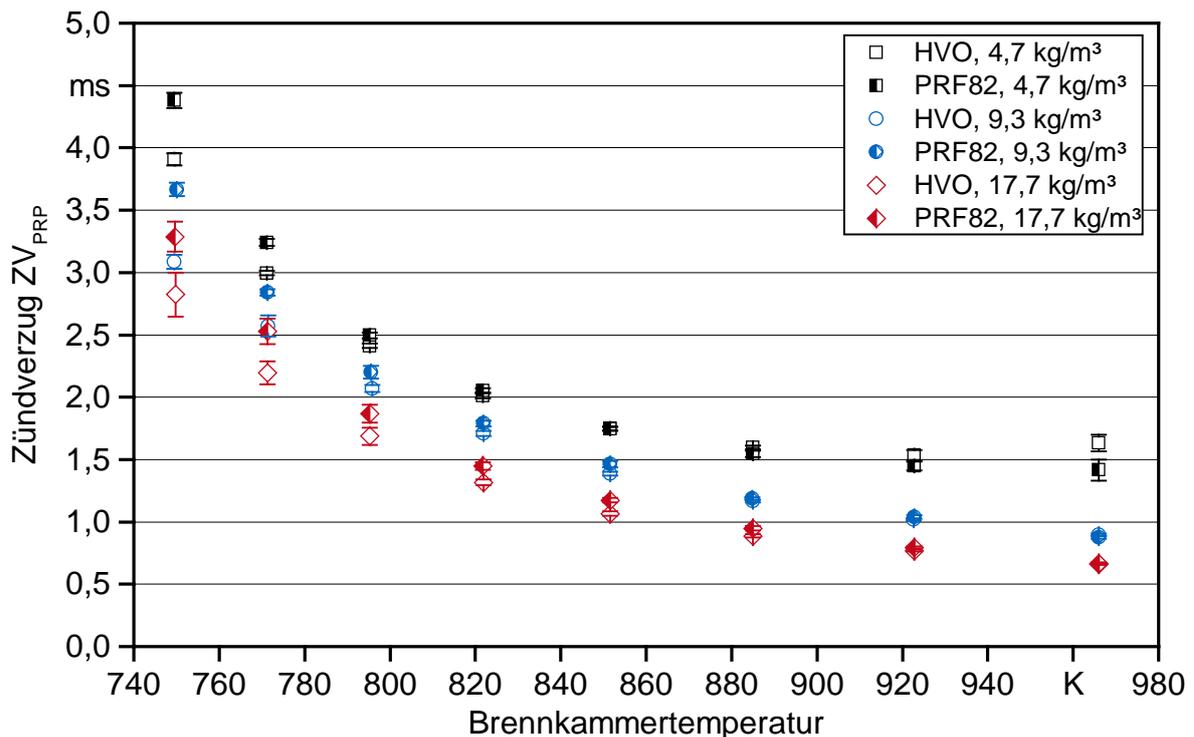


Abbildung 34: Zündverzug nach der Pressure-Recovery-Point-Methode ( $ZV_{PRP}$ ) von HVO und dem primären Referenzkraftstoffgemisch PRF82 in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur und der Brennkammerluftdichte

Für eine Brennkammerluftdichte von  $4,7 \text{ kg/m}^3$  nimmt der Zündverzug  $ZV_{PRP}$  bis zu einer Temperatur von  $923 \text{ K}$  kontinuierlich ab, bevor der Beginn eines NTC-ähnlichen Verhaltens erkennbar ist. Für die beiden höheren Brennkammerluftdichten nimmt der Zündverzug  $ZV_{PRP}$  mit zunehmender Temperatur exponentiell ab. Generell nimmt er mit zuneh-

mender Brennkammerluftdichte ab und liegt in einem Bereich von 3,91 ms bis 1,63 ms bei einer Brennkammerluftdichte von  $4,7 \text{ kg/m}^3$ , 3,09 ms bis 0,89 ms bei  $9,3 \text{ kg/m}^3$  und 2,82 ms bis 0,66 ms bei  $17,7 \text{ kg/m}^3$ .

Die im IQT ermittelte abgeleitete Cetanzahl des verwendeten HVO beträgt 74,2. In den durchgeführten Versuchen konnte hingegen die beste Übereinstimmung des Zündverzugs nach der Pressure-Recovery-Methode mit dem primären Referenzkraftstoffgemisch PRF82 gefunden werden. Dabei lag der Zündverzug von HVO bei der mittleren und hohen Brennkammerluftdichte durchschnittlich 0,15 ms bzw. 0,16 ms unterhalb des Zündverzugs von PRF82. Bei einer Brennkammerluftdichte von  $4,7 \text{ kg/m}^3$  lag der Zündverzug von HVO bis zu einer Temperatur von einschließlich 822 K unterhalb der Werte des PRF82, für den weiteren Temperaturbereich darüber.

Abbildung 35 gibt den Verlauf des Zündverzugs nach dem Wendetangentenverfahren ( $ZV_{\tan}$ ) in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur für HVO und das primäre Referenzkraftstoffgemisch PRF82 wieder.

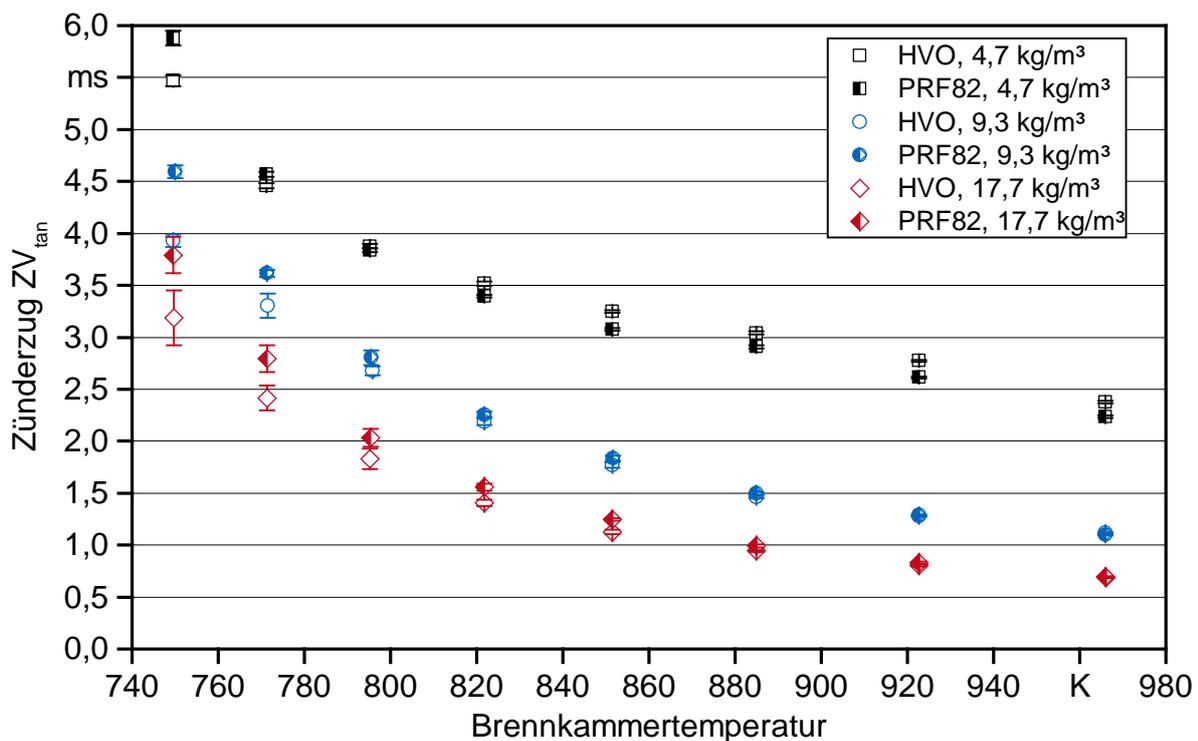


Abbildung 35: Zündverzug nach dem Wendetangentenverfahren ( $ZV_{\tan}$ ) von HVO und dem primären Referenzkraftstoffgemisch PRF82 in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur und der Brennkammerluftdichte

Der Zündverzug  $ZV_{\tan}$  nimmt mit zunehmender Brennkammertemperatur und Brennkammerluftdichte ab. Für die mittlere und höchste Brennkammerluftdichte ergibt sich ein exponentieller Verlauf über die Temperatur, während bei der niedrigsten Brennkammerluftdichte ein Abflachen der Kurve in einem Temperaturbereich von 822 K bis 885 K zu

beobachtet ist. Der maximale Zündverzug bei einer Brennkammerluftdichte von  $4,7 \text{ kg/m}^3$  beträgt  $5,47 \text{ ms}$ , der minimale  $2,38 \text{ ms}$ . Bei einer Brennkammerluftdichte von  $9,3 \text{ kg/m}^3$  erstreckt sich der Zündverzug über einen Bereich von  $3,93 \text{ ms}$  bis  $1,12 \text{ ms}$  und bei  $17,7 \text{ kg/m}^3$  von  $3,19 \text{ ms}$  bis  $0,69 \text{ ms}$ .

Wie bereits für den Zündverzug nach der Pressure-Recovery-Point-Methode gezeigt werden konnte, lässt sich das Zündverhalten von HVO nach dem Wendetangentenverfahren wiederum über das primäre Referenzkraftstoffgemisch PRF82 am besten darstellen. Dabei liegen die Zündverzüge von HVO für die Brennkammerluftdichten von  $9,3 \text{ kg/m}^3$  und  $17,7 \text{ kg/m}^3$  und den Temperaturbereich von  $750 \text{ K}$  bis  $923 \text{ K}$  geringfügig unterhalb derer von PRF82. Für eine Brennkammertemperatur von  $967 \text{ K}$  und einer Brennkammerluftdichte von  $9,3 \text{ kg/m}^3$  liegt der Zündverzug  $ZV_{\text{tan}}$  von HVO oberhalb, bei  $17,7 \text{ kg/m}^3$  knapp unterhalb des Wertes des PRF82-Gemisches. Bei der niedrigsten Brennkammerluftdichte ist der Zündverzug von HVO im Vergleich zum PRF82-Kraftstoffgemisch bis zu einer Temperatur von  $772 \text{ K}$  kürzer und für Temperaturen oberhalb  $772 \text{ K}$  geringfügig länger.

Nach keinem der gewählten Zündverzugsriterien weicht das Zündverhalten von HVO stark von dem des PRF82-Gemisches ab. Abweichend von der im IQT ermittelten Zündwilligkeit wird das Zündverhalten von HVO damit durch ein Referenzkraftstoffgemisch mit höherer Zündwilligkeit richtig erfasst.

Der Grund hierfür könnte in den von den Referenzkraftstoffen abweichenden physikalischen Eigenschaften liegen. Der bei Temperaturen kleiner  $796 \text{ K}$  geringere Zündverzug nach der Pressure-Recovery-Point-Methode von HVO gibt Hinweise auf eine schneller ablaufende Gemischaufbereitung im Vergleich zum PRF82-Gemisch. Der im Vergleich zu den standardisierten Messverfahren zur Zündwilligkeitsbestimmung höhere Einspritzdruck bewirkt eine feinere Zerstäubung des flüssigen Kraftstoffs. Durch die niedrigere Viskosität und Dichte von HVO ergeben sich kleinere Kraftstofftröpfchen. Diese verdampfen wiederum schneller und beschleunigen die Phase der Gemischaufbereitung. Da sich der Zündverzug aus einem durch die Gemischaufbereitung dominierenden Teil (physikalischer Zündverzug) und einem durch die chemischen Reaktionen bestimmten Teil (chemischer Zündverzug) zusammensetzt, verkürzt eine schnellere Gemischaufbereitung den gesamten Zündverzug, was vor allem beim Zündverzug  $ZV_{\text{PRP}}$  sichtbar ist.

Ein weiterer Grund könnte die abweichende Kraftstoffzusammensetzung sein. Während das verwendete HVO ein Gemisch aus n-Alkanen und Iso-Alkanen und somit frei von aromatischen Kohlenwasserstoffen ist, besteht das Referenzkraftstoffgemisch aus einem n-Alkan und einem aromatischen Kohlenwasserstoff. Wie bereits bei der Analyse des Zündverhaltens der primären Referenzkraftstoffgemische gezeigt werden konnte, nimmt der Unterschied zwischen dem Zündverzugswerten mit zunehmender Cetanzahl ab, wodurch die Abstufung zwischen Zündverzug und Zündwilligkeitswert in einem Cetanzahl Bereich mit  $\text{CZ} > 70$  geringer wird. Somit können bereits kleine Unterschiede im Zündverhalten, welche durch die beiden voneinander abweichenden zündunwilligen Komponenten in den beiden Kraftstoffen HVO und PRF82 auftreten, zu einer abweichenden Einstufung der Zündwilligkeit im Vergleich zu den Referenzkraftstoffen führen.

Den Verlauf der Brenndauer über den Zündverzögerung nach dem Wendetangentenverfahren von HVO und dem Referenzkraftstoffgemisch PRF82 zeigt Abbildung 33.

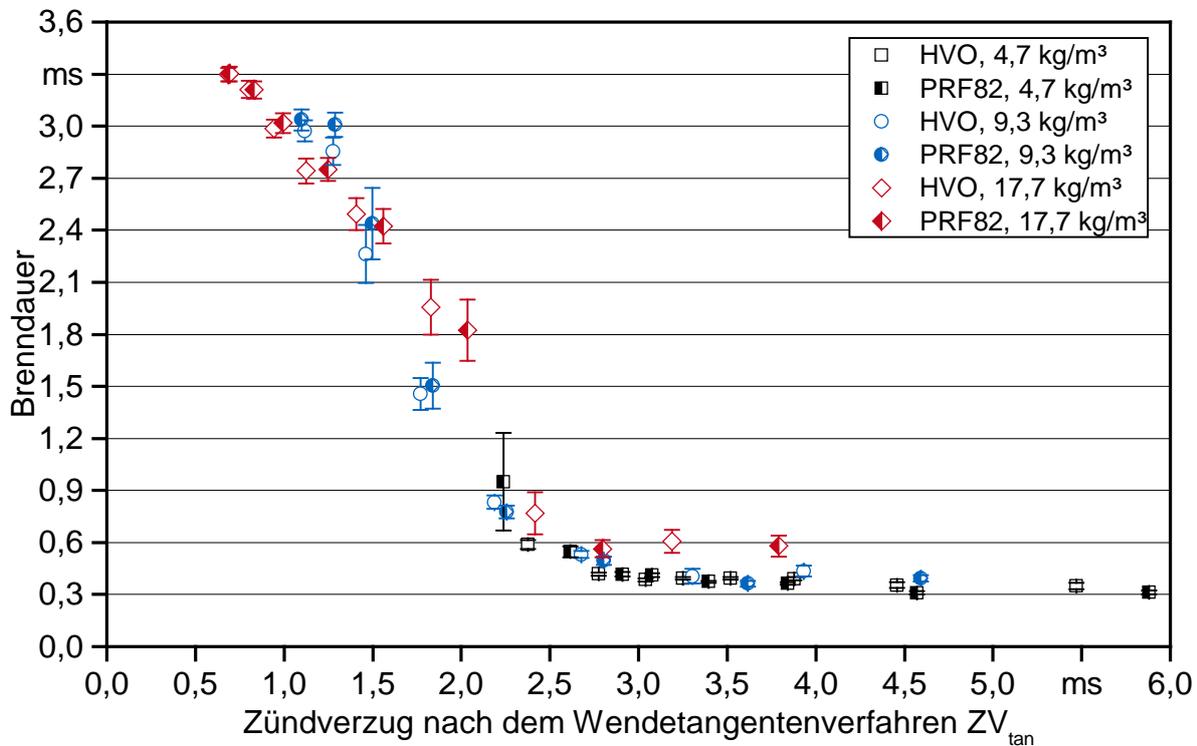


Abbildung 36: Brenndauer von HVO und dem primären Referenzkraftstoffgemisch PRF82 in Abhängigkeit vom Zündverzögerung nach dem Wendetangentenverfahren

Sowohl für HVO als auch für PRF82 nimmt bei einer Brennkammerluftdichte von  $4,7 \text{ kg/m}^3$  die Brenndauer bis zu einem Zündverzögerung von etwa  $2,8 \text{ ms}$  ab und verläuft annähernd konstant über den weiteren Zündverzögerungsbereich. Dies lässt auf eine sehr hohe Umsatzrate des Kraftstoffes mit Beginn der Hauptverbrennung schließen. Bei der mittleren und hohen Brennkammerluftdichte geht hingegen durch die Verschiebung der Verbrennungsphasen von überwiegend vorgemischt zu überwiegend mischungskontrolliert die Umsatzrate mit sinkendem Zündverzögerung  $ZV_{tan}$  zurück. Dadurch nimmt die Brenndauer ab einem Zündverzögerung von  $2,8 \text{ ms}$  mit kürzer werdendem Zündverzögerung zu.

Insgesamt lässt sich das Zünd- und Verbrennungsverhalten des paraffinischen Kraftstoffes HVO im AFIDA an den hier verwendeten Betriebspunkten durch ein Gemisch der primären Referenzkraftstoffe 1-Methylnaphthalin und n-Cetan beschreiben. Dabei wird sowohl das Zünd- als auch das Verbrennungsverhalten durch das PRF82-Gemisch hinreichend genau beschrieben. Die Zuordnung eines Referenzkraftstoffgemisches mit einer höheren Zündwilligkeit als die im IQT bestimmten lässt sich mit den Unterschieden in den physikalischen Eigenschaften sowie der stofflichen Zusammensetzung der Referenzkraftstoffe und HVO begründen.

6.2.4 Zünd- und Verbrennungsverhalten von 1-Oktanol

Mit einem über alle Messpunkte gemittelten Druckabfall im Druckspeicher von  $480,5 \pm 5,6$  bar ist dieser für 1-Oktanol im Vergleich zum durchschnittlichen Druckabfall der Messreihe zur Abschätzung der Einspritzmenge mit B0 um 2,2 bar höher. Aufgrund der leicht höheren Viskosität und der geringeren Dichte von 1-Oktanol bezogen auf B0 kann angenommen werden, dass die Einspritzmenge pro Injektion etwas geringer als die von B0 ist. Die geringe Standardabweichung des Druckabfalls über die Messreihe lässt auf eine gute Funktionalität des Injektors mit dem Kraftstoff 1-Oktanol schließen.

Der Zündverzug nach der Pressure-Recovery-Point-Methode ( $ZV_{PRP}$ ) ist für 1-Oktanol in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur und der Brennkammerluftdichte in Abbildung 37 dargestellt. Als Vergleichsbasis ist in Abbildung 37 links das primäre Referenzkraftstoffgemisch PRF30 und in Abbildung 37 rechts das primäre Referenzkraftstoffgemisch PRF35 eingetragen.

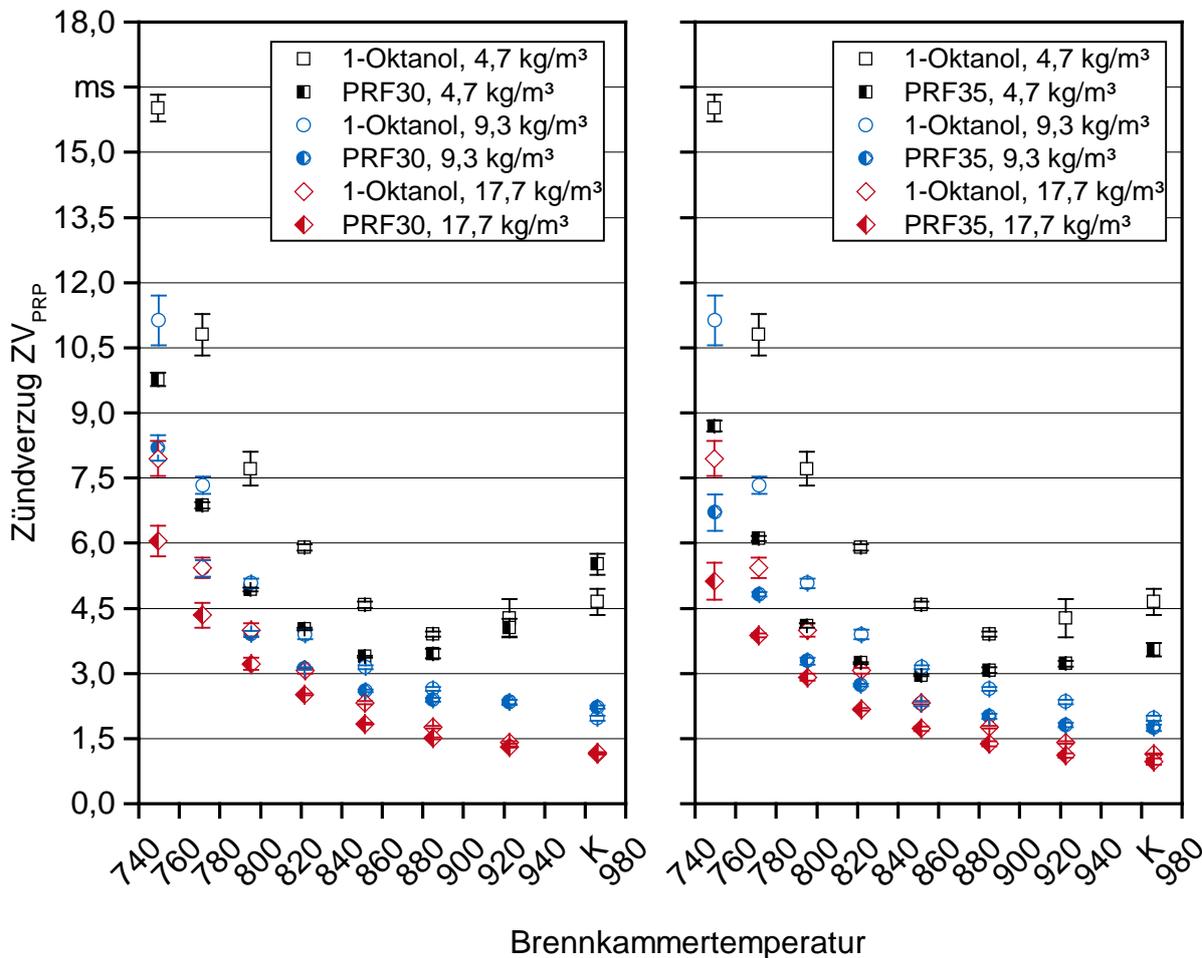


Abbildung 37: Zündverzug nach der Pressure-Recovery-Point-Methode ( $ZV_{PRP}$ ) von 1-Oktanol und den primären Referenzkraftstoffgemischen PRF30 und PRF35 in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur und der Brennkammerluftdichte

Für die Brennkammerluftdichten von  $9,3 \text{ kg/m}^3$  und  $17,7 \text{ kg/m}^3$  nimmt der Zündverzug von 1-Oktanol exponentiell mit der Temperatur ab. Bei einer Brennkammerluftdichte von  $4,3 \text{ kg/m}^3$  fällt der Zündverzug  $ZV_{\text{PRP}}$  bis zu einer Brennkammertemperatur von  $885 \text{ K}$  ab, steigt dann aber wieder mit zunehmender Brennkammertemperatur an. Es ist ein NTC-ähnliches Verhalten erkennbar.

Ein NTC-Verhalten beim Selbstzündungsvorgang von 1-Oktanol konnte auch in den Untersuchungen von CAI et al. (2015) [25] festgestellt werden. Ferner konnte dort gezeigt werden, dass 1-Oktanol eine sehr geringe Niedertemperaturreaktivität im Vergleich zu linearen Alkanen besitzt. Die Bildung stabiler Zwischenprodukte verhindert die Kettenverzweigungsmechanismen im niedrigen und mittleren Temperaturbereich, wodurch die Reaktivität sinkt. Mit steigender Temperatur nimmt hingegen die Reaktivität stark zu und kann sogar die von linearen Alkanen mit gleicher Kettenlänge übertreffen.

Dieses Verhalten konnte auch in vorliegender Messreihe beobachtet werden. Unabhängig von der Brennkammerluftdichte liegt der Zündverzug  $ZV_{\text{PRP}}$  bis zu einer Temperatur von  $923 \text{ K}$  oberhalb der Werte des PRF30-Kraftstoffgemisches. Für Temperaturen größer  $923 \text{ K}$  ist der Zündverzug für 1-Oktanol im Vergleich zum PRF30-Gemisch kürzer. Mit zunehmender Temperatur nähert sich das Zündverhalten von 1-Oktanol dem des zündwilligeren Kraftstoffgemisches PRF35 an.

Der Zündverzug nach dem Wendetangentenverfahren beschreibt den Beginn der Hauptverbrennung. Während der Zündverzug  $ZV_{\text{PRP}}$  maßgeblich durch den physikalischen Zündverzug beeinflusst wird, kommen beim Zündverzug  $ZV_{\text{tan}}$  vor allem die Einflüsse der während dem Zündverzug ablaufenden chemischen Reaktionen zum Tragen. Die mit der Temperatur zunehmende Reaktivität von 1-Oktanol lässt sich anhand des Zündverzugs  $ZV_{\text{tan}}$  in Abbildung 38 erkennen.

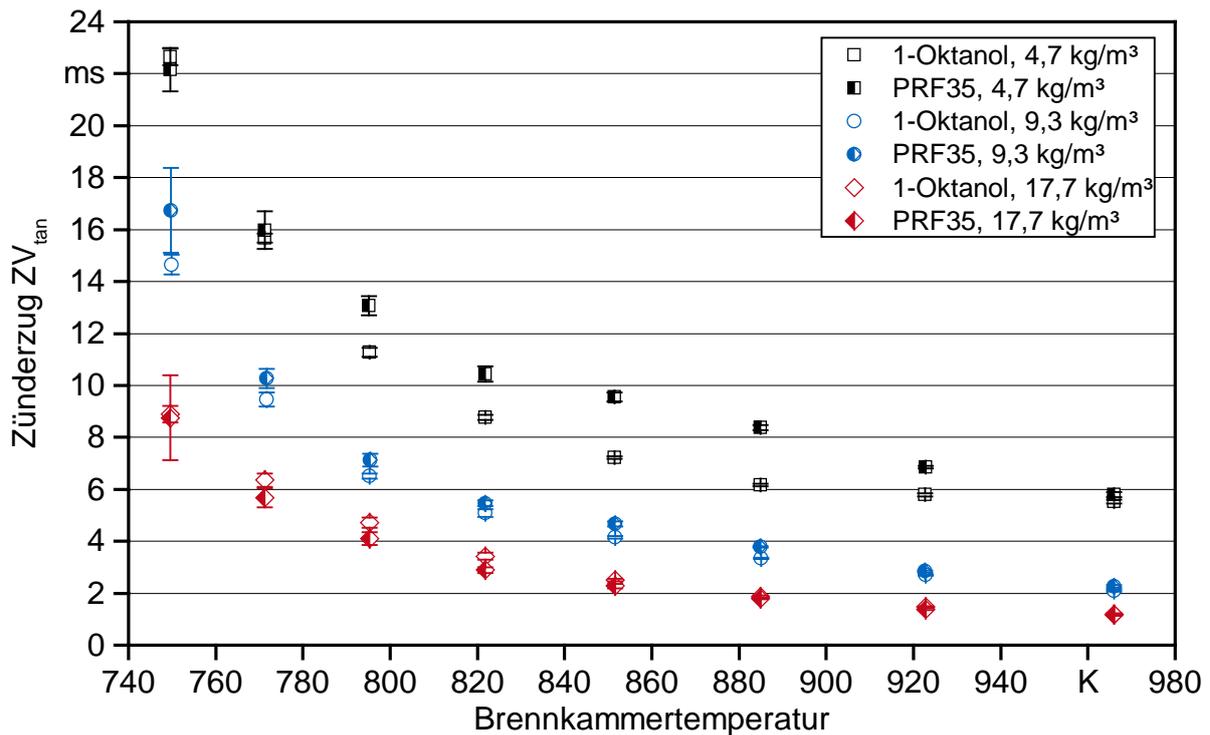


Abbildung 38: Zündverzögerung nach dem Wendetangentenverfahren ( $ZV_{tan}$ ) von 1-Oktanol und dem primären Referenzkraftstoffgemisch PRF35 in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur und der Brennkammerluftdichte

Der Zündverzögerung  $ZV_{tan}$  nimmt unabhängig von der Brennkammerluftdichte mit zunehmender Brennkammertemperatur exponentiell ab und sinkt zudem mit steigender Brennkammerluftdichte. Der Zündverzögerung von  $ZV_{tan}$  beträgt bei der minimalen Brennkammertemperatur von 750 K 22,65 ms, 14,65 ms und 8,89 ms für die Brennkammerluftdichten von 4,7 kg/m<sup>3</sup>, 9,3 kg/m<sup>3</sup> und 17,7 kg/m<sup>3</sup>. Für die höchste Brennkammertemperatur liegen die Werte bei 5,52 ms, 2,10 ms und 1,18 ms.

Für die beiden Brennkammerluftdichten von 9,3 kg/m<sup>3</sup> und 17,7 kg/m<sup>3</sup> liegt der Zündverzögerung  $ZV_{tan}$  mit einer absoluten mittleren Abweichung von 0,64 ms bzw. 0,30 ms im Bereich des PRF35-Kraftstoffgemisches. Der Zündverzögerung  $ZV_{tan}$  von 1-Oktanol ist im Vergleich zum PRF35-Kraftstoffgemisches. Der Zündverzögerung  $ZV_{tan}$  von 1-Oktanol ist im Vergleich zum PRF35-Gemisch bei einer Brennkammerluftdichte von 9,3 kg/m<sup>3</sup> stets kürzer und bei der Brennkammerluftdichte von 17,7 kg/m<sup>3</sup> länger. Der Unterschied zwischen den Werten von 1-Oktanol und dem primären Referenzkraftstoffgemisch PRF35 nimmt ab einer Brennkammertemperatur von 852 K mit zunehmender Temperatur ab. Die größte Abweichung zum primären Referenzkraftstoffgemisch PRF35 ergibt sich bei einer Brennkammerluftdichte von 4,7 kg/m<sup>3</sup>. Mit einer absoluten mittleren Abweichung von 1,82 ms über den Temperaturbereich von 796 K bis 923 K lässt sich das Zündverhalten von 1-Oktanol bei dieser Brennkammerluftdichte nicht mehr durch das PRF35-Kraftstoffgemisch beschreiben.

Der Zusammenhang zwischen der Brenndauer und der Länge des Zündverzugs nach dem Wendetangentenverfahren ist in Abbildung 39 für 1-Oktanol und das primäre Referenzkraftstoffgemisch PRF35 dargestellt.

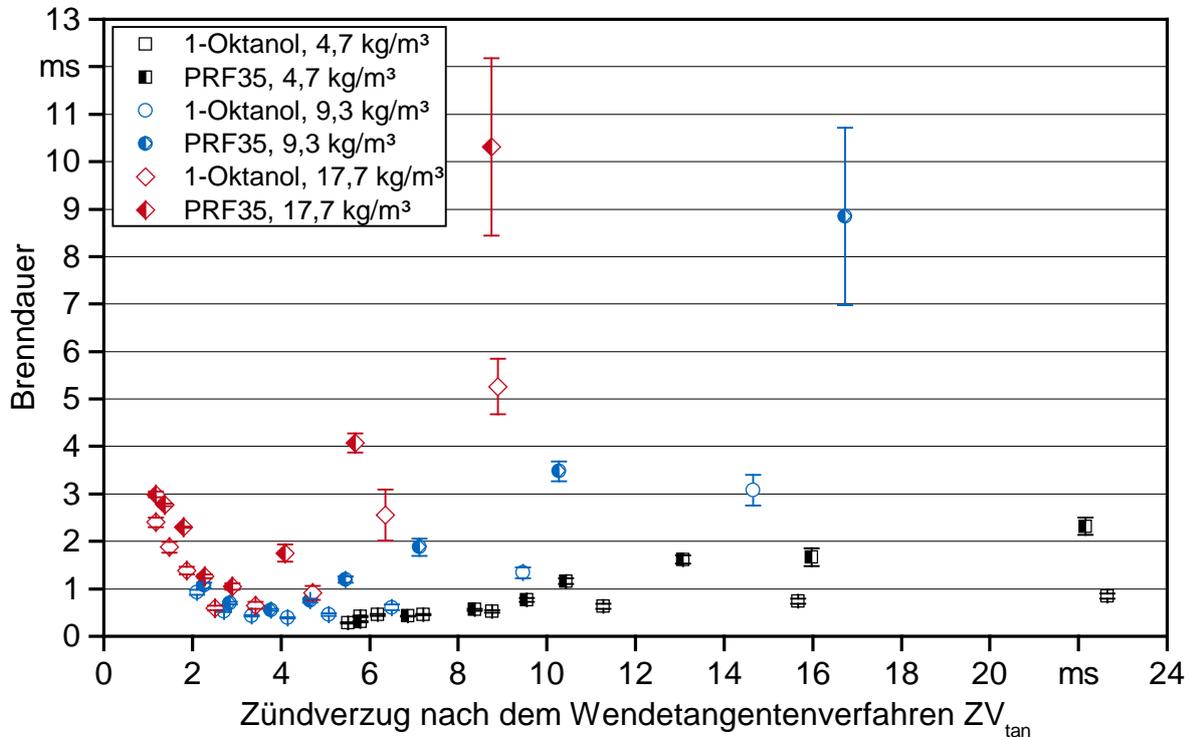


Abbildung 39: Brenndauer von 1-Oktanol und dem primären Referenzkraftstoffgemisch PRF35 in Abhängigkeit vom Zündverzug nach dem Wendetangentenverfahren

Während für die Brennkammerluftdichte von  $4,7 \text{ kg/m}^3$  die Brenndauer von 1-Oktanol mit zunehmendem Zündverzug  $ZV_{tan}$  ansteigt, ergibt sich für die beiden weiteren Brennkammerluftdichten ein parabolähnlicher Verlauf mit einem Scheitelpunkt bei einem Zündverzug von  $ZV_{tan} \approx 3 \text{ ms}$ . Die parabolähnliche Ausprägung ist bei einer Brennkammerluftdichte von  $17,7 \text{ kg/m}^3$  stärker gegeben. Die zunehmende Brenndauer bei der niedrigsten Brennkammerluftdichte lässt sich mithilfe einer zunehmenden Homogenisierung erklären. Im Vergleich zum primären Referenzkraftstoffgemisch PRF35 ist die Brenndauer von 1-Oktanol bei allen Betriebspunkten kürzer.

Die kürzere Brenndauer kann auf eine schneller ablaufende Gemischaufbereitung im Fall von 1-Oktanol zurückgeführt werden. Der Verdampfungspunkt von 1-Oktanol liegt bei  $468 \text{ K}$  [95]. Für n-Cetan liegt er bei einer Temperatur von  $560 \text{ K}$  und für 1-Methylnaphthalin bei  $518 \text{ K}$  [112]. Damit lässt sich folgern, dass der Verdampfungspunkt der primären Referenzkraftstoffmischung PRF35 auch im Bereich von  $518 \text{ K}$  bis  $560 \text{ K}$  und damit oberhalb von 1-Oktanol liegt. Dadurch kann die Verdampfung bei 1-Oktanol zu einem früheren Zeitpunkt einsetzen und es ergibt sich zum Zeitpunkt der Zündung eine größere Menge an vorgemischtem Kraftstoff-Luft-Gemisch. Dies ist auch

bei dem kürzeren Zündverzug  $ZV_{\text{tan}}$  bei den Brennkammerluftdichten von  $4,7 \text{ kg/m}^3$  und  $9,3 \text{ kg/m}^3$  im Vergleich zum PRF35-Kraftstoffgemisch erkennbar.

Die größere Menge an aufbereitetem Kraftstoff führt zu einer höheren Umsatzrate für 1-Oktanol. Die höhere Umsatzrate sowie der Umsatz einer größeren Menge an aufbereitetem Kraftstoff lassen sich anhand der maximalen Druckänderungsrate von 1-Oktanol und PRF35 beschreiben. In Tabelle 38 ist die Differenz zwischen der maximalen Druckänderungsrate von 1-Oktanol und dem primären Referenzkraftstoffgemisch PRF35 für die drei Brennkammerluftdichten und jede Brennkammertemperatur angeführt.

*Tabelle 38: Differenz zwischen der maximalen Druckänderungsrate von 1-Oktanol und dem primären Referenzkraftstoffgemisch PRF35 in Abhängigkeit der Brennkammertemperatur ( $T_{\text{BK}}$ ) und der Brennkammerluftdichte*

Brennkammer- luftdichte	maximale Druckänderungsrate in bar/ms							
	$T_{\text{BK}} =$ 750 K	$T_{\text{BK}} =$ 772 K	$T_{\text{BK}} =$ 796 K	$T_{\text{BK}} =$ 822 K	$T_{\text{BK}} =$ 852 K	$T_{\text{BK}} =$ 885 K	$T_{\text{BK}} =$ 923 K	$T_{\text{BK}} =$ 967 K
$4,7 \text{ kg/m}^3$	9,1	9,4	12,9	14,9	11,3	3,1	-2,4	-4,1
$9,3 \text{ kg/m}^3$	3,0	5,1	14,4	19,3	16,1	5,2	10,3	5,8
$17,7 \text{ kg/m}^3$	1,6	1,6	3,4	6,3	9,5	8,0	9,9	7,5

Anhand der tabellierten Differenzen lässt sich erkennen, dass die maximale Druckänderungsrate von 1-Oktanol mit Ausnahme bei einer Brennkammertemperatur von 923 K und 967 K bei der niedrigsten Brennkammerluftdichte stets höher als unter Verwendung von PRF35 ist. Somit wird nach erfolgter Zündung eine größere Menge an 1-Oktanol schlagartig umgesetzt, wodurch sich eine verkürzte Brenndauer im Vergleich zum PRF35-Kraftstoff ergibt.

Es lässt sich folgern, dass sich das Zündverhalten von 1-Oktanol unter den hier verwendeten Einstellungen am AFIDA nur an bestimmten Betriebspunkten durch die verwendeten primären Referenzkraftstoffgemische beschreiben lässt. Während für den Beginn der Hauptverbrennung für Brennkammerluftdichten größer gleich  $9,3 \text{ kg/m}^3$  das primäre Referenzkraftstoffgemisch PRF35 das Zündverhalten von 1-Oktanol hinreichend genau erfasst, konnte für das Zündverhalten nach dem Pressure Recovery Point keine konsistente Übereinstimmung zwischen 1-Oktanol und den primären Referenzkraftstoffen gefunden werden. Dies lässt sich durch die größeren Unterschiede in den physikalischen Eigenschaften, vor allem den Verdampfungseigenschaften der verwendeten Kraftstoffe, begründen. Im Fall von 1-Oktanol führt dies vor allem in der Zeitspanne von Beginn der Einspritzung bis zum Beginn der Hauptverbrennung zu einem abweichenden Verhalten im Vergleich zu den primären Referenzkraftstoffen. Weiter ergeben sich dadurch auch Unterschiede im weiteren Verlauf der Verbrennung, wenngleich die Abweichungen zwischen dem Verlauf der Verbrennung von 1-Oktanol und dem primären Referenzkraftstoffgemisch PRF35 für die höheren Temperaturen geringer wird.

### 6.2.5 Zünd- und Verbrennungsverhalten von FAME

Die Kennwerte zur Abschätzung der Einspritzmenge unter Verwendung der drei Fettsäuremethylester Rapsölmethylester (RME), Sojaölmethylester (SME) und Palmölmethylester (PME) sind in Tabelle 39 zusammengefasst.

*Tabelle 39: Zusammenfassung der Parameter zur Abschätzung der Einspritzmenge unter Verwendung der Fettsäuremethylester Rapsölmethylester (RME), Sojaölmethylester (SME) und Palmölmethylester (PME)*

Parameter	Einheit	RME	SME	PME
mittlerer Druckabfall gemessen über alle Messpunkte	bar	477,0	476,8	467,4
Standardabweichung	bar	2,9	5,8	3,5
Differenz des mittleren Druckabfalls von FAME zu B0	bar	1,3	1,4	10,8
Abweichung zu B0	%	0,3	0,3	2,3

Der mittlere Druckabfall gemessen über alle Messpunkte liegt bei  $477,0 \pm 2,9$  für RME,  $476,8 \pm 5,9$  für SME sowie  $467,4 \pm 3,5$  für PME. Im Vergleich zu B0 ist die Abweichung von RME und SME mit 0,3 % am geringsten, mit 2,3 % für PME am höchsten. Aufgrund der höheren Dichte der FAME-Kraftstoffe im Vergleich zu B0 ist von einer etwas höheren Einspritzmasse pro Injektion auszugehen. Die geringe Standardabweichung des Druckabfalls über die Messreihen lässt auf eine gute Funktionalität des Injektors mit den verwendeten Fettsäuremethylestern schließen.

Der Zündverzug nach der Pressure-Recovery-Point-Methode ( $ZV_{PRP}$ ) ist für RME und SME in Abbildung 40 links und für PME in Abbildung 40 rechts abgebildet. Aufgrund der im IQT ermittelten abgeleiteten Cetanzahl von RME und SME in Höhe von 52,4 bzw. 54,4 wurde als Vergleichsbasis das primäre Referenzkraftstoffgemisch PRF53 herangezogen. Die im IQT bestimmte abgeleitete Cetanzahl von PME beträgt 61,7. Für PME konnte jedoch ein im Vergleich zu den primären Referenzkraftstoffgemischen PRF60 und PRF70 gesteigertes Zündverhalten beobachtet werden. Deshalb wurde für PME das primäre Referenzkraftstoffgemisch PRF82 als Vergleichsbasis verwendet.

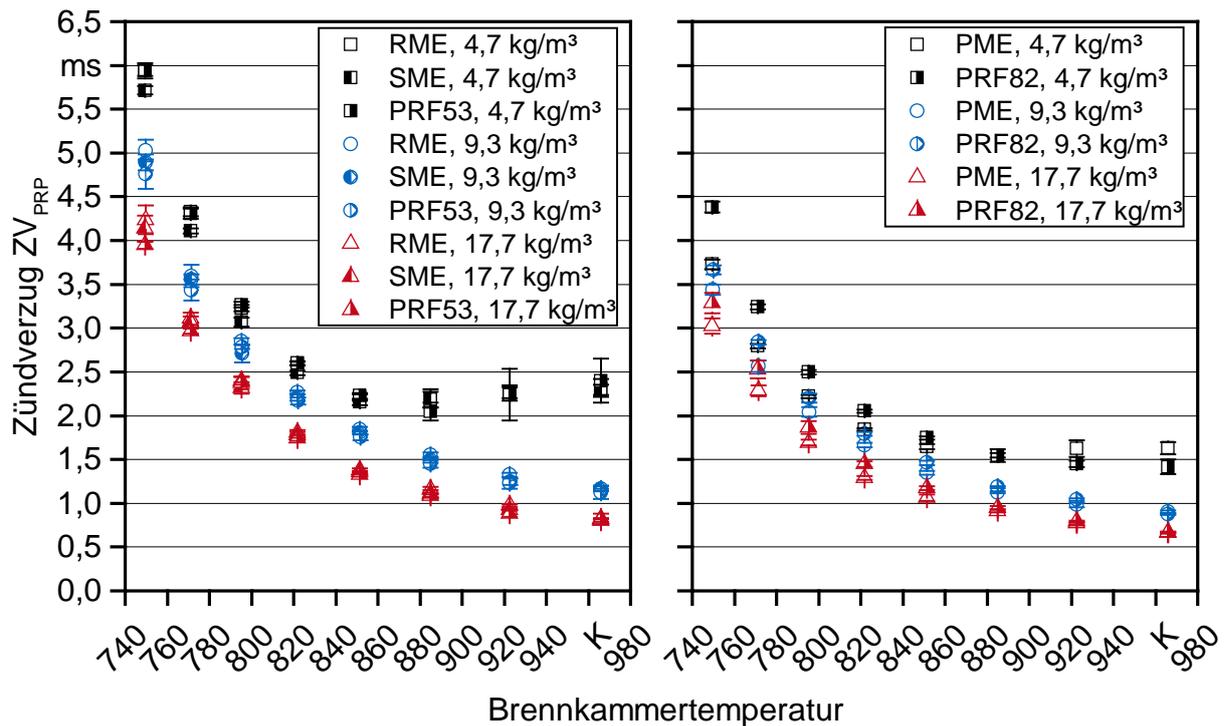


Abbildung 40: Zündverzug nach der Pressure-Recovery-Point-Methode ( $ZV_{PRP}$ ) von Rapsölmethylester (RME), Sojaölmethylester (SME) und Palmölmethylester (PME) sowie den primären Referenzkraftstoffgemischen PRF53 und PRF82 in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur

Für die beiden Brennkammerluftdichten von  $9,3 \text{ kg/m}^3$  und  $17,7 \text{ kg/m}^3$  nimmt der Zündverzug  $ZV_{PRP}$  für alle untersuchten FAME mit zunehmender Temperatur und zunehmender Brennkammerluftdichte ab. Bei der niedrigsten Brennkammerluftdichte von  $4,7 \text{ kg/m}^3$  ist bei allen FAME ein NTC-ähnliches Verhalten zu beobachten. Der Zündverzug  $ZV_{PRP}$  nimmt dabei zunächst von der niedrigsten Brennkammertemperatur bis zu einer Brennkammertemperatur von  $852 \text{ K}$  im Fall von RME und SME sowie von  $885 \text{ K}$  im Fall von PME kontinuierlich ab. Ab dieser Brennkammertemperatur ist mit weiter zunehmender Temperatur ein leichter Anstieg des Zündverzugs zu erkennen. Für RME wird ein Zündverzugsbereich von  $5,95 \text{ ms}$  bis  $2,32 \text{ ms}$  bei der niedrigsten Brennkammerluftdichte, von  $5,03 \text{ ms}$  bis  $1,16 \text{ ms}$  bei der mittleren und  $4,24 \text{ ms}$  bis  $0,82 \text{ ms}$  bei der höchsten Brennkammerluftdichte abgedeckt. Bei SME nimmt der Zündverzug bei einer Brennkammerluftdichte von  $4,7 \text{ kg/m}^3$  von  $5,72 \text{ ms}$  auf  $2,30 \text{ ms}$ , bei einer Brennkammerluftdichte von  $9,3 \text{ kg/m}^3$  von  $4,89 \text{ ms}$  auf  $1,17 \text{ ms}$  und bei einer Brennkammerluftdichte von  $17,7 \text{ kg/m}^3$  von  $4,14 \text{ ms}$  auf  $0,81 \text{ ms}$  ab. Im Fall von PME verringert sich der Zündverzug von  $3,73 \text{ ms}$  auf  $1,63 \text{ ms}$  bei der niedrigsten Brennkammerluftdichte, von  $3,44 \text{ ms}$  auf  $0,90 \text{ ms}$  bei der mittleren Brennkammerluftdichte sowie von  $3,02 \text{ ms}$  auf  $0,66 \text{ ms}$  bei der höchsten Brennkammerluftdichte.

Das Zündverhalten nach der Pressure-Recovery-Point-Methode kann durch die ausgewählten primären Referenzkraftstoffgemische mit einer mittleren relativen Abweichung zwischen dem Zündverzug von PRF53 und den von RME bzw. SME von  $0,04 \text{ ms}$  bzw.

0,03 ms sowie der von PRF82 und PME von 0,08 ms sehr gut beschrieben werden. Für RME sowie SME geht dies einher mit den Erwartungen gemäß der ermittelten abgeleiteten Cetanzahlen im IQT. Dagegen weicht das Zündverhalten von PME stark von der im IQT ermittelten abgeleiteten Cetanzahl von 61,7 ab.

Eine mögliche Erklärung wäre der Einfluss der in PME enthaltenen Peroxide, welche als Zündbeschleuniger wirken können. Jedoch ist die in PME bestimmte Peroxidzahl als Maß für die enthaltenen Peroxide gleich hoch wie in SME. Die Differenz zwischen der Cetanzahl im IQT und dem im AFIDA mit dem PRF82 korrelierenden Zündverhalten von PME lässt sich deshalb durch den Einfluss von Peroxiden nicht erklären.

Dagegen unterschieden sich der AFIDA und der IQT unter anderem in der Höhe des Einspritzdrucks. Der Einspritzdruck im IQT beträgt 179 bar und liegt damit über 800 bar unterhalb des in den Versuchen verwendeten Einspritzdrucks von 1000 bar mit dem AFIDA. Der höhere Einspritzdruck führt zu einer besseren Zerstäubung des Kraftstoffs. Durch die kleineren Tröpfchen kann der Kraftstoff schneller aufbereitet werden. Es verkürzt sich der physikalische Zündverzug. Da PME ein überwiegend gesättigter, langkettiger Kohlenwasserstoff ist, ist ein kurzer chemischer Zündverzug zu erwarten. Ein kurzer chemischer Zündverzug gepaart mit einem verkürzten physikalischen Zündverzug kann die beobachtete höhere Zündwilligkeit im AFIDA erklären.

Den Zündverzug nach dem Wendetangentenverfahren ( $ZV_{tan}$ ) zeigt Abbildung 41.

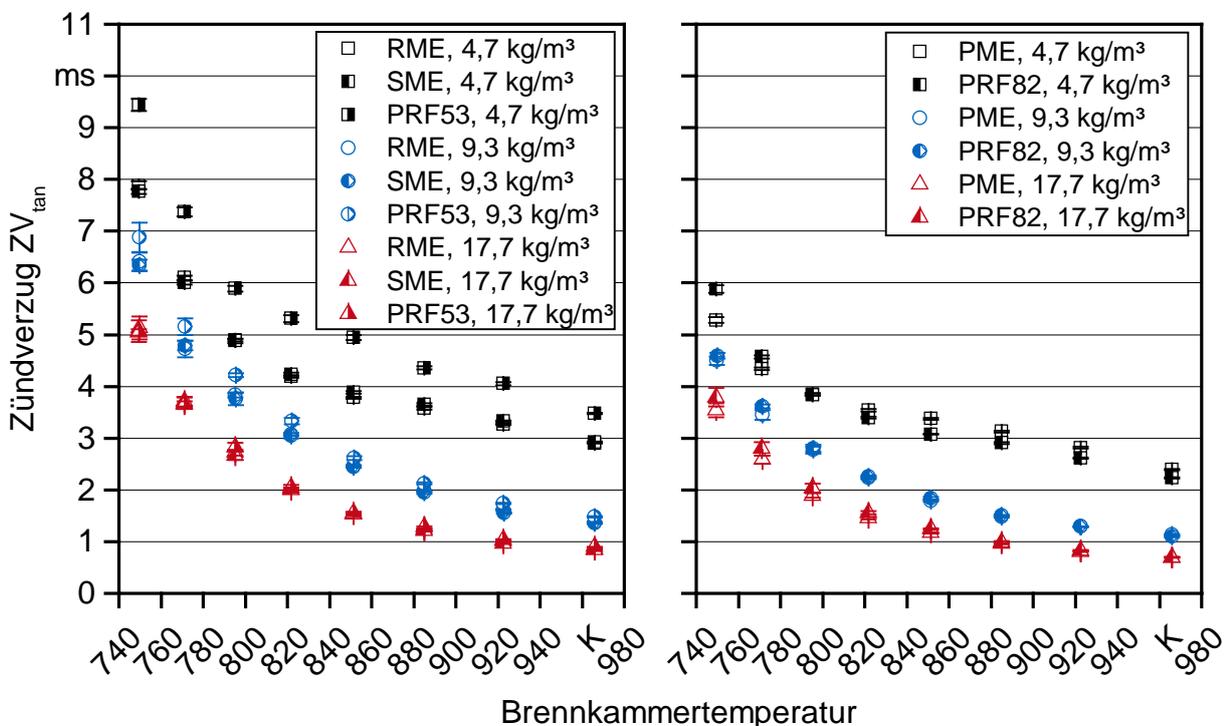


Abbildung 41: Zündverzug nach dem Wendetangentenverfahren ( $ZV_{tan}$ ) von Rapsölmethylester (RME), Sojaölmethylester (SME) und Palmölmethylester (PME) sowie der primären Referenzkraftstoffgemische PRF53 und PRF82 in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur

Generell nimmt der Zündverzug  $ZV_{\text{tan}}$  für alle untersuchten FAME Kraftstoffe mit zunehmender Temperatur und zunehmender Brennkammerluftdichte kontinuierlich ab. Der Zündverzug  $ZV_{\text{tan}}$  verringert sich bei einer Brennkammerluftdichte von  $4,7 \text{ kg/m}^3$  für RME von  $7,88 \text{ ms}$  auf  $2,90 \text{ ms}$ , für SME von  $7,77 \text{ ms}$  auf  $2,92 \text{ ms}$  und für PME von  $5,28 \text{ ms}$  auf  $2,24 \text{ ms}$  mit zunehmender Brennkammertemperatur von  $740 \text{ K}$  auf  $967 \text{ K}$ . Bei einer Brennkammerluftdichte von  $9,3 \text{ kg/m}^3$  verkürzt sich entsprechend der Zündverzug  $ZV_{\text{tan}}$  für RME von  $6,41 \text{ ms}$  auf  $1,36 \text{ ms}$ , für SME von  $6,34 \text{ ms}$  auf  $1,37 \text{ ms}$  und für PME von  $4,50 \text{ ms}$  auf  $1,13 \text{ ms}$ . Für die höchste Brennkammerluftdichte nimmt der Zündverzug von RME von  $5,13 \text{ ms}$  auf  $0,85 \text{ ms}$  ab, für SME von  $5,07 \text{ ms}$  auf  $0,84 \text{ ms}$  und für PME von  $3,54 \text{ ms}$  auf  $0,69 \text{ ms}$ . Mit einer mittleren relativen Abweichung von  $0,045 \text{ ms}$  erfasst das primäre Referenzkraftstoffgemisch PRF82 das Zündverhalten von PME nach dem Zündverzug  $ZV_{\text{tan}}$  über alle Betriebspunkte hinreichend genau. Dagegen stimmen die Zündverzögerungen von RME und SME nur bei den beiden Brennkammerluftdichten von  $9,3 \text{ kg/m}^3$  und  $17,7 \text{ kg/m}^3$  mit denen des PRF53-Gemisches überein. Wie Abbildung 41 links zeigt, liegt der Zündverzug  $ZV_{\text{tan}}$  von RME und SME im Mittel um  $1,03 \text{ ms}$  unterhalb des Zündverzugs des PRF53-Gemisches. Die Zeitspanne zwischen Erreichen des Pressure Recovery Point und dem Beginn der Hauptverbrennung verkürzt sich somit für RME und SME im Vergleich zu dem PRF53-Gemisch. Dies lässt sich anhand der Änderungsrate des relativen Brennkammerdrucks und der damit korrelierenden Wärmefreisetzungsrates erklären.

Abbildung 42 a) zeigt exemplarisch für jeweils vier Brennkammertemperaturen den zeitlichen Verlauf der Druckänderungsrate von RME und dem PRF53 Referenzkraftstoffgemisch für eine Brennkammerluftdichte von  $4,7 \text{ kg/m}^3$  und Abbildung 42 b) für eine Brennkammerluftdichte von  $9,3 \text{ kg/m}^3$ .

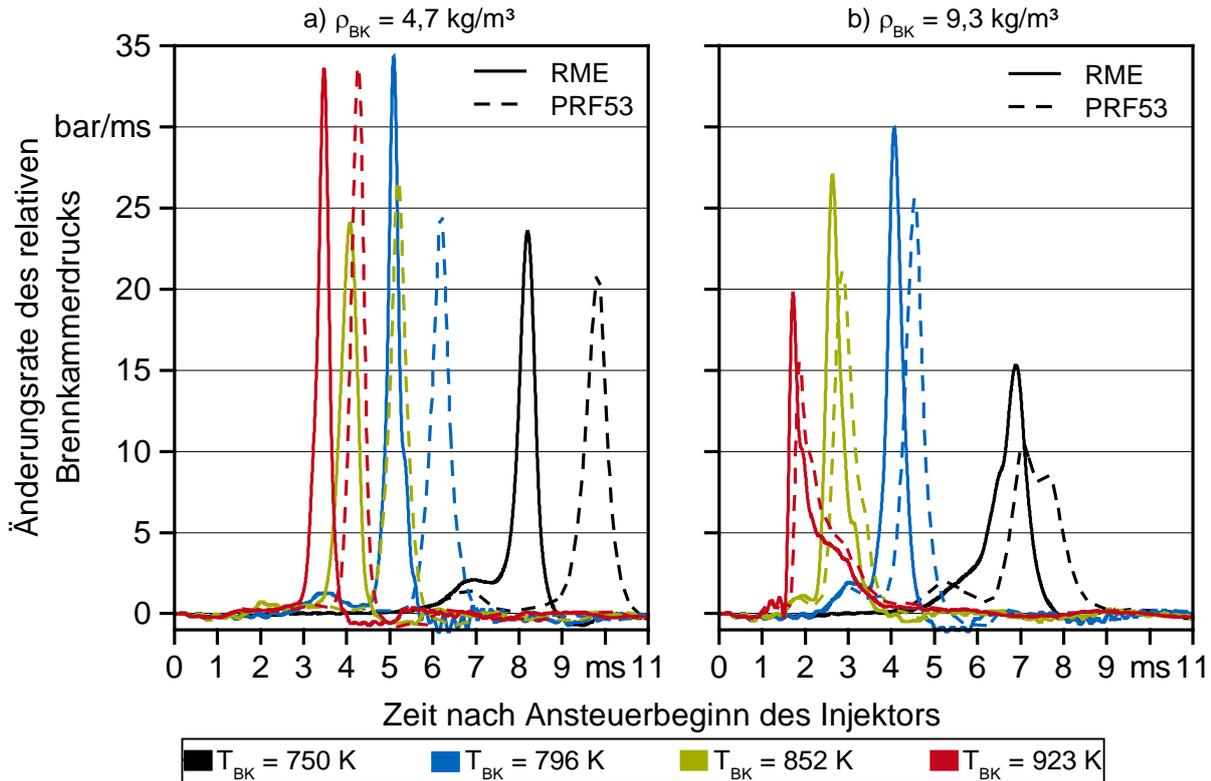


Abbildung 42: Zeitlicher Verlauf der Änderungsrate des relativen Brennkammerdrucks von Rapsölmethylester (RME) und dem primären Referenzkraftstoffgemisch PRF53 bei einer Brennkammerluftdichte von  $4,7 \text{ kg/m}^3$  und von  $9,3 \text{ kg/m}^3$  und vier verschiedenen Brennkammertemperaturen ( $T_{BK}$ )

Bei einer Brennkammerluftdichte von  $4,7 \text{ kg/m}^3$  und einer Brennkammertemperatur von  $750 \text{ K}$  ist für beide Kraftstoffe ab  $6 \text{ ms}$  nach Ansteuerbeginn des Injektors eine Zunahme der Druckänderungsrate erkennbar. Während das erste lokale Maximum für beide Kraftstoffe gleichzeitig erreicht wird, ergibt sich eine zeitliche Differenz von mehr als  $1,6 \text{ ms}$  zwischen dem Erreichen des globalen Maximums in der Druckänderungsrate von RME und dem PRF53-Gemisch. Diese Differenz kommt durch den Verlauf der Änderungsrate nach Erreichen des ersten lokalen Maximums zustande. Im Fall von RME nimmt die Druckänderungsrate nach dem ersten Maximum nur geringfügig um etwa  $0,17 \text{ bar/ms}$  von  $2,08 \text{ bar/ms}$  auf einen minimalen Wert von  $1,91 \text{ bar/ms}$  ab. Beim PRF53-Gemisch geht die Druckänderungsrate von  $1,40 \text{ bar/ms}$  um  $1,23 \text{ bar/ms}$  zurück auf  $0,17 \text{ bar/ms}$ . Die Reaktionen kommen in diesem Fall zum Stillstand und es findet keine merkliche Wärmefreisetzung statt.

Durch die anfängliche Wärmefreisetzung wird die Temperatur des Kraftstoff-Luft-Gemisches um ca.  $100 \text{ K}$  angehoben. Damit gelangt das Gemisch in den Bereich, in welchem ein NTC-Verhalten zu verzeichnen ist. Das primäre Referenzkraftstoffgemisch PRF53 besteht auf das Volumen bezogen zu  $47 \%$  aus 1-Methylnaphthalin, welches eine sehr niedrige Niedertemperaturreaktivität und kein NTC-Verhalten aufweist [156]. Der restliche Teil des Gemisches, n-Cetan, besitzt ein ausgeprägtes NTC-Verhalten und führt letztlich zur Abnahme der Reaktivität im betrachteten Bereich [161].

Wie bereits anhand des Zündverzugs nach der Pressure-Recovery-Point-Methode gezeigt werden konnte, tritt auch während des Selbstzündungsvorgangs von Fettsäuremethylestern bei einer Brennkammerluftdichte von  $4,7 \text{ kg/m}^3$  ein NTC-ähnliches Verhalten auf. Fettsäuremethylester sind Ester aus langkettigen Kohlenwasserstoffen mit keiner, einer oder mehreren Kohlenstoff-Kohlenstoff-Doppelbindungen und einer Hydroxygruppe. Die vom primären Referenzkraftstoffgemisch abweichende strukturelle Zusammensetzung führt zu abweichenden Reaktionsraten, wie zum Beispiel einer stärkeren Nieder-temperaturreaktivität und einem weniger stark ausgeprägten NTC-Verhalten. Damit nimmt die Wärmefreisetzungsrate nach Erreichen des lokalen Minimums weniger stark ab und die Zeitspanne zwischen dem Pressure Recovery Point und dem Beginn der Hauptverbrennung verkürzt sich.

Dies gilt jedoch nur für den nahezu homogen vorgemischten Fall, welcher für RME, SME und dem PRF53 bei einer Brennkammerluftdichte von  $4,7 \text{ kg/m}^3$  gegeben ist. Wie in Abbildung 42 b) für die höhere Brennkammerluftdichte erkennbar ist, nimmt die Wärmefreisetzungsrate des PRF53-Gemisches nach Erreichen des lokalen Maximums nur noch geringfügig ab und liegt im Bereich der Werte von RME. Die Umsetzung der Kraftstoffe erfolgt in gleicher zeitlicher Abfolge, wodurch sich nur noch geringe Unterschiede im Zündverzug für die höheren Brennkammerluftdichten ergeben.

Dass sich das Verbrennungsverhalten von RME, SME und das PRF53-Gemisch für eine Brennkammerluftdichte größer gleich  $9,3 \text{ kg/m}^3$  angleicht, zeigt auch die Brenndauer als Funktion des Zündverzugs nach dem Wendetangentenverfahren in Abbildung 43 rechts. Die Brenndauer für eine Brennkammerluftdichte von  $4,7 \text{ kg/m}^3$  bildet Abbildung 43 links ab. In beiden Diagrammen ist zudem die Brenndauer des PRF82-Gemisches sowie von PME gegeben.

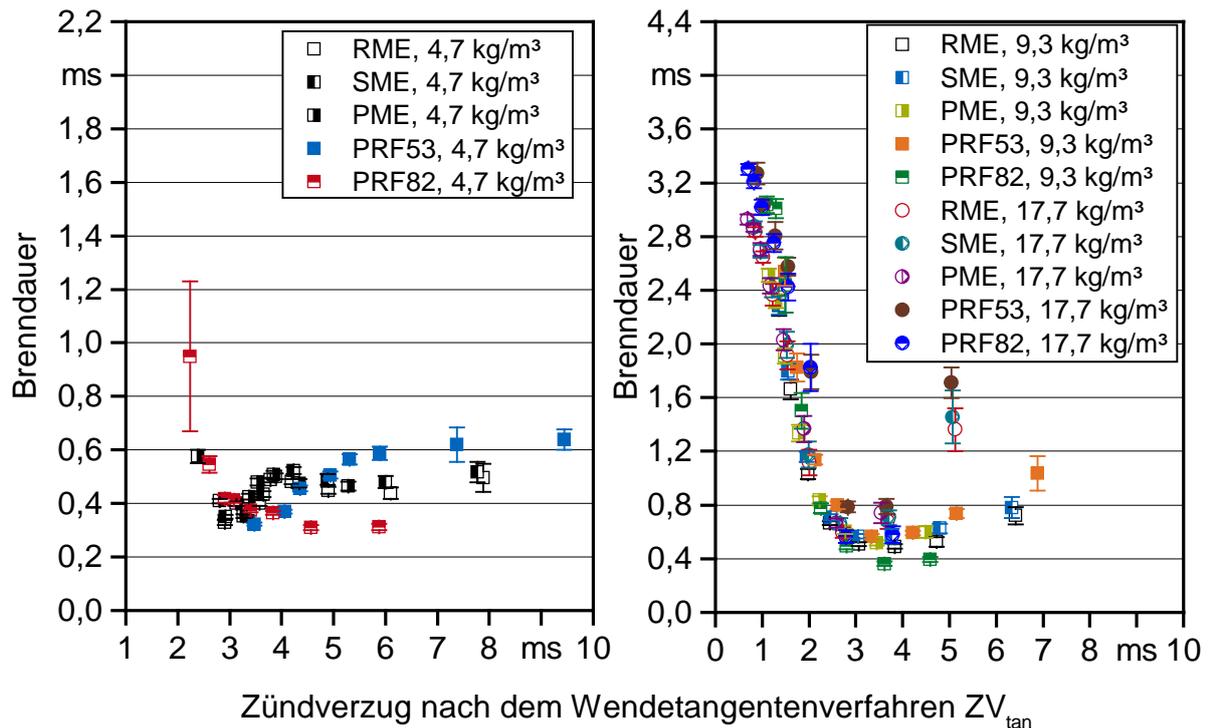


Abbildung 43: Brenndauer von Rapsölmethylester (RME), Sojaölmethylester (SME) und Palmölmethylester (PME) sowie den primären Referenzkraftstoffgemischen PRF53 und PRF82 in Abhängigkeit vom Zündverzugszeitpunkt nach dem Wendetangentenverfahren ( $ZV_{tan}$ )

Für die Brennkammerluftdichte größer gleich  $9,3 \text{ kg/m}^3$  stimmt der Verlauf der Brenndauer in Abhängigkeit vom Zündverzugszeitpunkt nach dem Wendetangentenverfahren zwischen den gewählten primären Referenzkraftstoffgemischen und den Fettsäuremethylestern gut überein.

Es zeigt sich ein parabelförmiger Verlauf der Brenndauer mit einem Scheitelpunkt bei einem Zündverzugszeitpunkt von etwa  $3 \text{ ms}$ . Die Brenndauer nimmt bis zum Scheitelpunkt mit zunehmendem Zündverzugszeitpunkt ab. Nach Erreichen des Scheitelpunktes nimmt die Brenndauer mit zunehmendem Zündverzugszeitpunkt wieder zu. Die Abnahme der Brenndauer ist mit einer Verschiebung der Brennphasen von überwiegend mischungskontrollierter zu zunehmend vorgemischter Verbrennung verbunden. Durch die größere Vormischung des Kraftstoff-Luft-Gemisches nimmt die Umsatzrate nach erfolgter Zündung zu und damit die Brenndauer ab. Die Zunahme der Brenndauer für einen Zündverzugszeitpunkt  $ZV_{tan}$  größer  $3 \text{ ms}$  ist auf die zu starke Vermischung des Kraftstoffes mit der Verbrennungsluft zurückzuführen. Durch den hohen Luftüberschuss ergibt sich ein zu stark verdünntes Kraftstoff-Luft-Gemisch und damit eine geringere Umsatzrate nach erfolgter Zündung.

Für eine Brennkammerluftdichte von  $4,7 \text{ kg/m}^3$  stimmt die Brenndauer als Funktion des Zündverzugszeitpunktes nach dem Wendetangentenverfahren der untersuchten FAME nicht mit denen der primären Referenzkraftstoffgemische PRF53 und PRF82 überein. Für RME und SME nimmt die Brenndauer analog zum PRF53-Gemisch mit zunehmendem Zündverzugszeitpunkt zu. Dies kann mit der stärkeren Verdünnung des Kraftstoff-Luft-Gemisches mit zunehmendem Zündverzugszeitpunkt begründet werden. Für PME nimmt die Brenndauer für einen

Zündverzug  $ZV_{\tan}$  kleiner 3 ms durch die Verschiebung der Verbrennungsphasen von einer überwiegend vorgemischten zu einer mischungskontrollierten Verbrennung ebenfalls wieder zu. Im Zündverzugsbereich von 3,5 ms bis 4,5 ms ist die Brenndauer aller getesteten FAME-Kraftstoffe länger als die der primären Referenzkraftstoffgemische.

Innerhalb der hier gewählten Betriebsparameter lässt sich folglich das Zünd- und Verbrennungsverhalten von Rapsölmethylester, Sojaölmethylester und Palmölmethylester durch primäre Referenzkraftstoffgemische bei einer Brennkammerluftdichte größer gleich  $9,3 \text{ kg/m}^3$  beschreiben. Für Palmölmethylester konnte dabei eine höhere Zündwilligkeit im Vergleich zu der im IQT ermittelten beobachtet werden. Dies ist vermutlich auf den kürzeren physikalischen Zündverzug zurückzuführen, welcher durch den hohen Einspritzdruck von 1000 bar im AFIDA erzielt wird.

### 6.2.6 Zünd- und Verbrennungsverhalten von Jojobaöl (Wachsester)

Bei Verwendung von Jojobaöl beträgt der Druckabfall im Druckspeicher gemessen über die Einspritzung und gemittelt über alle Messpunkte  $368,4 \pm 6,2$  bar. Dies entspricht einem um 109,8 bar niedrigeren mittleren Druckabfall im Vergleich zu B0. Der mittlere Druckabfall liegt im Bereich des Wertes, der unter Verwendung von Rapsöl zur Bestimmung der Einspritzmenge ermittelt wurde. Jojobaöl besitzt bei einer Temperatur von  $40 \text{ }^\circ\text{C}$  eine etwa um das Achtfache höhere kinematische Viskosität als B0. Wie bei Rapsöl führt dies zu einem längeren hydraulischen Verzug beim Öffnen der Düsenadel und einer Änderung im Düsendurchfluss. Bei gleichbleibender Ansteuerdauer verringert sich damit die Einspritzmenge im Vergleich zu B0, was sich am geringen Druckabfall im Druckspeicher zeigt. Da die Viskosität von Jojobaöl niedriger als die von Rapsöl ist, ist anzunehmen, dass diese Effekte nicht so stark ausgeprägt sind und die Einspritzmenge im Vergleich zu Rapsöl leicht höher ist.

Aufgrund der geringen Standardabweichung des Druckabfalls über die Messreihe kann von einer guten Funktionalität des Injektors mit Jojobaöl ausgegangen werden.

Als Vergleichsbasis zur Analyse des Zünd- und Verbrennungsverhaltens wurde das primäre Referenzkraftstoffgemisch PRF82 gewählt. Dieses Kraftstoffgemisch kommt der im Fuel Ignition Tester ermittelten abgeleiteten Cetanzahl von Jojobaöl in Höhe von 84,8 am nächsten. Abbildung 44 zeigt den Verlauf des Zündverzugs nach der Pressure-Recovery-Point-Methode ( $ZV_{PRP}$ ), aufgetragen über der Brennkammertemperatur für alle drei Brennkammerluftdichten.

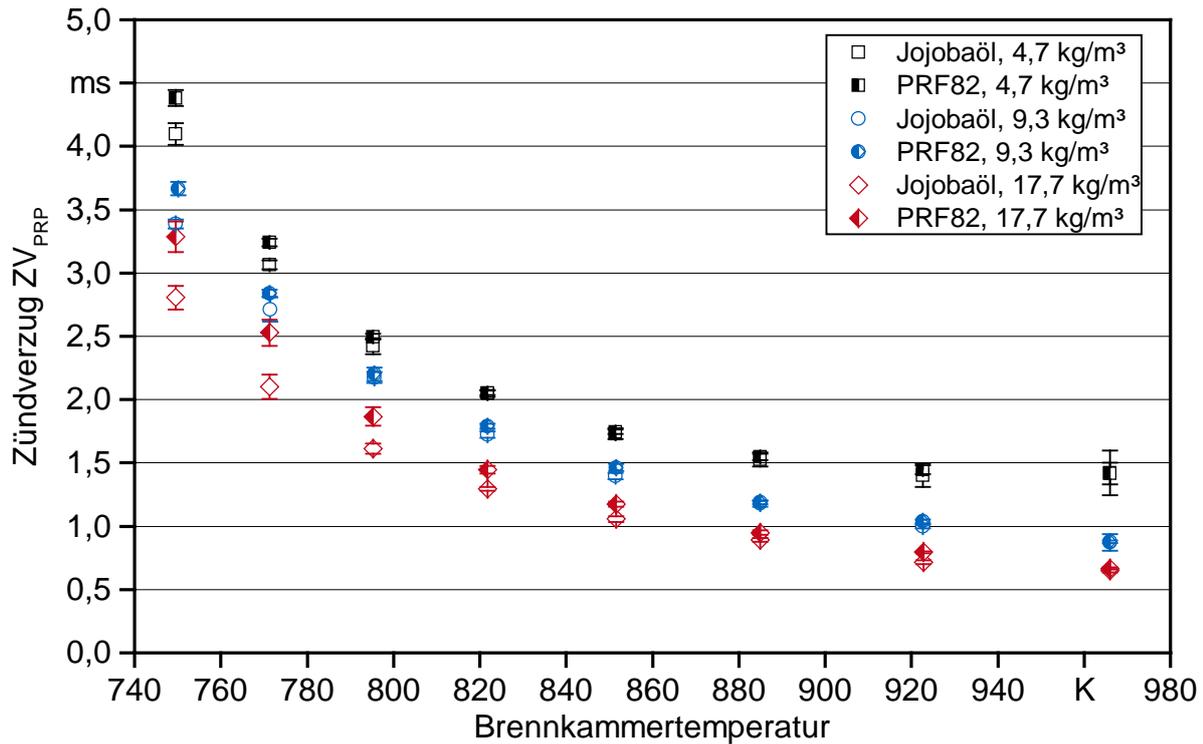


Abbildung 44: Zündverzug nach der Pressure-Recovery-Point-Methode ( $ZV_{PRP}$ ) von Jojobaöl und dem primären Referenzkraftstoffgemisch PRF82 in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur

Der Zündverzug  $ZV_{PRP}$  nimmt für eine Brennkammerluftdichte größer gleich  $9,3 \text{ kg/m}^3$  kontinuierlich mit zunehmender Brennkammertemperatur ab. Bei einer Brennkammerluftdichte von  $4,7 \text{ kg/m}^3$  verringert sich der Zündverzug  $ZV_{PRP}$  zunächst bis zu einer Temperatur von  $885 \text{ K}$  kontinuierlich, ehe er annähernd konstant trotz zunehmender Temperatur bleibt. Dies deutet auf ein NTC-Verhalten mit sehr geringer Ausprägung hin. Der Zündverzug  $ZV_{PRP}$  nimmt mit steigender Temperatur bei einer Brennkammerluftdichte von  $4,7 \text{ kg/m}^3$  von  $4,10 \text{ ms}$  auf  $1,42 \text{ ms}$  ab, bei einer Brennkammerluftdichte von  $9,3 \text{ kg/m}^3$  von  $3,39 \text{ ms}$  auf  $0,87 \text{ ms}$  und bei der höchsten Brennkammerluftdichte von  $2,81 \text{ ms}$  auf  $0,65 \text{ ms}$ .

Das Zündverhalten von Jojobaöl wird für die beiden Brennkammerluftdichten von  $4,7 \text{ kg/m}^3$  und  $9,3 \text{ kg/m}^3$  für Brennkammertemperaturen größer gleich  $796 \text{ K}$  durch das primäre Referenzkraftstoffgemisch PRF82 sehr gut erfasst. Für die Brennkammerluftdichte von  $17,7 \text{ kg/m}^3$  ist eine gute Übereinstimmung für Temperaturen größer gleich  $885 \text{ K}$  gegeben. Für die Brennkammertemperaturen unterhalb  $885 \text{ K}$  bei einer Brennkammerluftdichte von  $17,7 \text{ kg/m}^3$  sowie bei einer Brennkammertemperatur kleiner  $796 \text{ K}$  bei den anderen beiden Brennkammerluftdichten ist der Zündverzug  $ZV_{PRP}$  von Jojobaöl kürzer als der des PRF82-Kraftstoffgemisches.

Ein ähnliches Verhalten zeigt sich für den Zündverzug nach dem Wendetangentenverfahren ( $ZV_{tan}$ ) (Abbildung 45).

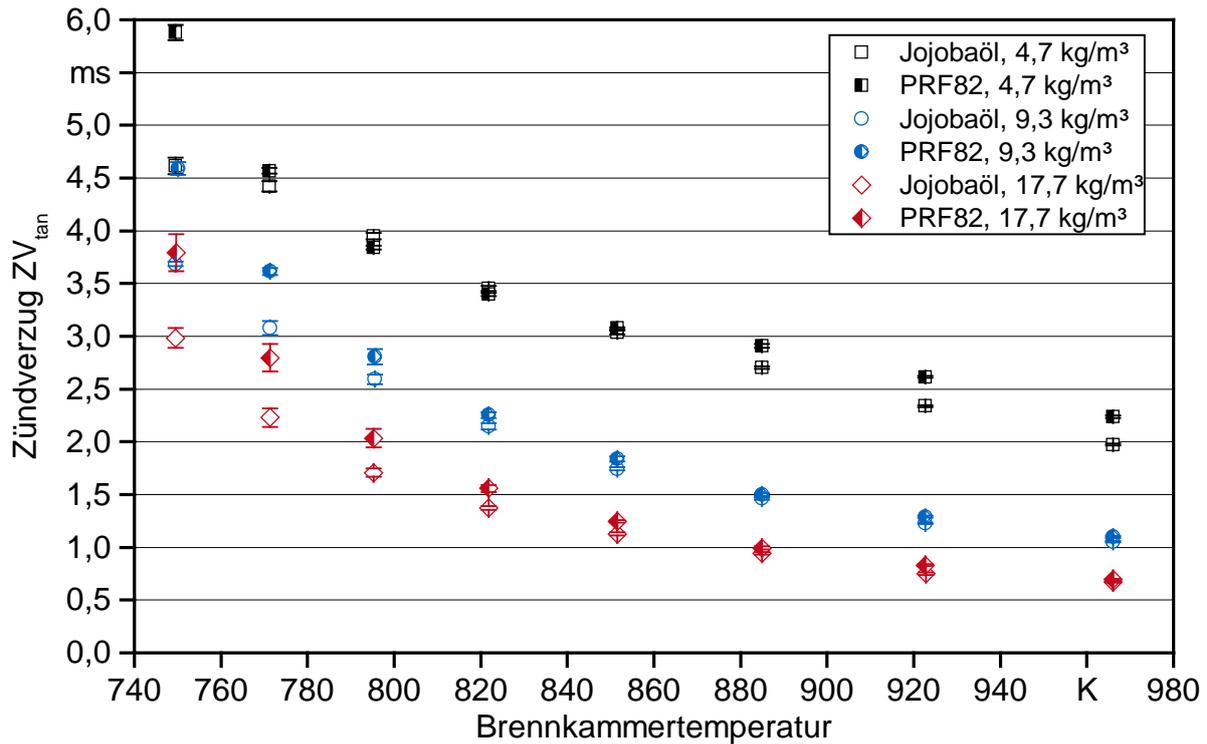


Abbildung 45: Zündverzugszeit nach dem Wendetangentenverfahren ( $ZV_{tan}$ ) von Jojobaöl und dem primären Referenzkraftstoffgemisch PRF82 in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur

Mit zunehmender Brennkammertemperatur und Brennkammerluftdichte nimmt der Zündverzugszeit  $ZV_{tan}$  ab. Abgesehen vom Zündverzugszeit bei einer Brennkammerluftdichte von  $4,7 \text{ kg/m}^3$  und einer Temperatur von  $796 \text{ K}$  und  $822 \text{ K}$ , liegen alle Werte unterhalb derer des PRF82-Kraftstoffgemisches. Die beste Übereinstimmung zwischen dem Zündverzugszeit von Jojobaöl und dem PRF82-Kraftstoffgemisch ist für Temperaturen größer gleich  $885 \text{ K}$  bei der mittleren und höchsten Brennkammerluftdichte gegeben. Der Zündverzugszeit  $ZV_{tan}$  von Jojobaöl beträgt angegeben in der Reihenfolge der zunehmenden Brennkammerluftdichte bei der niedrigsten Brennkammertemperatur  $4,61 \text{ ms}$ ,  $3,68 \text{ ms}$  und  $2,98 \text{ ms}$  sowie bei der höchsten Brennkammertemperatur  $1,97 \text{ ms}$ ,  $1,05 \text{ ms}$  und  $0,67 \text{ ms}$ .

Während der Zündverzugszeit von Jojobaöl an allen untersuchten Betriebspunkten im Bereich des Zündverzugszeit des PRF82-Kraftstoffgemisches liegt, ergeben sich bei den niedrigen Brennkammertemperaturen größere Abweichungen im Zünd- und Verbrennungsverhalten. Dies verdeutlicht die Brenndauer als Funktion des Zündverzugszeit  $ZV_{tan}$  in Abbildung 46.

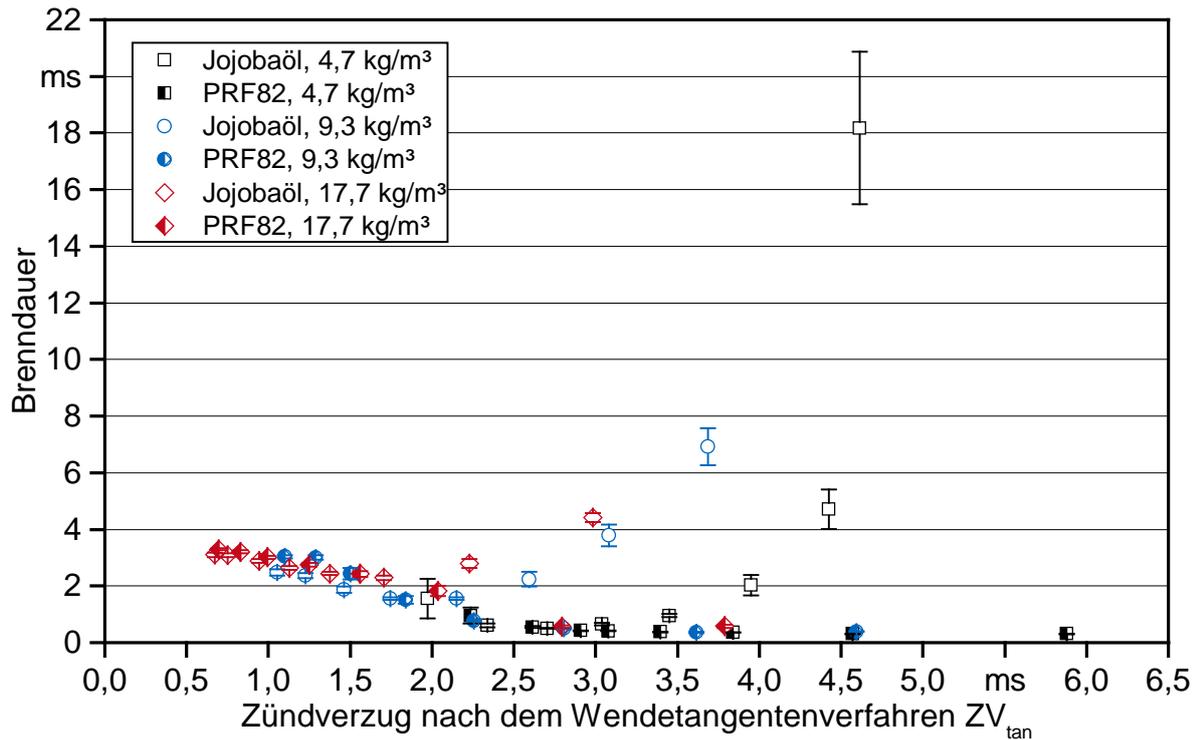


Abbildung 46: Brenndauer von Jojobaöl und dem primären Referenzkraftstoffgemisch PRF82 in Abhängigkeit vom Zündverzug nach dem Wendetangentenverfahren ( $ZV_{tan}$ )

Für alle drei Brennkammerluftdichten nimmt die Brenndauer mit zunehmendem Zündverzug  $ZV_{tan}$  zunächst bis zu einem Minimum ab und im Anschluss wieder zu. Das Minimum liegt bei der niedrigsten Brennkammerluftdichte bei einem Zündverzug von  $ZV_{tan} \approx 2,7$  ms, was eine Brennkammertemperatur von 885 K bedeutet. Mit zunehmender Brennkammerluftdichte verschiebt sich das Minimum in Richtung eines Zündverzugs von 1,8 ms. Für einen Zündverzug kleiner oder gleich dem Minimum liegt die Brenndauer von Jojobaöl im Bereich des primären Referenzkraftstoffgemisches PRF82. Bei einer Brennkammerluftdichte von  $9,3 \text{ kg/m}^3$  und einer Temperatur größer gleich 885 K sowie einer Brennkammerluftdichte von  $17,7 \text{ kg/m}^3$  und einer Temperatur größer gleich 852 K läuft die Verbrennung von Jojobaöl im Vergleich zu PRF82 schneller ab. Dies kann auf die im Vergleich zum Referenzkraftstoffgemisch geringeren Einspritzmengen bei Verwendung von Jojobaöl zurückgeführt werden.

Während bei den höheren Brennkammertemperaturen eine schnelle Umsetzung des gesamten Kraftstoffes erfolgt, nimmt die Umsatzrate für einen Zündverzug größer dem jeweiligen Minimum drastisch ab. Trotz des geringen Unterschieds im Zündverzug von Jojobaöl und dem PRF82-Gemisch, ergibt sich für Jojobaöl eine um den Faktor 5 bis nahezu 60 längere Brenndauer.

Der Rückgang der Umsatzrate ist deutlich im Verlauf der Druckänderungsrate zu sehen. Der zeitliche Verlauf der Druckänderungsrate von Jojobaöl wird in Abbildung 47 exemplarisch für eine Brennkammerluftdichte von  $9,3 \text{ kg/m}^3$  und alle getesteten Brennkammer-

temperaturen dem Verlauf der Druckänderungsrate des PRF82-Kraftstoffgemisches gegenübergestellt.

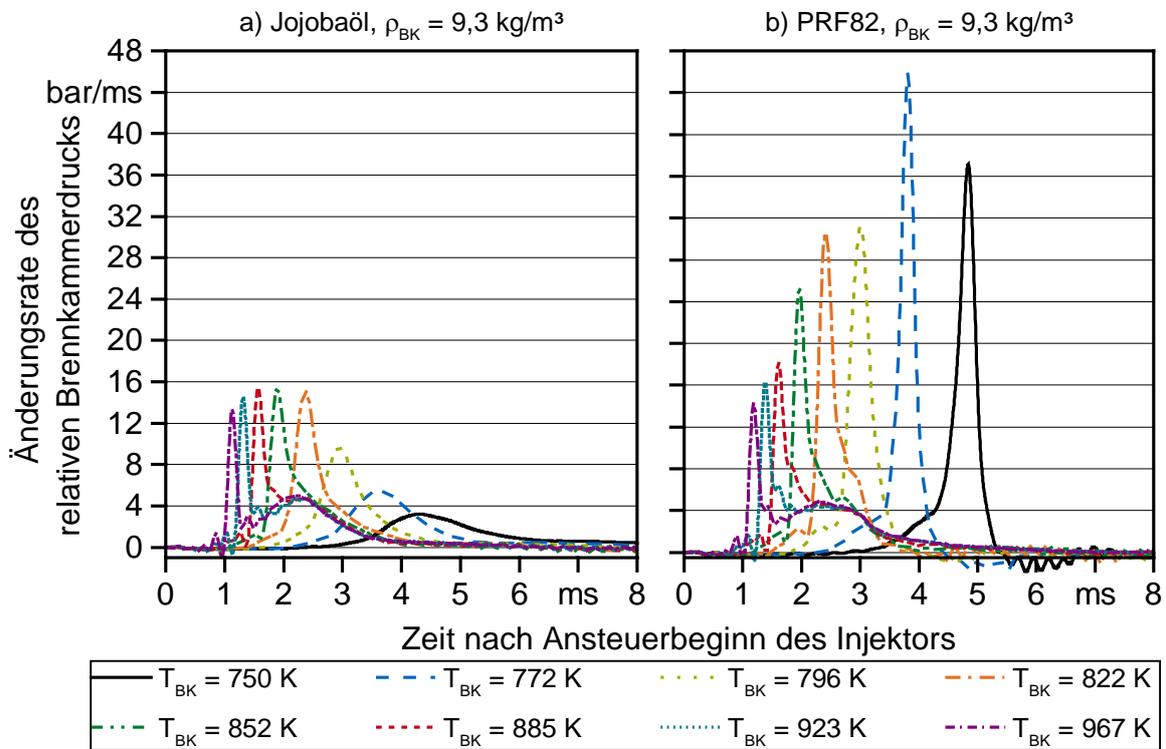


Abbildung 47: Zeitlicher Verlauf der Änderungsrate des relativen Brennkammerdrucks von Jojobaöl und des primären Referenzkraftstoffgemisches PRF82 bei einer Brennkammerluftdichte von  $9,3 \text{ kg/m}^3$  und verschiedenen Brennkammertemperaturen ( $T_{BK}$ )

Während für die Brennkammertemperaturen größer gleich  $822 \text{ K}$  das Maximum der Druckänderungsrate von Jojobaöl nahezu konstant ist, nimmt es für die Temperaturen kleiner  $822 \text{ K}$  mit abnehmender Temperatur ab. Die maximale Druckänderungsrate fällt von  $15,7 \text{ bar/ms}$  bei  $822 \text{ K}$  um den Faktor  $4,9$  auf  $3,2 \text{ bar/ms}$  bei  $750 \text{ K}$  ab. Da die Einspritzmenge konstant bleibt, verlängert sich gleichzeitig die Zeitspanne zwischen dem Beginn einer merklichen Änderungsrate und dem Zeitpunkt, an dem die Änderungsrate wieder gegen Null zurückgeht und die Wärmefreisetzung zum Erliegen kommt.

Im Gegensatz dazu ist bei Verwendung des PRF82-Referenzkraftstoffgemisches eine höhere maximale Änderungsrate für die Temperaturen kleiner gleich  $885 \text{ K}$  sowie einer Zunahme der maximalen Änderungsrate mit abnehmender Temperatur zu erkennen. Neben der Zunahme der maximalen Änderungsrate nimmt die Zeitspanne zwischen dem Beginn einer merklichen Änderungsrate und dem Zeitpunkt, an dem die Änderungsrate wieder gegen Null zurückgeht, ab. Dieses Verhalten ist zu erwarten, denn mit abnehmender Brennkammertemperatur und damit einem zunehmendem Zündverzug steht mehr Zeit zur Aufbereitung des Kraftstoff-Luft-Gemisches zur Verfügung. Eine große Menge an vorgemischtem Kraftstoff führt zu einer hohen maximalen Änderungsrate

durch die schlagartige Umsetzung des Kraftstoffs. Die Umkehr dieses Effekts unter Verwendung von Jojobaöl lässt sich durch die physikalischen Kraftstoffeigenschaften begründen.

Die im Vergleich zu den primären Referenzkraftstoffgemischen höhere kinematische Viskosität von Jojobaöl führt zu einer schlechteren Zerstäubung des eingespritzten Kraftstoffs und dadurch zu größeren Durchmessern der Kraftstofftröpfchen [29][123]. Ferner ist davon auszugehen, dass Jojobaöl aufgrund seines molekularen Aufbaus und des höheren Molekulargewichts im Vergleich zu den Referenzkraftstoffgemischen eine höhere Verdampfungstemperatur aufweist. Die größeren Tröpfchen sowie die schlechtere Verdampfungscharakteristik führen dazu, dass eine größere Zeitspanne zur Aufbereitung des Kraftstoffs nach erfolgter Einspritzung benötigt wird. Dies ist besonders für den inneren Teil des Kraftstoffsprays gültig. Am Strahlrand hingegen kann eine ausreichend große Zahl an kleineren Tröpfchen vorhanden sein, die zu einer schnelleren Gemischaufbereitung und letztlich zur Zündung führen [29]. Die Umsetzung der gesamten eingespritzten Kraftstoffmenge wird jedoch von der Dauer der Aufbereitung des Kraftstoffs im Strahlkern bestimmt. Mit zunehmender Brennkammertemperatur nimmt die Verdampfungsgeschwindigkeit zu und damit die Dauer der Kraftstoffaufbereitung ab. Dieser Effekt führt zu dem beobachteten stark temperaturabhängigen Verbrennungsverhalten von Jojobaöl.

Es lässt sich folgern, dass Jojobaöl ein Wachsester mit sehr hoher Zündwilligkeit ist. Dabei lässt sich das Zündverhalten in den vorliegenden Versuchen vor allem für die höheren Brennkammertemperaturen und Brennkammerluftdichten hinreichend genau durch das primäre Referenzkraftstoffgemisch PRF82 beschreiben. Wenngleich die Zündwilligkeit über alle Betriebspunkte hinweg hoch ist, ist das weitere Verbrennungsverhalten sehr stark temperaturabhängig. Für Brennkammertemperaturen unterhalb eines definierten Schwellenwertes ist nur noch eine stark verschleppte Verbrennung mit sehr geringen Umsatzraten zu beobachten. Sowohl Brenndauer als auch die maximale Druckanstiegsgeschwindigkeit weichen in diesen Punkten von denen primärer Referenzkraftstoffgemische ab.

### 6.2.7 Zünd- und Verbrennungsverhalten von Pflanzenöl

Den Druckabfall im Druckspeicher über die Einspritzdauer fasst Tabelle 40 für die neun verwendeten Pflanzenöle zusammen. Ferner sind die Angaben zur Standardabweichung und die Differenz des mittleren Druckabfalls zur Messreihe zur Abschätzung der Einspritzmenge mit B0 enthalten.

*Tabelle 40: Zusammenfassung der Parameter zur Abschätzung der Einspritzmenge unter Verwendung der Pflanzenöle*

Pflanzenöl	mittlerer Druckabfall gemessen über alle Messpunkte in bar	Standardabweichung in bar	Differenz des mittleren Druckabfalls zu B0 in bar	Abweichung zu B0 in %
Kokosnussöl	353,8	2,0	124,4	26,0
Palmöl	320,3	3,0	157,9	33,0
HO-Sonnenblumenöl	303,3	2,3	174,9	36,6
Erdnussöl	329,7	3,6	148,5	31,1
Rapsöl	350,3	2,7	127,9	26,8
Baumwollsaatöl	325,1	2,0	153,1	32,0
Sojaöl	340,2	2,8	138,0	28,9
Leindotteröl	331,6	1,6	146,7	30,7
Leinöl	359,3	1,7	118,9	24,9

Der mittlere Druckabfall liegt unter Verwendung der untersuchten Pflanzenöle im Bereich von 303,3 bar bis 359,3 bar. Die Standardabweichung des mittleren Druckabfalls berechnet über alle Betriebspunkte beträgt 1,9 % bis 3,6 % des mittleren Druckabfalls. Es kann von einer ordnungsgemäßen Funktion des Injektors mit den verwendeten Pflanzenölen ausgegangen werden. Der mittlere Druckabfall unter Verwendung der Pflanzenöle liegt um bis zu 174,9 bar unterhalb des mittleren Druckabfalls bei Verwendung von B0. Er liegt erwartungsgemäß im Bereich der Ergebnisse, welche mit Rapsöl bei den Versuchen zur Abschätzung der Einspritzmenge erzielt wurden.

Mit einem Korrelationskoeffizienten von 0,8463 korreliert die Differenz des mittleren Druckabfalls von Pflanzenöl zu B0 sehr gut mit der kinematischen Viskosität der Öle bei 40 °C. Die höhere Viskosität von Pflanzenöl im Vergleich zu Dieselmotortreibstoff führt zu einer Änderung in der Dynamik der Einspritznadelbewegung sowie zu einem geänderten Einspritzstrahlbild [33][34][92]. Damit lässt sich die erkennbare Tendenz erklären, dass mit abnehmender kinematischer Viskosität bei 40 °C der mittlere Druckabfall größer wird.

Abbildung 48 bis Abbildung 50 zeigen den Zündverzug der untersuchten Pflanzenöle nach der Pressure-Recovery-Point-Methode ( $ZV_{PRP}$ ) in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur und den drei Brennkammerluftdichten. In Abbildung 48 sind dabei die

verwendeten Pflanzenöle mit einer im Fuel Ignition Tester (FIT) ermittelten abgeleiteten Cetanzahl (ACZ) größer 53 zusammengefasst. Die untersuchten Pflanzenöle mit einer in ACZ im Bereich von 35 bis 46 sind in Abbildung 49 dargestellt und in Abbildung 50 diejenigen mit einer ACZ kleiner gleich 35. In den Abbildungen sind zusätzlich die ermittelten Zündverzüge ausgewählter primärer Referenzkraftstoffgemische angegeben.

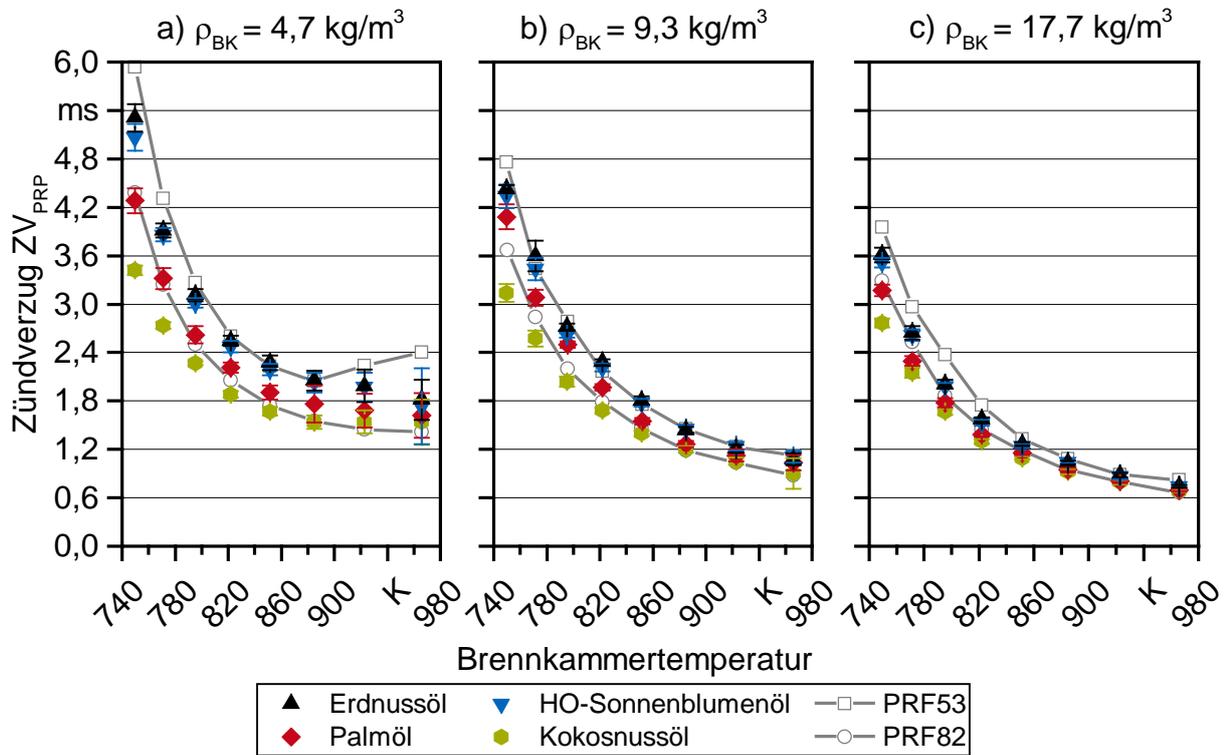


Abbildung 48: Zündverzug nach der Pressure-Recovery-Point-Methode ( $ZV_{PRP}$ ) von Erdnussöl, HO-Sonnenblumenöl, Palmöl und Kokosnussöl sowie der beiden primären Referenzkraftstoffgemische PRF53 und PRF82 in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur und den drei Brennkammerluftdichten

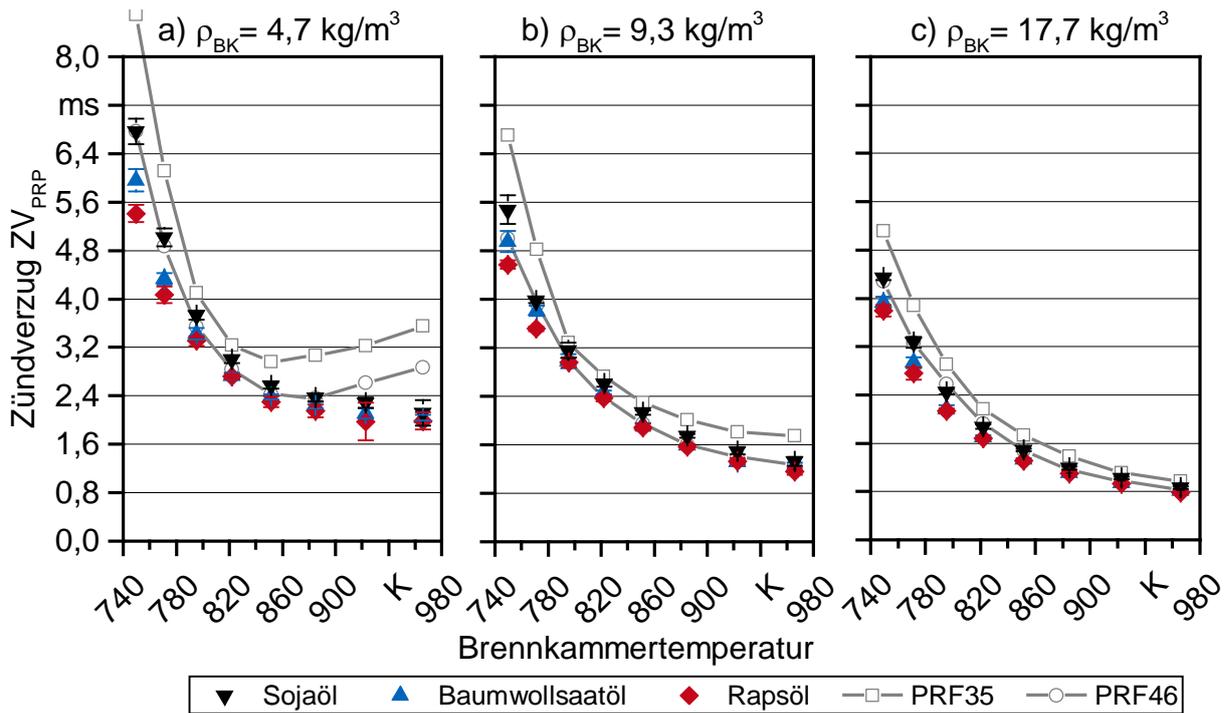


Abbildung 49: Zündverzug nach der Pressure-Recovery-Point-Methode ( $ZV_{PRP}$ ) von Sojaöl, Baumwollsaatöl und Rapsöl sowie der beiden primären Referenzkraftstoffgemische PRF35 und PRF46 in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur und den drei Brennkammerluftdichten

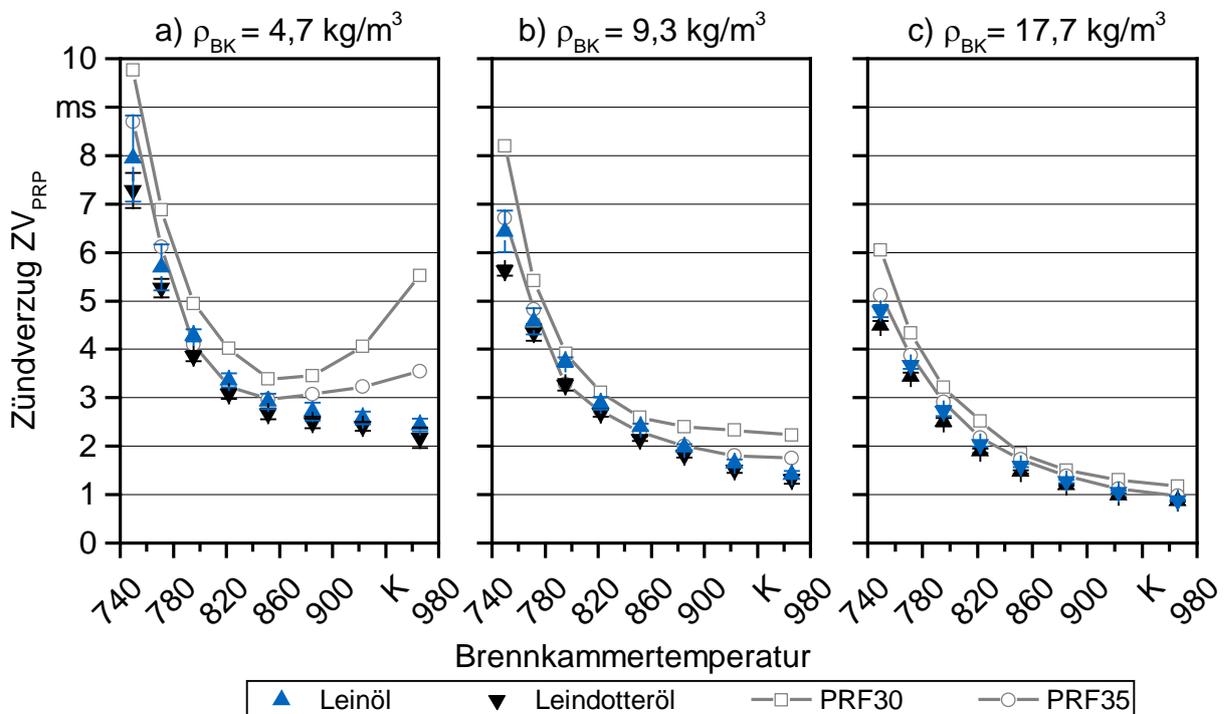


Abbildung 50: Zündverzug nach der Pressure-Recovery-Point-Methode ( $ZV_{PRP}$ ) von Leinöl und Leindotteröl sowie der beiden primären Referenzkraftstoffgemische PRF30 und PRF35 in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur und den drei Brennkammerluftdichten

Für alle untersuchten Pflanzenöle nimmt der Zündverzug  $ZV_{PRP}$  mit zunehmender Brennkammertemperatur und zunehmender Brennkammerluftdichte kontinuierlich ab. Der Unterschied im Zündverzug  $ZV_{PRP}$  zwischen den einzelnen Pflanzenölen verringert sich mit zunehmender Brennkammertemperatur sowie mit zunehmender Brennkammerluftdichte. Es ist kein NTC-ähnliches Verhalten erkennbar.

Ein ausgeprägtes NTC-Verhalten tritt auf, wenn das Kraftstoff-Luft-Gemisch weitestgehend homogen vorgemischt vorliegt, was für einen Zündverzug  $ZV_{PRP} \gg 2$  gegeben ist. Bei den verwendeten Pflanzenölen liegt der Zündverzug im NTC-relevanten Temperaturbereich mit Brennkammertemperaturen größer gleich 850 K unterhalb von 3 ms. Deshalb kann bei diesen – im Gegensatz zu den primären Referenzkraftstoffgemischen bei einer Brennkammerluftdichte von  $4,3 \text{ kg/m}^3$  – kein NTC-ähnliches Verhalten beobachtet werden. Dadurch weicht der Verlauf des Zündverzugs der untersuchten Pflanzenöle für Brennkammertemperaturen größer gleich 850 K stark von dem der primären Referenzkraftstoffgemische ab. Für die beiden weiteren Brennkammerluftdichten sowie für eine Brennkammertemperatur kleiner 850 K bei einer Brennkammerluftdichte von  $4,3 \text{ kg/m}^3$  lässt sich der Verlauf des Zündverzugs der untersuchten Pflanzenöle durch die primären Referenzkraftstoffgemische beschreiben.

Unterschiede ergeben sich jedoch zwischen der Höhe der im FIT ermittelten Zündwilligkeit und der Zündwilligkeit, die den untersuchten Pflanzenölen anhand des Zündverzugs  $ZV_{PRP}$  zugeordnet werden kann. So bewegt sich zum Beispiel der Zündverzug von Kokosnussöl im Bereich des PRF82-Gemisches, während im FIT eine ACZ von 111 bestimmt wurde. Für Leinöl kann hingegen eine bessere Übereinstimmung mit dem Referenzkraftstoffgemisch PRF35 gefunden werden, was eine höhere Zündwilligkeit als die im FIT ermittelte bedeuten würde. Ursächlich hierfür könnten wiederum die Unterschiede in den Betriebsparametern zur Zündwilligkeitsbestimmung nach Standardtestmethoden und der in den Versuchen verwendeten Einstellung sein. So führt vor allem der hohe Einspritzdruck am AFIDA von 1000 bar zu einer besseren Kraftstoffzerstäubung und begünstigt die Gemischbildung und damit den Zündverzug. Die Einordnung der Zündwilligkeit der untersuchten Pflanzenöle untereinander anhand des Zündverzugs bleibt jedoch im Vergleich zur ermittelten ACZ mit Ausnahme von Leinöl und Leindotteröl erhalten.

Tabelle 41 listet den Zündverzug  $ZV_{PRP}$  der Pflanzenöle bei einer Brennkammertemperatur von 750 K und 967 K bei allen drei Brennkammerluftdichten auf. Die Pflanzenöle sind von links nach rechts nach absteigendem Grad an Sättigung und damit einer zunehmenden Anzahl an Doppelbindungen im Fettsäurerest sortiert. Kokosnussöl ist das Pflanzenöl mit der geringsten Anzahl an Doppelbindungen und dem kürzesten Zündverzug. Mit zunehmender Anzahl an Doppelbindungen nimmt der Zündverzug zu und ist für Leinöl, das Pflanzenöl mit der größten Anzahl an Doppelbindungen dieser Untersuchung, am längsten.

Tabelle 41: Zündverzug nach der Pressure-Recovery-Point-Methode ( $ZV_{PRP}$ ) für die untersuchten Pflanzenöle bei einer Brennkammerluftdichte von  $4,7 \text{ kg/m}^3$ ,  $9,3 \text{ kg/m}^3$  und  $17,7 \text{ kg/m}^3$  sowie bei den Brennkammertemperaturen von  $750 \text{ K}$  und  $967 \text{ K}$

Betriebspunkt	Zündverzug $ZV_{PRP}$ in ms									
	Ko	Pa	Hs	Er	Ra	Ba	So	Ld	Le	
$4,7 \text{ kg/m}^3$	750 K	3,42	4,28	5,07	5,31	5,41	5,96	6,76	7,28	7,94
	967 K	1,54	1,62	1,73	1,82	1,98	2,04	2,12	2,18	2,44
$9,3 \text{ kg/m}^3$	750 K	3,14	4,08	4,34	4,43	4,57	4,95	5,48	5,63	6,43
	967 K	0,90	1,03	1,11	1,08	1,16	1,24	1,32	1,32	1,41
$17,7 \text{ kg/m}^3$	750 K	2,77	3,17	3,52	3,61	3,79	3,93	4,34	4,50	4,79
	967 K	0,79	0,79	0,83	0,92	1,09	1,06	0,91	1,04	1,21

Ko: Kokosnussöl, Pa: Palmöl, Hs: HO-Sonnenblumenöl, Er: Erdnussöl, Ra: Rapsöl, Ba: Baumwollsaatöl, So: Sojaöl, Ld: Leindotteröl, Le: Leinöl

Bei einer Brennkammerluftdichte von  $4,7 \text{ kg/m}^3$  und einer Brennkammertemperatur von  $750 \text{ K}$  beträgt der Unterschied im Zündverzug  $ZV_{PRP}$  zwischen Leinöl und Kokosnussöl  $4,52 \text{ ms}$  und verkürzt sich auf  $0,90 \text{ ms}$  für eine Brennkammertemperatur von  $967 \text{ K}$ . Wird die Brennkammerluftdichte auf  $9,3 \text{ kg/m}^3$  gesteigert, ergibt sich eine Differenz zwischen dem Zündverzug der beiden Pflanzenöle von  $3,29 \text{ ms}$  bei der niedrigsten und  $0,51 \text{ ms}$  bei der höchsten Temperatur. Für eine Brennkammerluftdichte von  $17,7 \text{ kg/m}^3$  ergeben sich entsprechend die Werte zu  $2,02 \text{ ms}$  und  $0,42 \text{ ms}$ . Der Zündverzug  $ZV_{PRP}$  verringert sich für Leinöl im Vergleich zu Kokosnussöl mit zunehmender Temperatur stärker. Dies ist auch für die weiteren Pflanzenöle in Bezug auf Kokosnussöl gültig. So nimmt der Zündverzug  $ZV_{PRP}$  von Rapsöl bei einer Brennkammerluftdichte von  $4,7 \text{ kg/m}^3$  durch Steigerung der Brennkammertemperatur von  $750 \text{ K}$  auf  $967 \text{ K}$  von  $5,41 \text{ ms}$  um  $3,43 \text{ ms}$  auf  $1,98 \text{ ms}$  ab, bei Kokosnussöl nur um  $1,88 \text{ ms}$ .

Die beobachtete Abhängigkeit des Zündverzugs  $ZV_{PRP}$  vom Grad der Sättigung eines Pflanzenöls sowie der sich verringernde Unterschied im Zündverzug zwischen den Pflanzenölen bei höheren Brennkammerluftdichten steht im Einklang mit den Erkenntnissen aus den Untersuchungen von EMBERGER et al. (2015) [52]. EMBERGER et al. führten dabei den ansteigenden Zündverzug mit zunehmender Anzahl an Doppelbindungen auf Änderungen im chemischen Zündverzug zurück. Doppelbindungen verhindern im Niedertemperaturbereich den Ablauf von Isomerisierungsreaktionen und damit die Bildung von Radikalen. Es kommt zu keiner Kettenverzweigung, wodurch die Reaktionsrate sinkt [106][163]. Dies führt zu einer Verlängerung des chemischen Zündverzugs mit zunehmender Anzahl an Doppelbindungen. Die schnellere Abnahme des Zündverzugs von zum Beispiel Leinöl im Vergleich zu Kokosnussöl ist auf den physikalischen Zündverzug zurückzuführen. Mit zunehmender Anzahl an Doppelbindungen verringert sich bei gleichbleibender Kettenlänge die Viskosität. Ferner ist für Methylester bekannt, dass sich bei gleichbleibender Kettenlänge der Dampfdruck mit zunehmender Anzahl an Doppelbindungen erhöht [171]. Damit ist für ungesättigtere Pflanzenöle mit einer schnelleren

Gemischaufbereitung mit zunehmender Temperatur zu rechnen. Der physikalische Zündverzug verkürzt sich und damit die gesamte Zündverzug.

Diese Hypothese bestätigt sich auch beim Zündverzug nach dem Wendetangentenverfahren ( $ZV_{tan}$ ). Der Zündverzug  $ZV_{tan}$  der untersuchten Pflanzenöle ist in Abbildung 51 bis Abbildung 53 in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur und für die untersuchten Brennkammerluftdichten dargestellt. Analog zur Darstellung des Zündverzugs  $ZV_{PRP}$  sind die Pflanzenöle entsprechend der im Fuel Ignition Tester ermittelten abgeleiteten Cetanzahl gruppiert und Zündverzüge der jeweiligen primären Referenzkraftstoffgemische mit abgebildet.

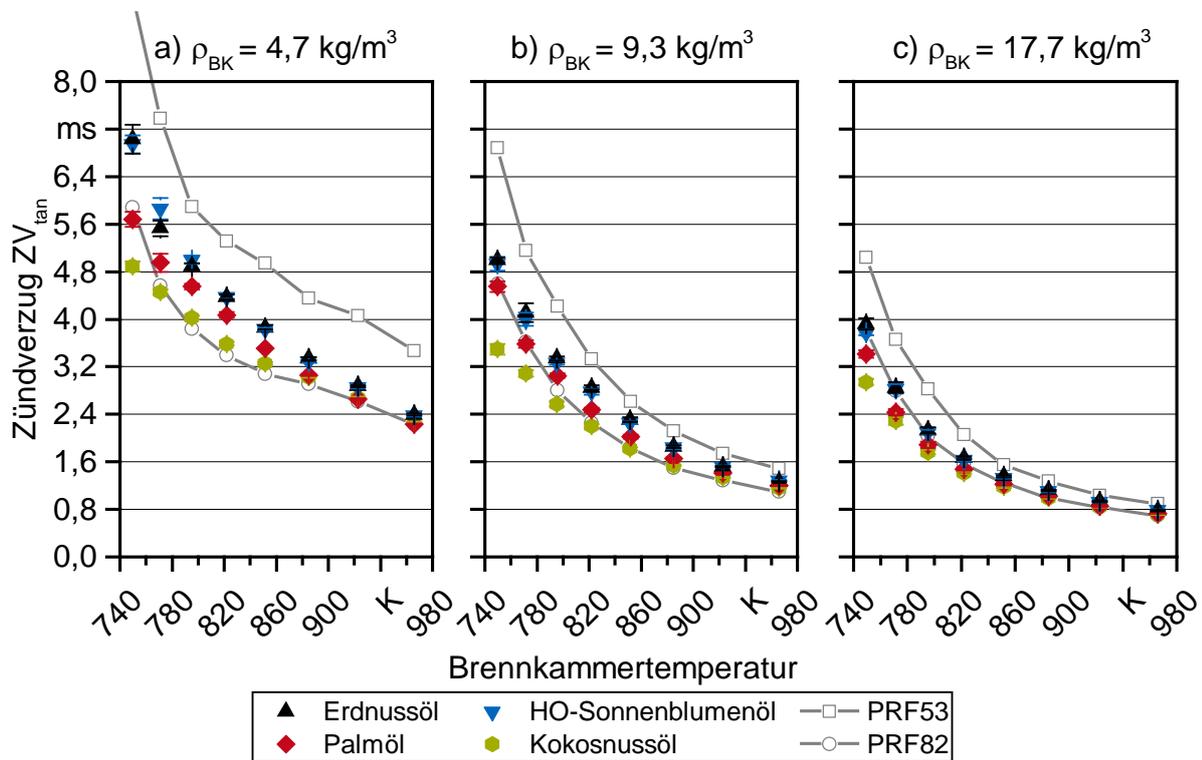


Abbildung 51: Zündverzug nach dem Wendetangentenverfahren ( $ZV_{tan}$ ) von Erdnussöl, HO-Sonnenblumenöl, Palmöl und Kokosnussöl sowie der beiden primären Referenzkraftstoffgemische PRF53 und PRF82 in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur und den drei Brennkammerluftdichten

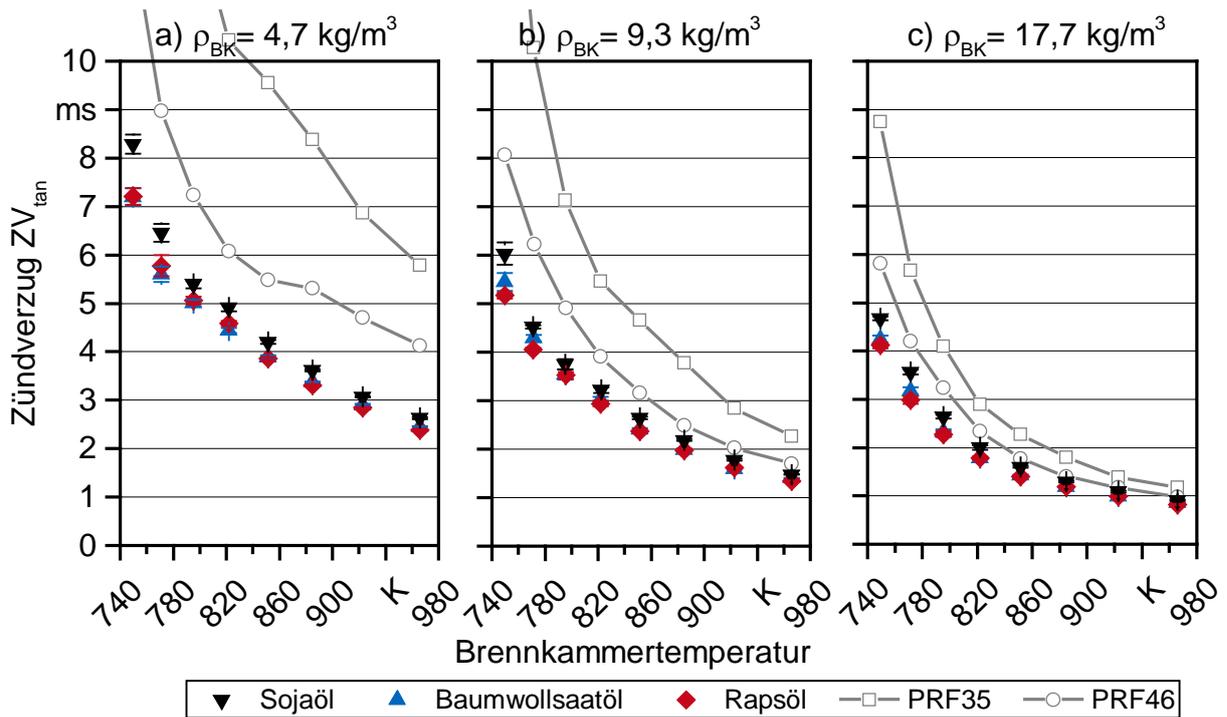


Abbildung 52: Zündverzug nach dem Wendetangentenverfahren ( $ZV_{tan}$ ) von Sojaöl, Baumwollsaatöl und Rapsöl sowie der beiden primären Referenzkraftstoffgemische PRF35 und PRF46 in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur und den drei Brennkammerluftdichten

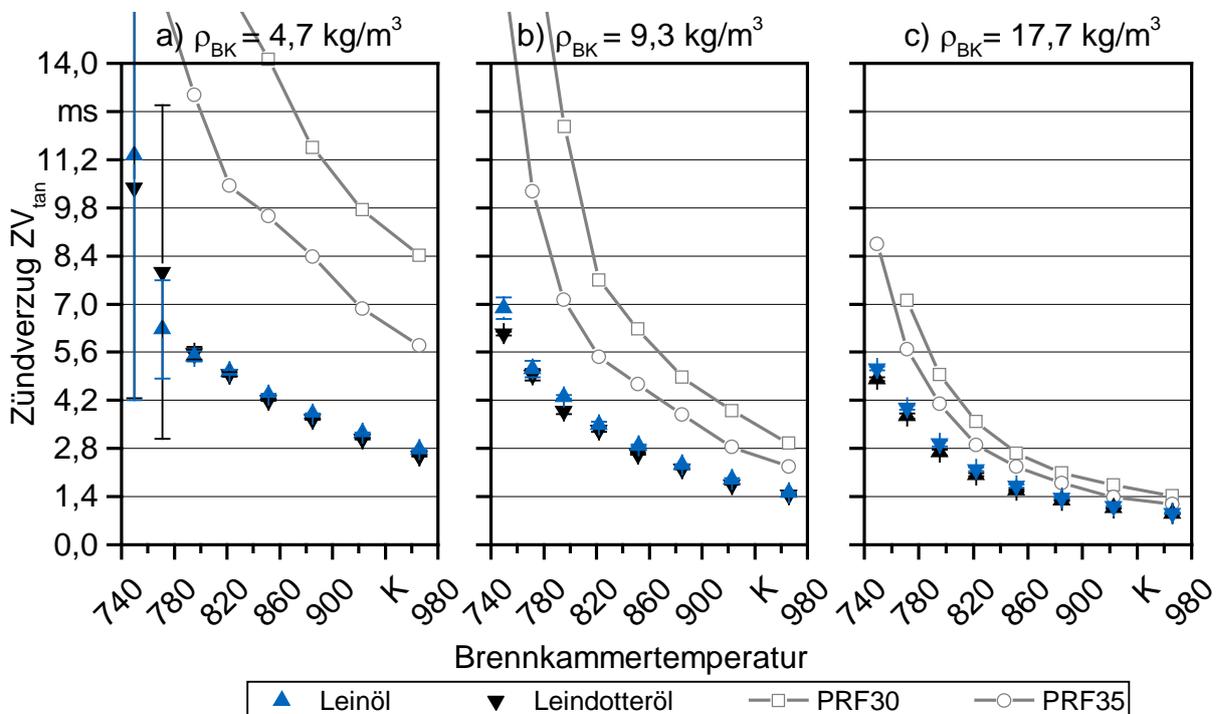


Abbildung 53: Zündverzug nach dem Wendetangentenverfahren ( $ZV_{tan}$ ) von Leinöl und Leindotteröl sowie der beiden primären Referenzkraftstoffgemische PRF30 und PRF35 in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur und den drei Brennkammerluftdichten

Der Zündverzug  $ZV_{\text{tan}}$  nimmt mit zunehmender Brennkammertemperatur und Brennkammerluftdichte kontinuierlich ab. Abweichend von der im FIT ermittelten Zündwilligkeit lässt sich für alle untersuchten Pflanzenöle mit Ausnahme von Kokosnussöl eine deutlich gesteigerte Zündwilligkeit erkennen. Die größten Abweichungen zu den primäreren Referenzkraftstoffgemischen ergeben sich dabei bei einer Brennkammerluftdichte von  $4,7 \text{ kg/m}^3$ . So liegt hier der Zündverzug  $ZV_{\text{tan}}$  von Leinöl in einem Bereich von  $5,64 \text{ ms}$  und damit bis zu  $21,07 \text{ ms}$  unterhalb der Werte des primären Referenzkraftstoffgemisches PRF30. Durch Steigerung der Brennkammerluftdichte verringert sich der Unterschied zwischen dem Zündverzug der untersuchten Pflanzenöle und der primären Referenzkraftstoffgemische, wenngleich die gesteigerte Zündwilligkeit erhalten bleibt. Unabhängig von der Höhe der Zündwilligkeit lässt sich jedoch der Verlauf des Zündverzug  $ZV_{\text{tan}}$  der verwendeten Pflanzenöle für eine Brennkammerluftdichte größer gleich  $9,3 \text{ kg/m}^3$  durch die primären Referenzkraftstoffgemische beschreiben. Weiter bleibt wie nach dem Zündverzug  $ZV_{\text{PRP}}$  die Einordnung der Zündwilligkeit der untersuchten Pflanzenöle untereinander anhand des Zündverzugs  $ZV_{\text{tan}}$  erhalten.

Tabelle 42 fasst den Zündverzug  $ZV_{\text{tan}}$  der untersuchten Pflanzenöle bei einer Brennkammertemperatur von  $750 \text{ K}$  und  $967 \text{ K}$  und bei allen drei Brennkammerluftdichten zusammen.

*Tabelle 42: Zündverzug nach dem Wendetangentenverfahren ( $ZV_{\text{tan}}$ ) für die untersuchten Pflanzenöle bei einer Brennkammerluftdichte von  $4,7 \text{ kg/m}^3$ ,  $9,3 \text{ kg/m}^3$  und  $17,7 \text{ kg/m}^3$  sowie bei den Brennkammertemperaturen von  $750 \text{ K}$  und  $967 \text{ K}$*

Betriebspunkt	Zündverzug $ZV_{\text{tan}}$ in ms									
	Ko	Pa	Hs	Er	Ra	Ba	So	Ld	Le	
$4,7 \text{ kg/m}^3$	$750 \text{ K}$	4,89	5,68	6,94	7,03	7,21	7,20	8,28	10,39	11,32
	$967 \text{ K}$	2,26	2,24	2,38	2,40	2,39	2,46	2,63	2,58	2,78
$9,3 \text{ kg/m}^3$	$750 \text{ K}$	3,49	4,55	4,93	5,00	5,16	5,45	6,03	6,15	6,88
	$967 \text{ K}$	1,16	1,20	1,29	1,27	1,34	1,40	1,48	1,45	1,52
$17,7 \text{ kg/m}^3$	$750 \text{ K}$	2,94	3,41	3,78	3,92	4,12	4,24	4,68	4,82	5,13
	$967 \text{ K}$	0,79	0,83	0,86	0,97	0,92	1,05	0,95	1,02	1,05

Ko: Kokosnussöl, Pa: Palmöl, Hs: HO-Sonnenblumenöl, Er: Erdnussöl, Ra: Rapsöl, Ba: Baumwollsaatöl, So: Sojaöl, Ld: Leindotteröl, Le: Leinöl

Leinöl weist den längsten und Kokosnussöl den kürzesten Zündverzug auf. Der Unterschied im Zündverzug  $ZV_{\text{tan}}$  zwischen Leinöl und Kokosnussöl verkürzt sich von  $6,42 \text{ ms}$  auf  $0,51 \text{ ms}$  durch Steigerung der Brennkammertemperatur von  $750 \text{ K}$  auf  $967 \text{ K}$ . Durch das Anheben der Brennkammerluftdichte verringern sich die beiden Differenzen weiter. Bei einer Brennkammerluftdichte von  $17,7 \text{ kg/m}^3$  beträgt der Unterschied bei  $750 \text{ K}$  nur noch  $2,19 \text{ ms}$  und bei  $967 \text{ K}$   $0,26 \text{ ms}$ . Damit nimmt der Zündverzug von Leinöl mit zu-

nehmender Brennkammertemperatur stärker ab als der von Kokosnussöl. In Bezug auf Kokosnussöl ist dies auch für die weiteren Pflanzenöle gültig.

Die relative Standardabweichung des Zündverzugs  $ZV_{\tan}$  der Pflanzenöle beträgt bei Brennkammertemperaturen kleiner gleich 772 K bis zu 63 %, während bei höheren Temperaturen eine deutlich geringere Standardabweichung zu verzeichnen ist. Unter diesen Betriebsbedingungen kommt es bei den Pflanzenölen zu keiner Hauptverbrennung mit einem merklichen Druckanstieg und es fehlt ein ausgeprägtes Maximum in der Druckänderungsrate. Dadurch lässt sich der Zündverzug nach dem Wendetangentenverfahren nicht mehr exakt bestimmen. Erst durch Zunahme der Brennkammertemperatur läuft die Gemischaufbereitung hinreichend schnell ab, sodass es zum Einsetzen einer Hauptverbrennung mit einer höheren Druckänderungsrate kommt. Dies zeigt der Verlauf des Maximums der Änderungsrate des relativen Brennkammerdrucks in Abbildung 54.

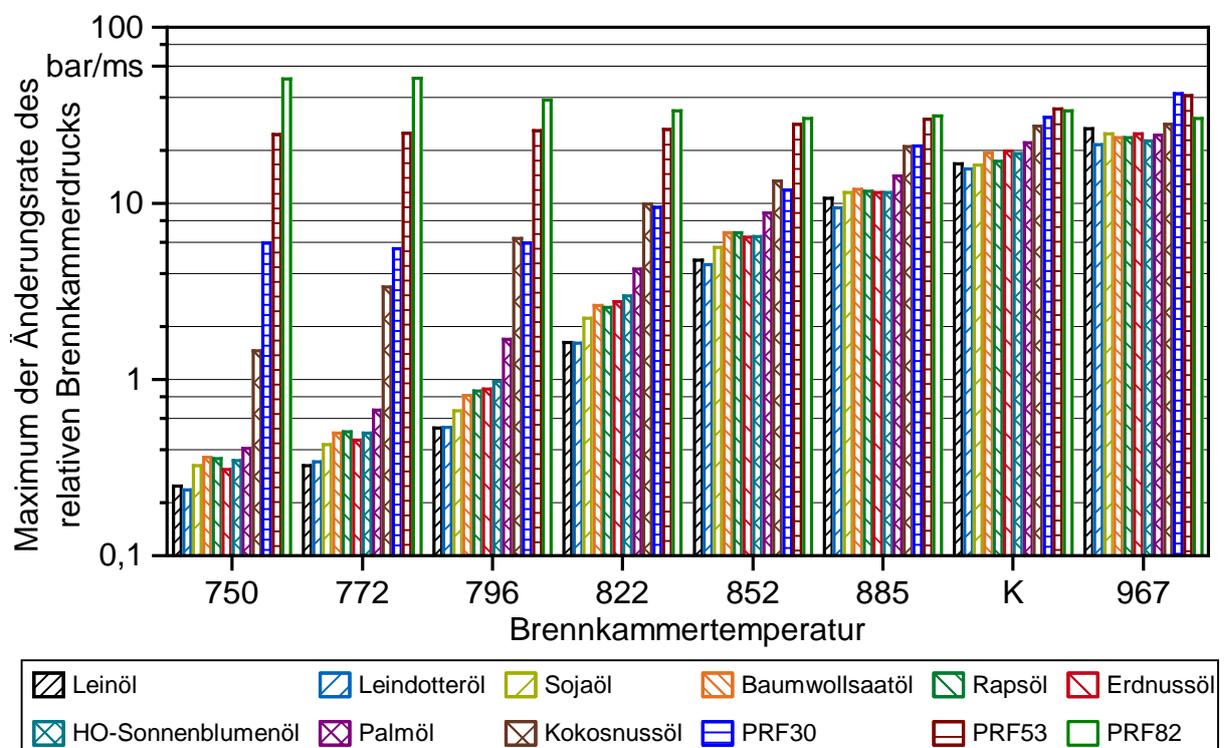


Abbildung 54: Maximum der Änderungsrate des relativen Brennkammerdrucks in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur und für eine Brennkammerluftdichte von  $4,7 \text{ kg/m}^3$  für alle untersuchten Pflanzenöle sowie für die primären Referenzkraftstoffgemische PRF30, PRF53 und PRF82

Bei einer Brennkammertemperatur von 750 K und 772 K liegt das Maximum der Änderungsrate der Pflanzenöle mit Ausnahme von Kokosnussöl unterhalb von 0,6 bar/ms. Das zündunwillige primäre Referenzkraftstoffgemisch PRF30 weist an diesen Betriebspunkten bereits eine mittlere maximale Änderungsrate von 5,73 bar/ms auf. Für Kokosnussöl ist eine gute Übereinstimmung der maximalen Änderungsrate mit der des primären Referenzkraftstoffgemisches PRF30 für einen Temperaturbereich von 796 K bis 885 K gegeben. Dies steht im Widerspruch zum Zündverzug, welcher im Fall von Ko-

kosnussöl im Bereich des zündwilligen primären Referenzkraftstoffgemisches PRF82 liegt.

Diese Diskrepanz kann durch das Zusammenwirken der Betriebsparameter und der physikalischen Stoffeigenschaften begründet werden. Während die höhere Viskosität von Pflanzenöl im Vergleich zu Diesel zu größeren Kraftstofftröpfchen und die schlechteren Verdampfungseigenschaften zu einer langsameren Gemischaufbereitung führen, können bereits einige wenige kleine Kraftstofftröpfchen am Strahlrand zu einer Zündung des Kraftstoffsprays führen. Die geringe Gesamtmenge an aufbereitetem Kraftstoff verhindert eine schnelle Umsetzung des Kraftstoffs mit hohen Änderungsraten und einem hohen Anteil an vorgemischter Verbrennung. Diese Argumentation ist auch den motorischen Untersuchungen zum Verbrennungsverhalten von Pflanzenöl in einem Vollmotor von DAHO et al. (2013) [29] zu entnehmen. Dort konnte gezeigt werden, dass durch die schnellere Zündung des Pflanzenölkraftstoffs der mischungskontrollierte Anteil der Verbrennung im Vergleich zu Dieselkraftstoff zunimmt.

Durch die verlangsamte Gemischaufbereitung und die damit verbundenen geringen Umsatzraten nimmt die Brenndauer für die unteren Betriebstemperaturen im Vergleich zu den Referenzkraftstoffen zu. In Abbildung 55 wird der Verlauf der Brenndauer sowie des Zündverzugs nach dem Wendetangentenverfahren über der Brennkammertemperatur exemplarisch für Rapsöl im Vergleich zum primären Referenzkraftstoffgemisch PRF53 bei einer Brennkammerluftdichte von  $9,3 \text{ kg/m}^3$  dargestellt.

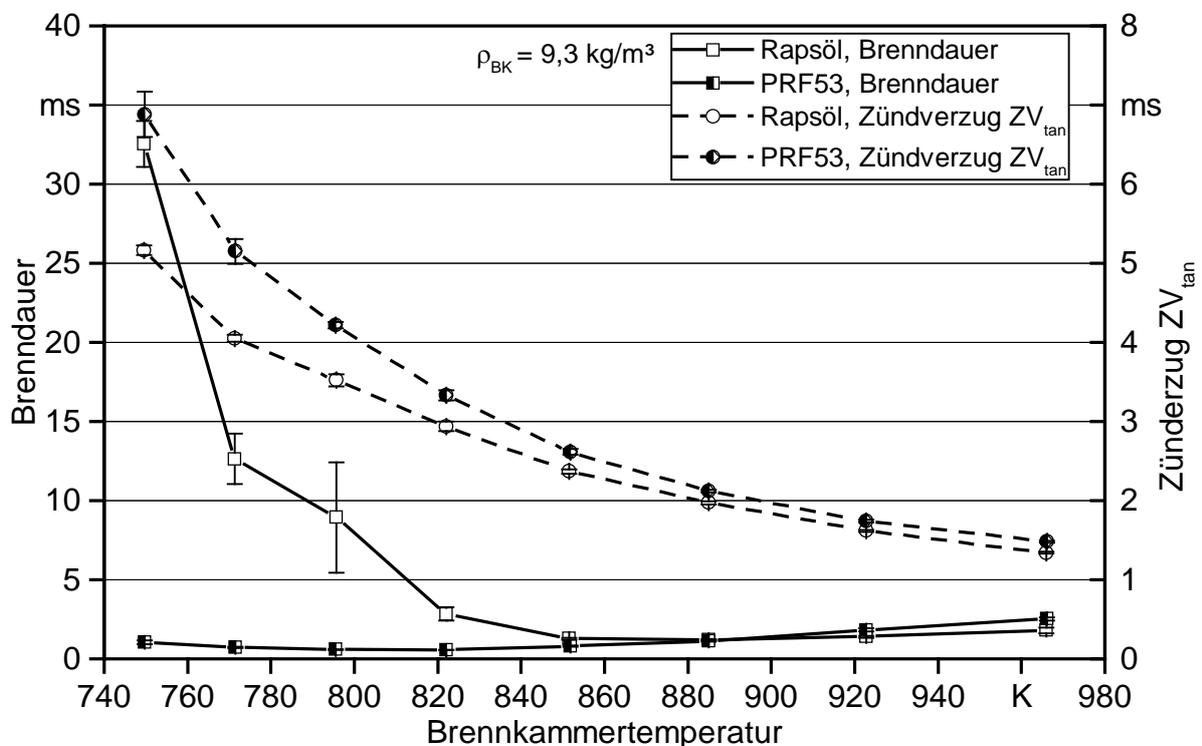


Abbildung 55: Verlauf der Brenndauer und des Zündverzugs nach dem Wendetangentenverfahren von Rapsöl und dem primären Referenzkraftstoffgemisch PRF53 in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur bei einer Brennkammerluftdichte von  $9,3 \text{ kg/m}^3$

Während der Zündverzug  $ZV_{\text{tan}}$  von Rapsöl im Vergleich zum PRF53-Gemisch über die gesamte Brennkammertemperatur kürzer ist, liegt die Brenndauer von Rapsöl bis zu einer Brennkammertemperatur von 852 K um das fünf- bis 30-fach oberhalb der des PRF53-Gemisches. Mit zunehmender Brennkammertemperatur nimmt die Brenndauer kontinuierlich ab. Für Brennkammertemperaturen oberhalb 890 K liegt die Brenndauer von Rapsöl unterhalb der des PRF53-Referenzkraftstoffgemisches. Dies ist ein Indiz für eine rasche Gemischaufbereitung und eine schnelle Umsetzung des Kraftstoffs nach erfolgter Zündung. Die im Vergleich zum primären Referenzkraftstoffgemisch PRF53 kürzere Brenndauer lässt sich mit der geringeren Einspritzmenge begründen.

Die Analyse des Zünd- und Verbrennungsverhaltens von Pflanzenöl unter den gewählten Betriebsparametern zeigte, dass eine schnelle Umsetzung des in die Brennkammer eingespritzten Kraftstoffs erst ab Brennkammertemperaturen größer gleich 852 K erfolgt. Für niedrigere Brennkammertemperaturen wird die maximale Umsatzrate durch die langsam ablaufende Gemischaufbereitung limitiert. Nach erfolgter Zündung des Gemisches kommt es zu einer stark verschleppten Verbrennung mit sehr geringen maximalen Druckänderungsraten. Demzufolge ist der Zündverzug nach dem Wendetangentenverfahren für Temperaturen kleiner 852 K nicht mehr aussagekräftig.

Aus diesem Grund sollte die Einordnung des Zünd- und Verbrennungsverhaltens der Pflanzenöle gegenüber dem primären Referenzkraftstoffgemische für Brennkammertemperaturen größer gleich 852 K erfolgen. Sowohl Verbrennungskenngrößen wie die Brenndauer oder die maximale Druckänderungsrate als auch der Zündverzug sollten für eine richtige Interpretation des Zünd- und Verbrennungsverhaltens von Pflanzenölen im Vergleich zu den Referenzkraftstoffen gleichzeitig berücksichtigt werden.

### 6.2.8 Fazit der Untersuchungen zum Zünd- und Verbrennungsverhalten

Die Analyse des Zünd- und Verbrennungsverhaltens zeigte, dass das Zünd- und Verbrennungsverhalten alternativer Kraftstoffe mit dem der Mischungen aus 1-Methylnaphthalin und n-Cetan unter bestimmten Betriebsbedingungen korreliert.

Für den konventionellen Dieselkraftstoff B0 ergibt sich gemäß dessen Cetanzahl eine sehr gute Übereinstimmung mit dem primären Referenzkraftstoffgemisch PRF53 über einen weiten Betriebsparameterbereich. Das Zünd- und Verbrennungsverhalten der verwendeten alternativen Kraftstoffe weicht hingegen in Abhängigkeit der Betriebsparameter mehr oder weniger stark von dem der primären Referenzkraftstoffe ab. Vor allem für die beiden Kraftstoffe HVO und Palmölmethylester kann abweichend von der im IQT ermittelten Zündwilligkeit von 74,2 bzw. 61,7 eine hohe Korrelation mit dem primären Referenzkraftstoffgemisch PRF82 beobachtet werden. Die untersuchten Pflanzenöle weisen generell einen verkürzten Zündverzug im Vergleich zu den Referenzkraftstoffen auf. Bei geringen Brennkammertemperaturen kann hingegen eine deutliche Verschlechterung des Verbrennungsverhaltens beobachtet werden.

Zur Abschätzung, unter welchen Betriebsbedingungen eine gute Übereinstimmung gegeben ist, werden deshalb Gültigkeitsbereiche definiert. Der Gültigkeitsbereich gibt an,

für welche Brennkammertemperaturen und Brennkammerluftdichten eine Übereinstimmung zwischen dem Zündverhalten einer Kraftstoffgruppe und den primären Referenzkraftstoffgemischen existiert. Übereinstimmung bedeutet, dass der Verlauf der Verbrennungscharakteristika wie zum Beispiel des Zündverzugs in Abhängigkeit der Brennkammertemperatur richtig erfasst werden kann. Hierbei wird zunächst außer Acht gelassen, ob eine Übereinstimmung zwischen der Zündwilligkeit des Versuchskraftstoffs, ermittelt nach bekannten Prüfmethode, und der primären Referenzkraftstoffgemische besteht. Eine grafische Übersicht der ermittelten Gültigkeitsbereiche gibt Tabelle 43.

Eine gute Übereinstimmung ist gegeben, wenn das primäre Referenzkraftstoffgemisch alle untersuchten Verbrennungscharakteristika erfasst (dunkelgraue Fläche). Bei bedingter Übereinstimmung (mittelgraue Fläche) werden nicht alle Charakteristika richtig erfasst. Die hellgrauen Flächen beschreiben Betriebspunkte, an denen keine Übereinstimmung mit den Verbrennungscharakteristika der Versuchs- und Referenzkraftstoffe gegeben ist.

*Tabelle 43: Gültigkeitsbereiche, für welche sich die primären Referenzkraftstoffgemische zur Beschreibung des Verbrennungsverhaltens der untersuchten Kraftstoffe eignen*

Kraftstoff	Dichte	750 K	772 K	796 K	822 K	852 K	885 K	923 K	967 K
B0	4,7 kg/m <sup>3</sup>								
	9,3 kg/m <sup>3</sup>								
	17,7 kg/m <sup>3</sup>								
HVO	4,7 kg/m <sup>3</sup>								
	9,3 kg/m <sup>3</sup>								
	17,7 kg/m <sup>3</sup>								
1-Oktanol	4,7 kg/m <sup>3</sup>								
	9,3 kg/m <sup>3</sup>								
	17,7 kg/m <sup>3</sup>								
FAME	4,7 kg/m <sup>3</sup>								
	9,3 kg/m <sup>3</sup>								
	17,7 kg/m <sup>3</sup>								
Jojobaöl	4,7 kg/m <sup>3</sup>								
	9,3 kg/m <sup>3</sup>								
	17,7 kg/m <sup>3</sup>								
Pflanzenöl	4,7 kg/m <sup>3</sup>								
	9,3 kg/m <sup>3</sup>								
	17,7 kg/m <sup>3</sup>								

dunkelgrau = gut, mittelgrau = bedingt, hellgrau = schlecht

Aus Tabelle 43 wird ersichtlich, dass für alle Kraftstoffgruppen eine gute Übereinstimmung für eine Brennkammertemperatur größer gleich 822 K bei einer Brennkammerluftdichte von  $9,3 \text{ kg/m}^3$  und für eine Brennkammerluftdichte von  $17,7 \text{ kg/m}^3$  ab einer Brennkammertemperatur von 852 K gegeben ist. Die geringste Übereinstimmung ergibt sich zum einen für die beiden niedrigsten Brennkammertemperaturen (750 K und 772 K) und zum anderen für eine Brennkammerluftdichte von  $4,7 \text{ kg/m}^3$ .

Zur Bestimmung der Zündwilligkeit der alternativen Kraftstoffe sollten diejenigen Gültigkeitsbereiche gewählt werden, die die größtmögliche Übereinstimmung für alle Kraftstoffgruppen bieten.

### 6.3 Beschreibung der Zündwilligkeit alternativer Kraftstoffe

Die Zündwilligkeit der verwendeten alternativen Kraftstoffe soll in Form einer generischen Cetanzahl bewertet werden. Wie in Kapitel 3.4.3 beschrieben wurde, korreliert die generische Cetanzahl eines Kraftstoffes direkt mit dem Zündverhalten der primären Referenzkraftstoffgemische. Zur Ausarbeitung und Überprüfung der Verwendbarkeit der Methodik werden Validierungskraftstoffe mit bekannter Cetanzahl nach ISO 5165 verwendet. Damit lässt sich die ermittelte Zündwilligkeit mit der des Standardreferenzverfahrens vergleichen. Die Ausarbeitung einer Methodik zur Bestimmung der generischen Cetanzahl umfasst folgende Arbeitsschritte:

- Auswahl geeigneter Betriebspunkte zur Bestimmung der Zündwilligkeit und Definition eines Referenzpunktes
- Überprüfung der Anwendbarkeit bisher verwendeter Zündverzugs-kriterien zur Bestimmung der Zündwilligkeit am Referenzpunkt
  - Zündverzug nach der Pressure-Recovery-Point-Methode ( $ZV_{PRP}$ )
  - Zündverzug nach dem Wendetangentenverfahren ( $ZV_{tan}$ )
- Definition eines Kriteriums zur Bestimmung der Zündwilligkeit und Überprüfung von dessen Verwendbarkeit in Abhängigkeit des Betriebspunktes
  - Definition der Zündschwelle  $ZS$
  - Bestimmung der generischen Cetanzahl auf Basis der Zündschwelle ( $ZV_{ZS}$ )
  - Festlegung von Gültigkeitsbereichen zur Anwendung der Methodik
- Bestimmung der Zündwilligkeit alternativer Kraftstoffe auf Basis der Zündschwelle und in Abhängigkeit des Betriebspunktes

#### 6.3.1 Auswahl der Betriebspunkte zur Bestimmung der Zündwilligkeit

In Tabelle 43 wurden bereits diejenigen Bereiche aufgezeigt, in denen das Zünd- und Verbrennungsverhalten der untersuchten Kraftstoffe durch die primären Referenzkraft-

stoffe abgebildet werden kann. Neben der Eignung, das Verbrennungsverhalten anderer Kraftstoffe zu beschreiben, muss ferner eine ausreichende Differenzierbarkeit zwischen der Zündwilligkeit der primären Referenzkraftstoffgemische und deren Zündverzug vorhanden sein. Eine zu geringe Abstufung zwischen Maßzahl für die Zündwilligkeit und dem gemessenen Zündverzug kann unter Berücksichtigung der Messungenauigkeit zu einer falschen Zündwilligkeitsbewertung führen.

Die Unterschiede zwischen dem Zündverzug der primären Referenzkraftstoffgemische nehmen sowohl nach der Pressure-Recovery-Point-Methode als auch nach dem Wendetangentenverfahren mit zunehmender Cetanzahl, Brennkammerluftdichte und Brennkammertemperatur ab. Abbildung 56 zeigt den Verlauf des Zündverzugs nach dem Wendetangentenverfahren in Abhängigkeit von der Cetanzahl der primären Referenzkraftstoffmischungen PRF30 bis PRF82 für zwei ausgewählte Brennkammertemperaturen und Brennkammerluftdichten.

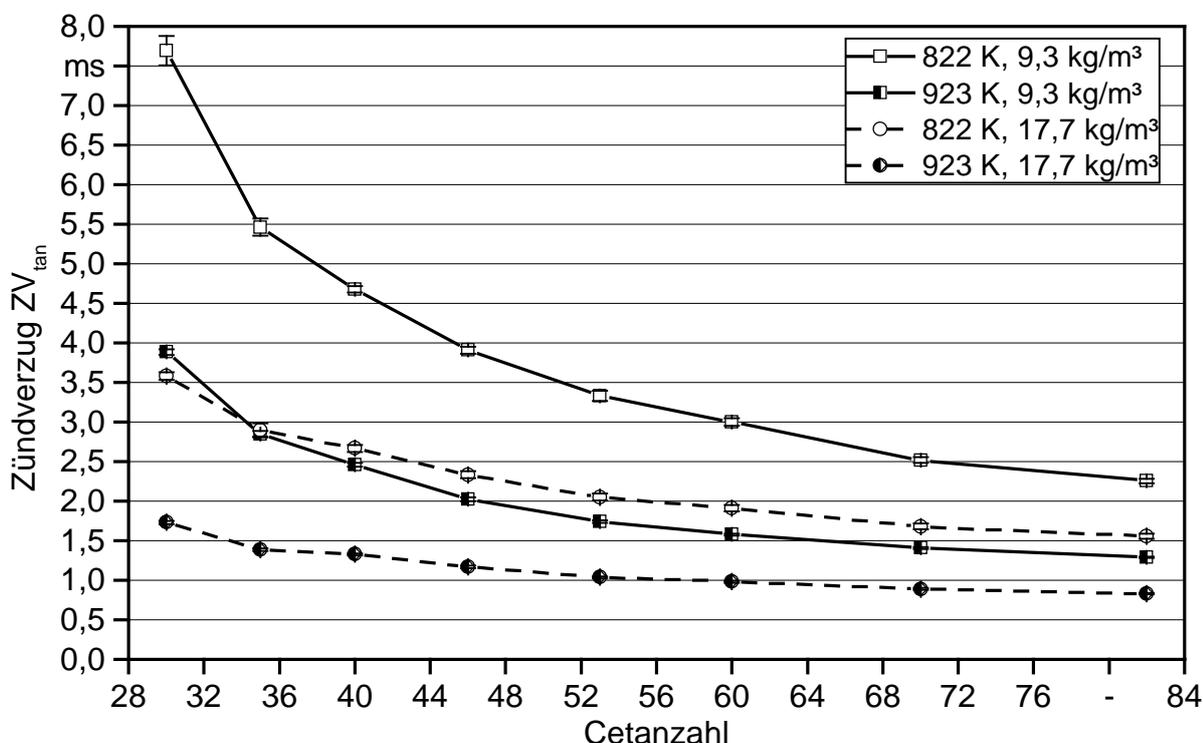


Abbildung 56: Zündverzug nach dem Wendetangentenverfahren ( $ZV_{tan}$ ) in Abhängigkeit von der Cetanzahl der primären Referenzkraftstoffgemische PRF30 bis PRF82 bei einer Brennkammertemperatur von 822 K und 923 K und einer Brennkammerluftdichte von 9,3 kg/m<sup>3</sup> und 17,7 kg/m<sup>3</sup>

Die Kurvenkrümmung und damit die Abstufung zwischen Zündverzug und Cetanzahl nehmen mit zunehmender Brennkammerluftdichte und Brennkammertemperatur ab. Während bei einer Brennkammertemperatur von 822 K und einer Brennkammerluftdichte von 9,3 kg/m<sup>3</sup> der Unterschied im Zündverzug des PRF53- und PRF60-Kraftstoffs 0,33 ms beträgt, reduziert er sich auf 0,14 ms bei 822 K und 17,7 kg/m<sup>3</sup> und weiter auf

0,06 ms bei 923 K und 17,7 kg/m<sup>3</sup>. Bei Letzterem stehen zur Auflösung von sieben Cetanzahlen nur noch weniger als 0,01 ms je Cetanzahl zur Verfügung, was unterhalb der Standardabweichung der 24 Einzelinjektionen der beiden Kraftstoffe PRF53 und PRF60 liegt.

Weiter sollte bei der Einordnung eines Kraftstoffes in das Referenzkraftstoffsystem die Art der Verbrennung berücksichtigt werden. Die dieselmotorische Verbrennung verläuft nach einer initialen vorgemischten Phase überwiegend mischungskontrolliert. Wie die Analyse der Verbrennungsphasen zeigte, ist diese Verbrennungsform bei einer Brennkammerluftdichte von 9,3 kg/m<sup>3</sup> und 17,7 kg/m<sup>3</sup> für mittlere und höhere Temperaturen gegeben.

Unter Berücksichtigung dieser Gesichtspunkte wird zur Bestimmung der Zündwilligkeit der verwendeten Kraftstoffe eine Brennkammerluftdichte von 9,3 kg/m<sup>3</sup> und eine Brennkammertemperatur größer gleich 822 K gewählt. Zur Ausarbeitung einer Methodik wird der Betriebspunkt bei einer Brennkammertemperatur von 852 K, einer Brennkammerluftdichte von 9,3 kg/m<sup>3</sup> und einem Einspritzdruck von 1000 bar verwendet. Ausgehend von diesem Referenzpunkt soll die Methode auf weitere Brennkammertemperaturen sowie einen Betriebspunkt mit einem vom Referenzpunkt abweichenden Einspritzdruck von 500 bar übertragen werden.

### 6.3.2 Bestimmung und Validierung der Zündwilligkeit auf Basis des Zündverzugs $ZV_{PRP}$ und $ZV_{tan}$

Der Begriff Zündwilligkeit sagt aus, wie stark ein Kraftstoff zur Selbstzündung neigt. Die Neigung zur Selbstzündung eines Kraftstoffs wird in erster Linie durch die chemischen Kettenreaktionen, die während der Induktionsphase ablaufen, bestimmt. Im dieselmotorischen Brennverfahren wird diese Induktionsphase durch Einspritzung des flüssigen Kraftstoffes in den Brennraum um die Dauer der Gemischaufbereitung verlängert. Die Charakterisierung der Zündwilligkeit eines Kraftstoffs hängt damit nicht nur von der Schnelligkeit der ablaufenden chemischen Reaktionen, sondern auch von der Dauer und Güte der Gemischaufbereitung ab. Dieser Zusammenhang wurde bereits bei der Analyse des Zünd- und Verbrennungsverhaltens durch die Definition des Zündverzugs nach der Pressure-Recovery-Point-Methode ( $ZV_{PRP}$ ) und dem Wendetangentenverfahren ( $ZV_{tan}$ ) berücksichtigt. Sie werden deshalb a priori zur Zündwilligkeitsbestimmung verwendet.

#### 6.3.2.1 Korrelationsgleichung zur Bestimmung der Zündwilligkeit auf Basis des Zündverzugs $ZV_{PRP}$ und $ZV_{tan}$

Mittels einer Korrelationsgleichung wird aus dem Zündverzug  $ZV_{PRP}$  bzw.  $ZV_{tan}$  die generische Cetanzahl berechnet. Dabei wird der über die zwölf Verbrennungszyklen gemittelte Zündverzug verwendet. Die Korrelationsgleichung zur Bestimmung der Zündwilligkeit ist in Gleichung (6.1) angegeben. Darin sind  $ZV$  der Zündverzug  $ZV_{PRP}$  bzw.  $ZV_{tan}$  in ms,  $GCZ$  die dimensionslose generische Cetanzahl und  $a_i$  die Regressionsparameter.

$$ZV = a_1 + a_2 \cdot \exp\left(-\frac{GCZ}{a_3}\right) \quad (6.1)$$

Durch Umstellen von Gleichung (6.1) nach der Cetanzahl erhält man Gleichung (6.2). Mithilfe der in Tabelle 44 angegebenen Parameter lässt sich damit die generische Cetanzahl der Validierungskraftstoffe über deren Zündverzug berechnen.

$$GCZ = -a_3 \cdot \ln\left(\frac{ZV - a_1}{a_2}\right) \quad (6.2)$$

Zur Bestimmung der Parameter aus Gleichung (6.2) wurden der Zündverzug der primären Referenzkraftstoffgemische am Referenzpunkt und deren definitionsgemäße Cetanzahl verwendet. Zur Berücksichtigung des Messfehlers wurde der Zündverzug mit den jeweiligen Standardabweichungen der zwölf Verbrennungszyklen gewichtet.

Aufgrund der zu erwartenden Zündwilligkeitswerte wird die untere Grenze auf eine Cetanzahl von 35 festgelegt. Das Ergebnis der Regression und die Güte der Anpassungsmodelle sind in Tabelle 44 zusammengefasst.

*Tabelle 44: Regressionsparameter und Güte der Anpassungsmodelle zur Korrelation der Cetanzahl mit dem Zündverzug nach der Pressure-Recovery-Point-Methode ( $ZV_{PRP}$ ) sowie nach dem Wendetangentenverfahren ( $ZV_{tan}$ )*

Zündverzugs-kriterium	Cetanzahl-bereich	$a_1$ in ms	$a_2$ in ms	$a_3$	korr. $R^2$	mittlerer quadratischer Fehler in ms
$ZV_{PRP}$	35–82	1,327	4,600	22,452	0,992	0,898
$ZV_{tan}$	35–82	1,680	30,340	15,371	0,998	1,615

Mit einem korrigiertem  $R^2$  von 0,992 für die Korrelationsgleichung auf Basis des Zündverzugs  $ZV_{PRP}$  sowie von 0,998 auf Basis des Zündverzugs  $ZV_{tan}$  ist die erzielte Modellgüte sehr hoch.

### 6.3.2.2 Validierung

Mithilfe von Gleichung (6.2) und den in Tabelle 44 gegebenen Parametern wird die Cetanzahl 13 ausgewählter Validierungskraftstoffe über deren Zündverzug  $ZV_{PRP}$  bzw.  $ZV_{tan}$  berechnet. Abbildung 57 zeigt die ermittelten generischen Cetanzahlen der Validie-

rungskraftstoffe am Referenzpunkt im Vergleich zu den im CFR-Motor nach ISO 5165 bestimmten Cetanzahlen.

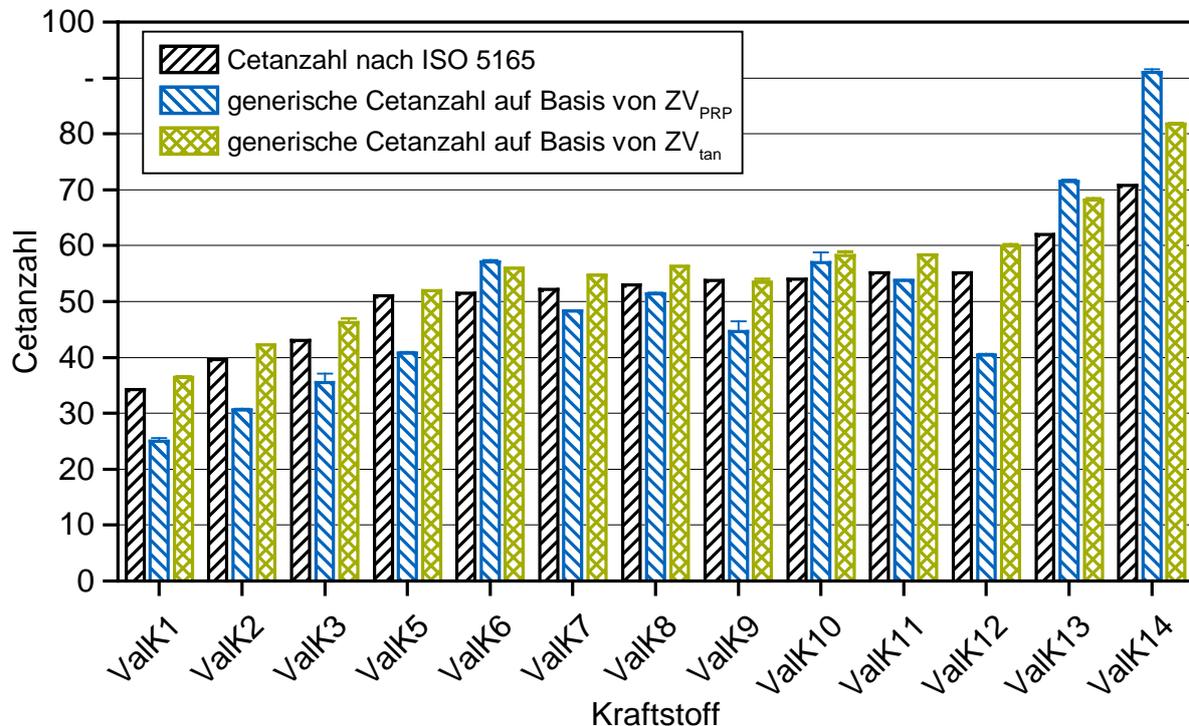


Abbildung 57: Vergleich der generischen Cetanzahlen 13 ausgewählter Validierungskraftstoffe (Valk) auf Basis des Zündverzugs nach der Pressure-Recovery-Point-Methode ( $ZV_{PRP}$ ) sowie dem Wendetangentenverfahren ( $ZV_{tan}$ ) mit den im CFR-Motor nach ISO 5165 bestimmten Cetanzahlen

Aus Abbildung 57 geht hervor, dass in Abhängigkeit des gewählten Zündverzugskriteriums die nach dem Standardreferenzverfahren im CFR-Motor ermittelte Cetanzahl der Validierungskraftstoffe unter- oder überschätzt wird. Die generischen Cetanzahlen auf Basis des Zündverzugs  $ZV_{PRP}$  liegen überwiegend unterhalb, die auf Basis des Zündverzugs  $ZV_{tan}$  fast ausschließlich oberhalb der CFR-Messwerte. Die beiden Validierungskraftstoffe Valk13 und Valk14 mit einer Cetanzahl größer 60 weichen mit 9,4 bzw. 20,2 Cetanzahlen deutlich vom Referenzwert ab. Die größten negativen Abweichungen der generischen Cetanzahl auf Basis des Zündverzugs  $ZV_{PRP}$  und der Cetanzahl nach ISO 5165 ergeben sich mit -9,3 und -8,9 Cetanzahlen für die zwei Validierungskraftstoffe mit den niedrigsten Cetanzahlen, Valk1 und Valk2. Die absolute mittlere Abweichung liegt bei 8,1 Cetanzahlen für die generische Cetanzahl auf Basis des Zündverzugs  $ZV_{PRP}$  und von 3,8 Cetanzahlen auf Basis des Zündverzugs  $ZV_{tan}$ .

Ursächlich für die hohe Abweichung zwischen der generischen Cetanzahl auf Basis des Zündverzugs  $ZV_{PRP}$  und der Cetanzahl nach ISO 5165 können Unterschiede in den physikalischen Stoffeigenschaften von Referenz- und Validierungskraftstoffen im Zusammenspiel mit dem hohen Einspritzdruck sein. Der Zündverzug setzt sich aus zwei sich

überlagernden Teilen zusammen. Der physikalische Zündverzug wird durch die Dauer der Gemischaufbereitung bestimmt, der chemische durch die Induktionsphase der ablaufenden chemischen Reaktion.

Vereinfachend kann angenommen werden, dass bis zum Zeitpunkt, an dem das relative Druckminimum ( $\tau_{\text{pmin}}$ ) erreicht wird, der Zündverzug durch physikalische Effekte wie die Kraftstoffzerstäubung, Verdampfung und Gemischaufbereitung dominiert wird. Diese Phase hängt damit direkt mit den physikalischen Stoffeigenschaften des Kraftstoffs wie der kinematischen Viskosität oder der Verdampfungstemperatur sowie den Betriebsparametern, die die Zerstäubung und Verdampfung begünstigen, zusammen. Die Zeitspanne zwischen  $\tau_{\text{pmin}}$  und dem Erreichen des Pressure Recovery Point ( $ZV_{\text{PRP}}$ ) wird hingegen durch chemische Effekte wie die chemischen Reaktionen bestimmt. Diese Aufteilung wird in Abbildung 58 exemplarisch anhand eines relativen Druckverlaufs verdeutlicht.

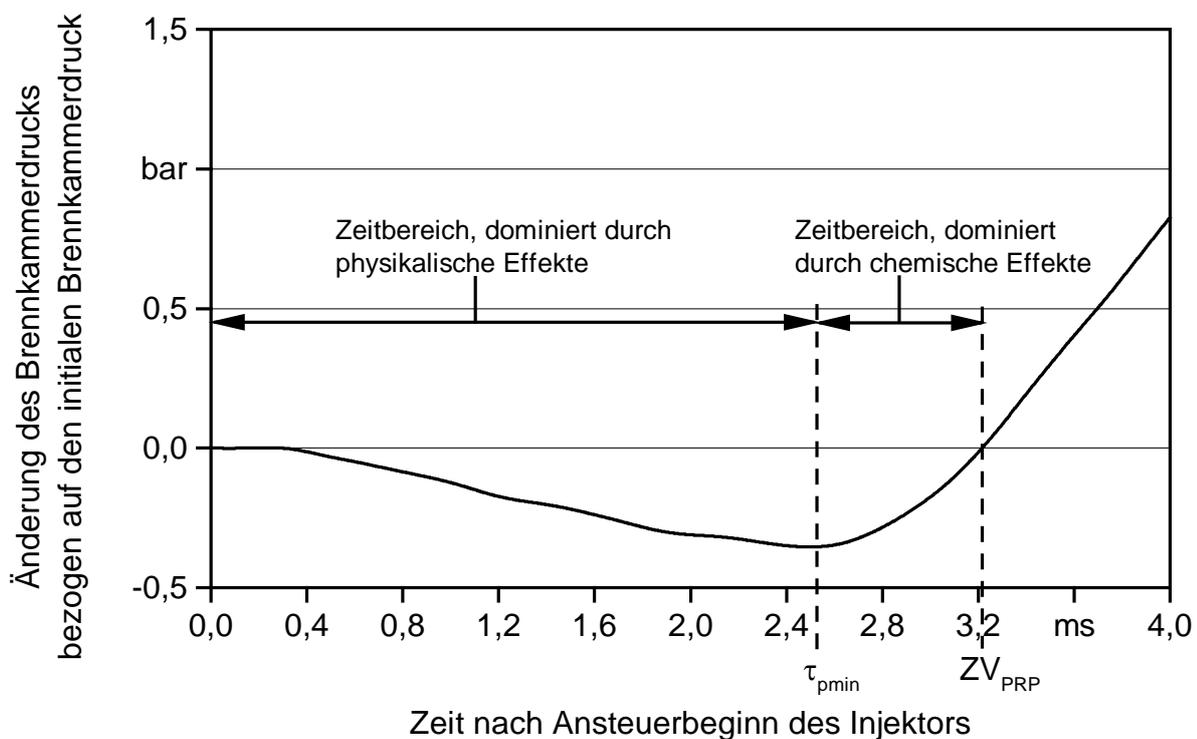


Abbildung 58: Schematische Darstellung der Einteilung der Zeitbereiche, welche vom Beginn der Ansteuerung des Injektors bis zum Erreichen des Zündverzugs nach der Pressure-Recovery-Point-Methode ( $ZV_{\text{PRP}}$ ) durch physikalische Effekte und chemische Effekte dominiert werden

Aufgrund des hohen Einspritzdrucks in den durchgeführten Versuchen wird der Kraftstoff in sehr kleine Tröpfchen zerstäubt. Da kleine Kraftstofftröpfchen schneller verdampfen, wird die Gemischaufbereitung beschleunigt und die Zeitspanne zwischen Ansteuerbeginn und  $\tau_{\text{pmin}}$  verkürzt sich. Dadurch nimmt der Einfluss der Gemischaufbereitung auf den Zündverzug nach der Pressure-Recovery-Point-Methode ab.

Kraftstoffe, welche ein schlechteres Verdampfungsverhalten als die eines Referenzkraftstoffgemisches aufweisen, verlängern wiederum die Phase der Gemischaufbereitung und verschieben damit den Zeitpunkt von  $\tau_{pmin}$  hin zu längeren Zeiten. Unter der Annahme, dass die durch chemische Effekte dominierte Zeitspanne für Referenz- und Validierungskraftstoff gleich ist, verlängert sich folglich der gesamte Zündverzug  $ZV_{PRP}$ . Die Zündwilligkeit nimmt dann im Vergleich zu den Referenzkraftstoffen mit steigendem Zündverzug  $ZV_{PRP}$  ab.

Diese Problematik ist auch bei anderen Prüfmethode zur Bestimmung der Zündwilligkeit in Messgeräten mit konstantem Brennkammervolumen und Einspritzdrücken von bis zu 1000 bar bekannt. Untersuchungen am CID 510 zeigten, dass Kraftstoffe mit einer bis zu zwölf Cetanzahlen unterschiedlichen Zündwilligkeit zum gleichen Zeitpunkt den Pressure Recovery Point erreichen können. Deshalb wird mit dem CID 510 nicht nur der Pressure Recovery Point, sondern auch der Verbrennungsschwerpunkt als Regressionsparameter zur Einordnung der Zündwilligkeit eines Kraftstoffs verwendet [74].

Da der Zündverzug nach dem Wendetangentenverfahren den Beginn der Hauptverbrennung und damit den Beginn der Hochtemperaturreaktionen beschreibt, ist er maßgeblich abhängig vom Verlauf der Kettenreaktionen im mittleren Temperaturbereich. Hierbei ist entscheidend, in welchem Ausmaß stabile Zwischenprodukte, wie zum Beispiel Wasserstoffperoxid, gebildet werden und zu welchem Zeitpunkt die Temperatur erreicht wird, an der diese schlagartig zerfallen.

Während die primären Referenzkraftstoffgemische binäre Gemische aus einem aromatischen und linearen Kohlenwasserstoff sind, handelt es sich bei den Validierungskraftstoffen um ein Vielstoffgemisch aus linearen, zyklischen und aromatischen Kohlenwasserstoffen. Die geänderte Kraftstoffzusammensetzung kann im hier betrachteten Temperaturbereich zur Zündwilligkeitsbestimmung eine Auswirkung auf die ablaufenden Kettenreaktionen haben. Zyklische und verzweigte Kohlenwasserstoffe haben im Vergleich zu Aromaten eine gesteigerte Reaktivität [75]. Durch die höhere Reaktivität kann die Temperatur, an welcher der schlagartige Zerfall der stabilen Zwischenprodukte einsetzt, schneller erreicht werden. Dadurch würde sich die höhere Zündwilligkeit der Validierungskraftstoffe auf Basis des Wendetangentenverfahrens erklären lassen. Dies geht einher mit den Erkenntnissen von WESTBROOK et al. (2011) [162], die die Höhe der Cetanzahl eines Kraftstoffs auf Unterschiede in der Reaktionskinetik im mittleren Temperaturbereich zurückführen.

Die Maßzahlen zur Bewertung der Zündwilligkeit auf Basis des Zündverzugs nach der Pressure-Recovery-Point-Methode werden somit stark durch die physikalischen Stoffeigenschaften, die auf Basis des Zündverzugs nach dem Wendetangentenverfahren durch die stoffliche Zusammensetzung des Kraftstoffs beeinflusst. Damit ist sowohl der Zündverzug nach der Pressure-Recovery-Point-Methode als auch nach dem Wendetangentenverfahren für eine genaue und validierbare Bestimmung der generischen Cetanzahl am gewählten Referenzpunkt und Referenzkraftstoffsystem nicht ausreichend.

### 6.3.3 Ausarbeitung und Validierung einer Methode zur Bestimmung der Zündwilligkeit auf Basis der Zündschwelle

Aufgrund der unzureichenden Verwendbarkeit der beiden Zündverzugs-kriterien soll ein neues Kriterium zur Bestimmung der Zündwilligkeit gefunden werden. Dabei soll berücksichtigt werden, dass das Kriterium den Einfluss der Phase der Gemischaufbereitung reduziert und Unterschiede in der stofflichen Zusammensetzung von Referenz- und Versuchskraftstoffen kompensiert.

#### 6.3.3.1 Definition der Zündschwelle

Der Verlauf des relativen Brennkammerdrucks am Referenzpunkt der primären Referenzkraftstoffe sowie drei ausgewählter Validierungskraftstoffe zeigt Abbildung 59.

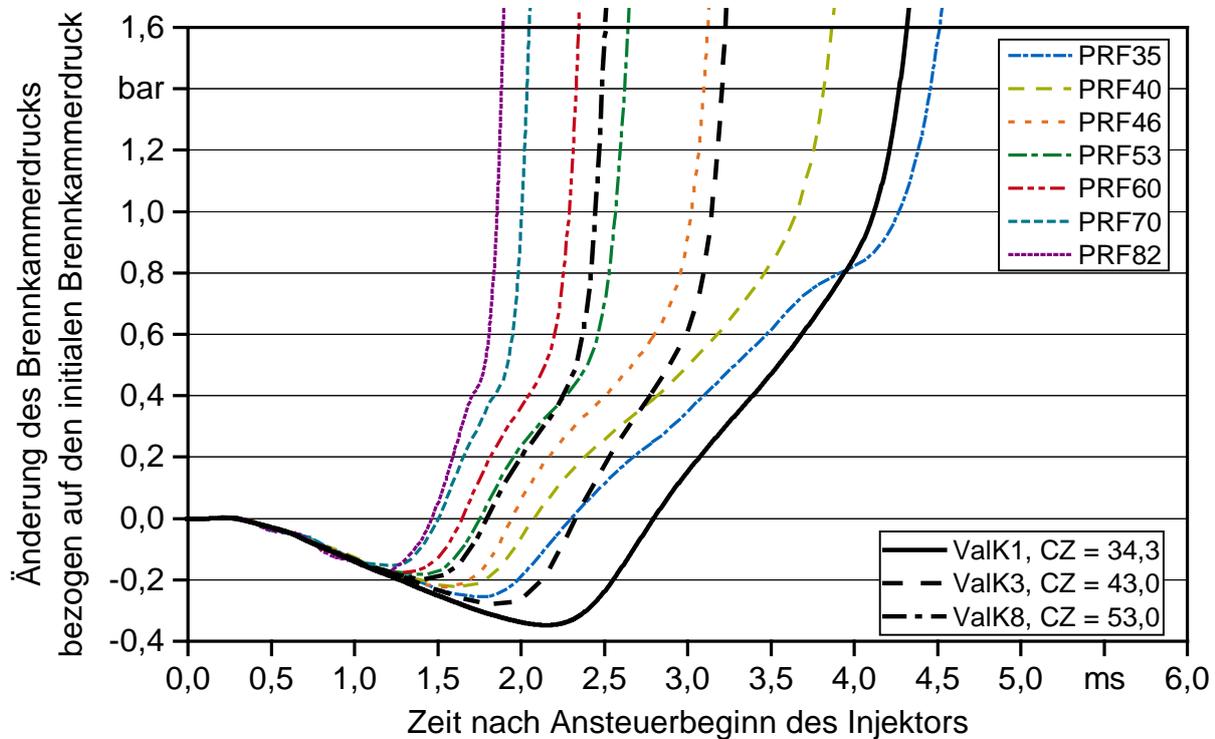


Abbildung 59: Verlauf des relativen Brennkammerdrucks der primären Referenzkraftstoffgemische PRF35 bis PRF82 sowie dreier Validierungskraftstoffe (ValK) am Referenzpunkt ( $T_{BK} = 578 \text{ °C}$ ,  $\rho_{BK} = 9,3 \text{ kg/m}^3$ ,  $p_{inj} = 1000 \text{ bar}$ )

Zunächst soll der Kraftstoff ValK1 mit einer mittleren Cetanzahl nach ISO 5165 von 34,3 betrachtet werden. Im Zeitabschnitt von 1,5 ms bis ca. 3,9 ms nach Ansteuerbeginn des Injektors verläuft die Kurve des relativen Brennkammerdrucks unterhalb der Kurve des primären Referenzkraftstoffgemisches mit einer Cetanzahl von 35. Auffallend ist die große Differenz von 0,5 ms am Zeitpunkt des Nulldurchgangs. Für Zeiten größer 4 ms nach Ansteuerbeginn des Injektors verläuft die Druckkurve von ValK1 hingegen oberhalb der des PRF35-Gemisches. Zwischen 3,9 ms und 4 ms nach Ansteuerbeginn schneiden sich

beide Kurven. Der Schnittpunkt markiert für beide Kurven einen Punkt kurz vor Beginn des steilsten Kurvenanstiegs, dem Einsetzen der Hauptverbrennung. Er liegt bei einem Druckanstieg von 0,8 bar bezogen auf den initialen Brennkammerdruck. Während für die Zeitpunkte kleiner 3,9 ms eine Zündwilligkeit für den Kraftstoff Valk1 mit einer Cetanzahl deutlich kleiner 35 vorhergesagt werden würde, ergibt sich für die Zeitpunkte größer 4 ms eine Zündwilligkeit mit Cetanzahlen größer 35. Nur innerhalb des Zeitabschnitts von 3,9 ms und 4,0 ms nach Ansteuerbeginn des Injektors würde eine Cetanzahl im Bereich von 35 bestimmt werden.

Ein ähnliches Bild ergibt sich für den Kraftstoff Valk3 mit einer Cetanzahl nach ISO 5165 von 43,0. Bis zum Zeitpunkt von ca. 2,6 ms verläuft die Kurve des relativen Brennkammerdrucks unterhalb der des primären Referenzkraftstoffgemisches PRF40. Eine Zeit-Zündwilligkeits-Korrelation würde demzufolge in diesem Bereich zu einer Cetanzahl kleiner 40 führen. Im Bereich von 2,75 ms nach Ansteuerbeginn des Injektors schneiden sich die Druckkurven des Kraftstoffs Valk3 und PRF40. Mit zunehmender Zeit nähert sich die Druckkurve von Valk3 der Kurve des PRF46-Gemisches an. Eine Cetanzahl von 43 würde für den Kraftstoff Valk3 im Bereich von 2,9 ms und 3,0 ms nach Beginn der Injektoransteuerung erreicht werden. Der relative Druckanstieg liegt in diesem Zeitbereich bei 0,6 bar bezogen auf den initialen Brennkammerdruck.

Der relative Druckverlauf des Kraftstoffs Valk8 mit einer mittleren Cetanzahl nach ISO 5165 von 53,0 verläuft bis zum Zeitpunkt von 2,2 ms identisch mit dem des primären Referenzkraftstoffgemisches PRF53. Ab diesem Zeitpunkt beginnt die Kurve von der des Referenzkraftstoffgemisches in Richtung der Kurve des PRF60-Gemisches abzuweichen. Für Zeitpunkte größer 2,2 ms würde sich somit eine Cetanzahl größer 53 ergeben. Zum Zeitpunkt 2,2 ms wird ein relativer Druckanstieg von 0,4 bar erreicht.

Anhand der drei Validierungskraftstoffe lässt sich zeigen, dass in Bezug auf die primären Referenzkraftstoffe jeweils ein kleiner Zeitbereich existiert, in dem die im CFR-Motor ermittelten Cetanzahlen richtig wiedergegeben werden würden. Dieser Zeitbereich lässt sich weder durch den Zündverzug nach dem Pressure Recovery Point noch nach dem Wendetangentenverfahren beschreiben. Stattdessen wird der Bereich charakterisiert durch den relativen Druckanstieg, welcher bis zu diesem Zeitpunkt erreicht wurde. Je niedriger die Cetanzahl ist, desto höher ist der relative Druckanstieg, an dem sich die Kurven schneiden.

In Abbildung 60 sind dieselben Druckverlaufskurven wie aus Abbildung 59 abgebildet. Zusätzlich ist eine Gerade eingezeichnet, welche den Nulldurchgang zum Zeitpunkt 0 ms mit dem Schnittpunkt der Druckkurven der beiden Kraftstoffe Valk1 und PRF35 verbindet.

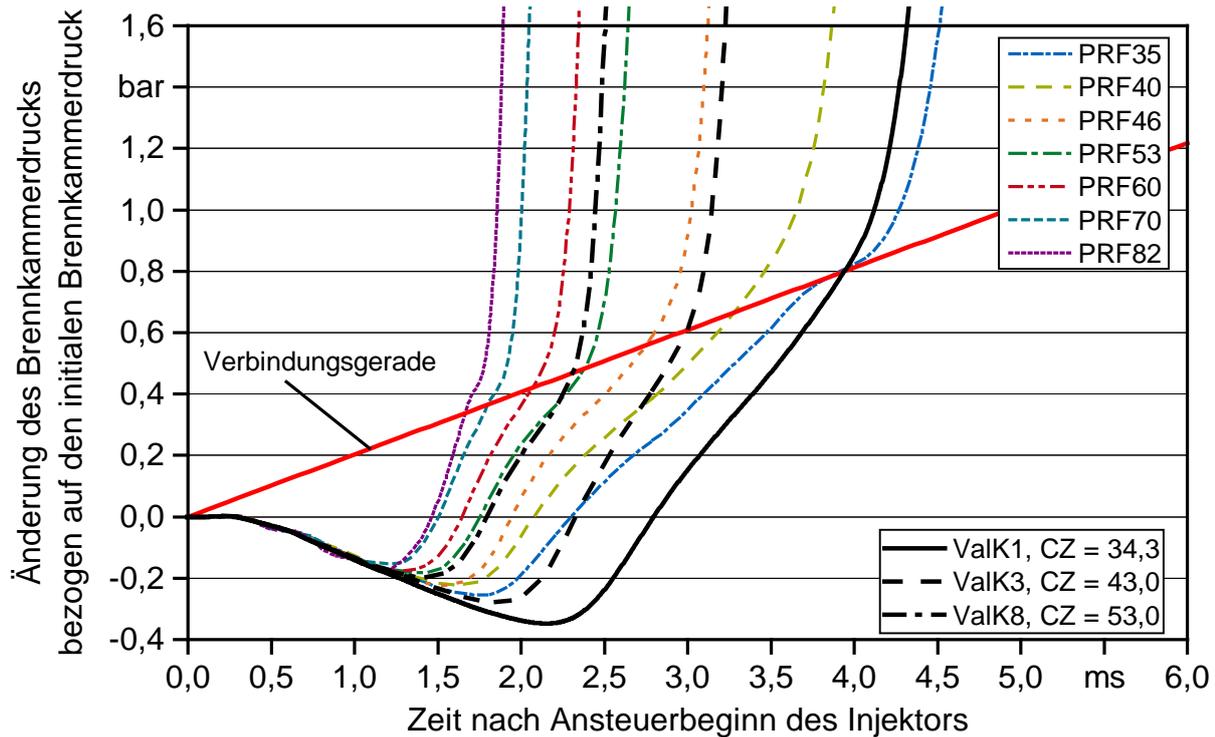


Abbildung 60: Verlauf des relativen Brennhammerdrucks der primären Referenzkraftstoffgemische PRF35 bis PRF82 sowie dreier Validierungskraftstoffe (ValK) am Referenzpunkt ( $T_{BK} = 852 \text{ K}$ ,  $\rho_{BK} = 9,3 \text{ kg/m}^3$ ,  $p_{inj} = 1000 \text{ bar}$ ) mit eingezeichneter Verbindungsgerade

Die Verbindungsgerade läuft nicht nur durch den Schnittpunkt der zwei Kraftstoffe, sondern auch durch die Bereiche, in denen eine gute Übereinstimmung zwischen den beiden weiteren Validierungskraftstoffen und den entsprechenden primären Referenzkraftstoffgemischen gegeben ist. Dabei schneidet die Verbindungsgerade die Kurve des relativen Brennhammerdrucks vor Erreichen des maximalen Brennhammerdrucks an genau einem Punkt. Die Verbindungsgerade beschreibt somit den relativen Druckanstieg, welcher zum Zeitpunkt  $\tau$  erreicht werden muss, um eine Aussage über die Zündwilligkeit treffen zu können. Der zu erreichende relative Druckanstieg wird nachfolgend als Zündschwelle bezeichnet.

Durch die Wärmefreisetzung der ablaufenden chemischen Reaktionen nimmt der Brennhammerdruck kontinuierlich zu. Die Zündschwelle kann als das Druckniveau betrachtet werden, das durch Wärmefreisetzung überwunden werden muss, um die Hauptverbrennung zu initiieren. Je niedriger dabei die Cetanzahl eines Kraftstoffes ist, desto mehr Energie muss aufgebracht werden.

Der Vorteil der Zündschwelle ist, dass diese innerhalb des gewählten Referenzsystems unabhängig vom Einfluss des Einspritzsystems, den physikalischen Stoffeigenschaften sowie der Stoffzusammensetzung ist. Sie definiert die Schwelle, die ein Kraftstoff erreichen muss, um eine Aussage über dessen Zündwilligkeit im Vergleich zu einem Referenzsystem treffen zu können. Mit dem Zeitpunkt, an dem sich Gerade und Druckkurve

schneiden, lässt sich eine Korrelation zur Bestimmung der Zündwilligkeit in Form der generischen Cetanzahl erstellen. Dieser Zeitpunkt kann als Zündverzugs-kriterium betrachtet werden und wird nachfolgend als Zündverzug  $ZV_{ZS}$  bezeichnet.

### 6.3.3.2 Korrelationsgleichung auf Basis des Zündverzugs $ZV_{ZS}$

Als Korrelationsgleichung wird Gleichung (6.1) mit dem Mittelwert des Zündverzugs  $ZV_{ZS}$  aus 12 Injektionen verwendet. Die Regressionsparameter  $a_i$  werden mithilfe des Zündverzugs  $ZV_{ZS}$  der primären Referenzkraftstoffgemische und ihrer definitionsgemäßen Cetanzahl bestimmt. Die Zündschwelligengerade wird so definiert, dass sich für das Regressionsmodell der mittlere quadratische Fehler minimiert. Die ermittelte Zündschwelligengerade ist unabhängig vom Kraftstoff für den jeweiligen Betriebspunkt gültig. Die Gleichung der Zündschwelligengerade ist in Gleichung (6.3) gegeben. Darin ist  $ZS$  die Zündschwelle in bar und  $\alpha$  die Steigung der Geraden in bar/ms.

$$ZS = \alpha \cdot \tau \quad (6.3)$$

Den Verlauf des Zündverzugs der primären Referenzkraftstoffgemische, bestimmt am Referenzpunkt ( $T_{BK} = 852 \text{ K}$ ,  $\rho_{inj} = 1000 \text{ bar}$ ,  $\rho_{BK} = 9,3 \text{ kg/m}^3$ ) mithilfe der Zündschwelle, zeigt Abbildung 61.

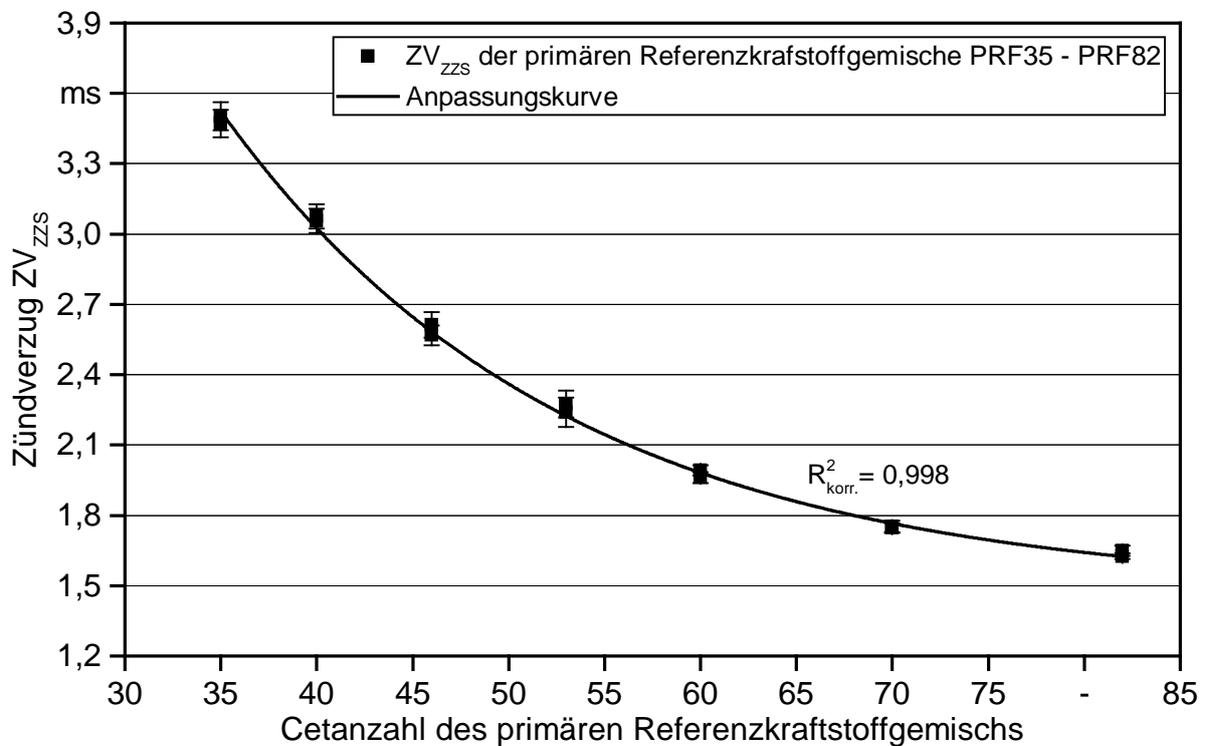


Abbildung 61: Zündverzug  $ZV_{ZS}$  der primären Referenzkraftstoffgemische in Abhängigkeit von deren Cetanzahl mit Korrelationskurve am Referenzpunkt ( $T_{BK} = 852 \text{ K}$ ,  $\rho_{BK} = 9,3 \text{ kg/m}^3$ ,  $\rho_{inj} = 1000 \text{ bar}$ )

Der Zündverzug  $ZV_{ZS}$  nimmt mit zunehmender Cetanzahl exponentiell ab. Mit einem korrigierten  $R^2$  von 0,998 erfasst die angepasste Kurve die Messwerte sehr gut. Durch den exponentiell abnehmenden Kurvenverlauf nimmt der Differenzierbarkeit zweier aufeinander folgender Cetanzahlen für Cetanzahlen größer gleich 70 zunehmend ab.

Tabelle 45 fasst das Ergebnis der bestimmten Zündschwelligeraden, der Regressionsparameter und die Angaben zur Modellgüte in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur und des Einspritzdrucks zusammen.

*Tabelle 45: Zusammenfassung der Parameter des Regressionsmodells nach Gleichung (6.1) sowie der Steigung der Zündschwelligerade ( $\alpha$ ) nach Gleichung (6.3) in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur und dem Einspritzdruck bei einer Brennkammerluftdichte von  $9,3 \text{ kg/m}^3$*

Brennkammer- temperatur und Einspritzdruck	Cetan- zahl Bereich	$a_1$ in ms	$a_2$ in ms	$a_3$	korrr. $R^2$	mittlerer quadratischer Fehler in ms	Steigung $\alpha$ in bar/ms
822 K, 1000 bar	35–82	1,749	11,439	21,763	0,984	2,127	0,224
852 K, 1000 bar	35–82	1,478	14,558	17,839	0,998	0,802	0,174
885 K, 1000 bar	35–82	1,153	11,230	19,435	0,998	0,722	0,134
923 K, 1000 bar	35–82	0,980	9,169	19,052	0,999	0,390	0,090
967 K, 1000 bar	35–82	0,897	6,785	19,657	0,995	0,594	0,057
822 K, 1000 bar	40–82	1,672	9,418	24,585	0,998	0,801	0,224
852 K, 500 bar	35–85	1,797	15,664	17,520	0,987	1,063	0,118

Mit einem Bestimmtheitsmaß größer 0,99 und einer mittleren Summe der Fehlerquadrate kleiner 0,81 ist die Modellgüte für eine Brennkammertemperatur größer gleich 852 K sehr gut. Trotz des guten Bestimmtheitsmaßes von 0,984 bei einer Brennkammertemperatur von 822 K ist der mittlere quadratische Fehler um den Faktor 2,6 größer als der größte mittlere quadratische Fehler der anderen Modelle mit einem Einspritzdruck von 1000 bar. Das primäre Referenzkraftstoffgemisch PRF35 weist bei dieser Temperatur eine ausgeprägte zweistufige Zündung auf. Wie aus Abbildung 62 hervorgeht, unterscheidet sich dadurch der Kurvenverlauf des relativen Brennkammerdrucks deutlich von dem der anderen Kraftstoffgemische. Der Schnittpunkt der Druckkurve mit der Zündschwelligerade verschiebt sich hin zu einem späteren Zeitpunkt.

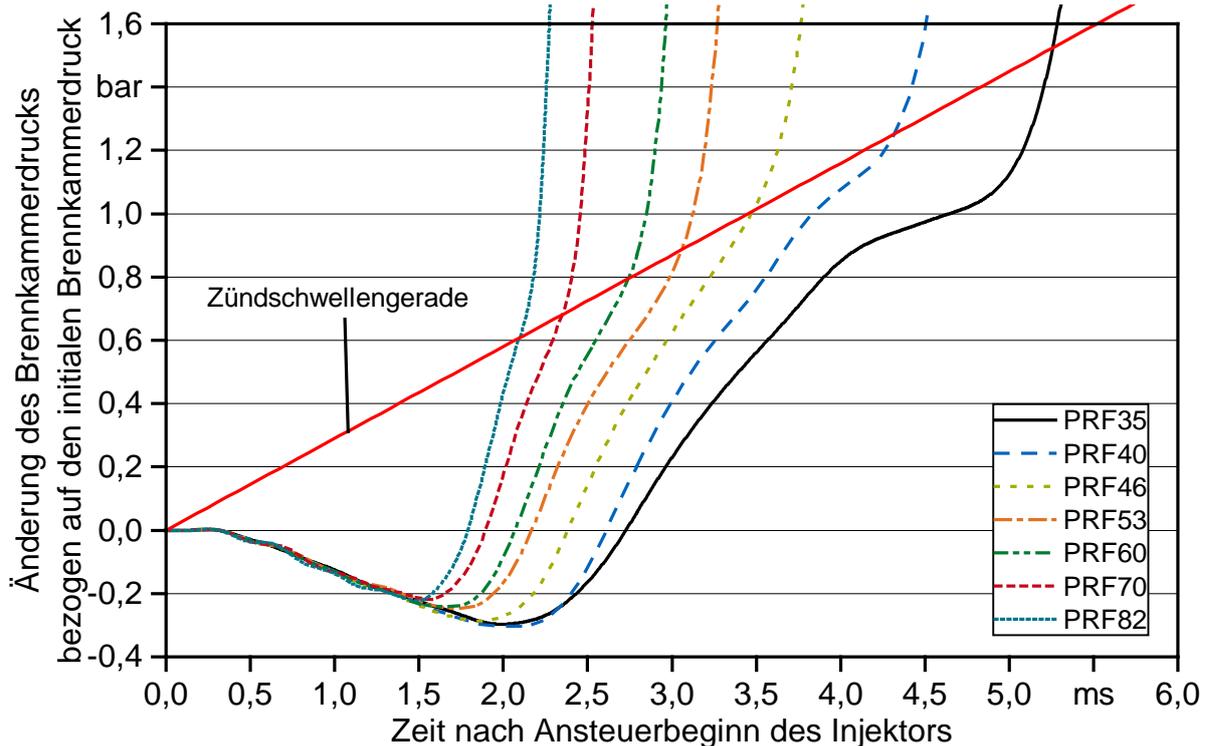


Abbildung 62: Verlauf des relativen Brennkammerdrucks der primären Referenzkraftstoffgemische PRF35 bis PRF82 bei einer Brennkammertemperatur von 822 K, einer Brennkammerluftdichte von  $9,3 \text{ kg/m}^3$  und einem Einspritzdruck von 1000 bar

Wird der Gültigkeitsbereich des Regressionsmodells bei einer Brennkammertemperatur von 822 K auf einen Cetanzahlbereich von 40 bis 82 beschränkt, reduziert sich der mittlere quadratische Fehler auf 0,801 ms und das Bestimmtheitsmaß erhöht sich auf 0,998. Die Werte der Parameter  $a_1$  bis  $a_3$  können aus Tabelle 45 entnommen werden. Aufgrund der höheren Modellgüte ist dieses Modell bei einer Brennkammertemperatur von 822 K vorzuziehen.

Aus Tabelle 45 wird weiter ersichtlich, dass sich die Steigung der Zündschwelligerade mit zunehmender Brennkammertemperatur verringert. Damit nimmt mit steigender Brennkammertemperatur die Höhe der Zündschwelle, die erreicht werden muss um die Hauptverbrennung einzuleiten, ab.

Die Güte des Regressionsmodells bei einem Einspritzdruck von 500 bar und einer Brennkammertemperatur von 852 K ist im Vergleich zu den Betriebspunkten mit 1000 bar Einspritzdruck mit einem Bestimmtheitsmaß von 0,987 geringer. Der mittlere quadratische Fehler liegt mit 1,0629 geringfügig oberhalb des Betriebspunktes mit gleicher Temperatur, aber höherem Einspritzdruck. Insgesamt ist die Güte des Modells als gut einzustufen.

### 6.3.3.3 Validierung

Aus Gleichung (6.2) geht hervor, dass der Zündverzug  $ZV_{ZZS}$  eines Kraftstoffs am Referenzpunkt ( $T_{BK} = 852 \text{ K}$ ,  $p_{inj} = 1000 \text{ bar}$ ,  $\rho_{BK} = 9,3 \text{ kg/m}^3$ ) einen Wert von  $1,478 \text{ ms}$  nicht unterschreiten darf. Weiter ergibt sich unter der Voraussetzung, dass eine Cetanzahl nicht negativ werden kann, als obere Grenze des Zündverzugs  $ZV_{ZZS}$  ein Wert von  $16,04 \text{ ms}$ , was einer Zündschwelle von  $2,78 \text{ bar}$  entspricht.

Für die am Referenzpunkt verwendeten Validierungskraftstoffe wird keine der Grenzen unter- oder überschritten. In Abbildung 63 ist die Differenz zwischen der Cetanzahl der ausgewählten Validierungskraftstoffe nach ISO 5165 und der generischen Cetanzahl auf Basis des Zündverzugs  $ZV_{ZZS}$  gegeben.

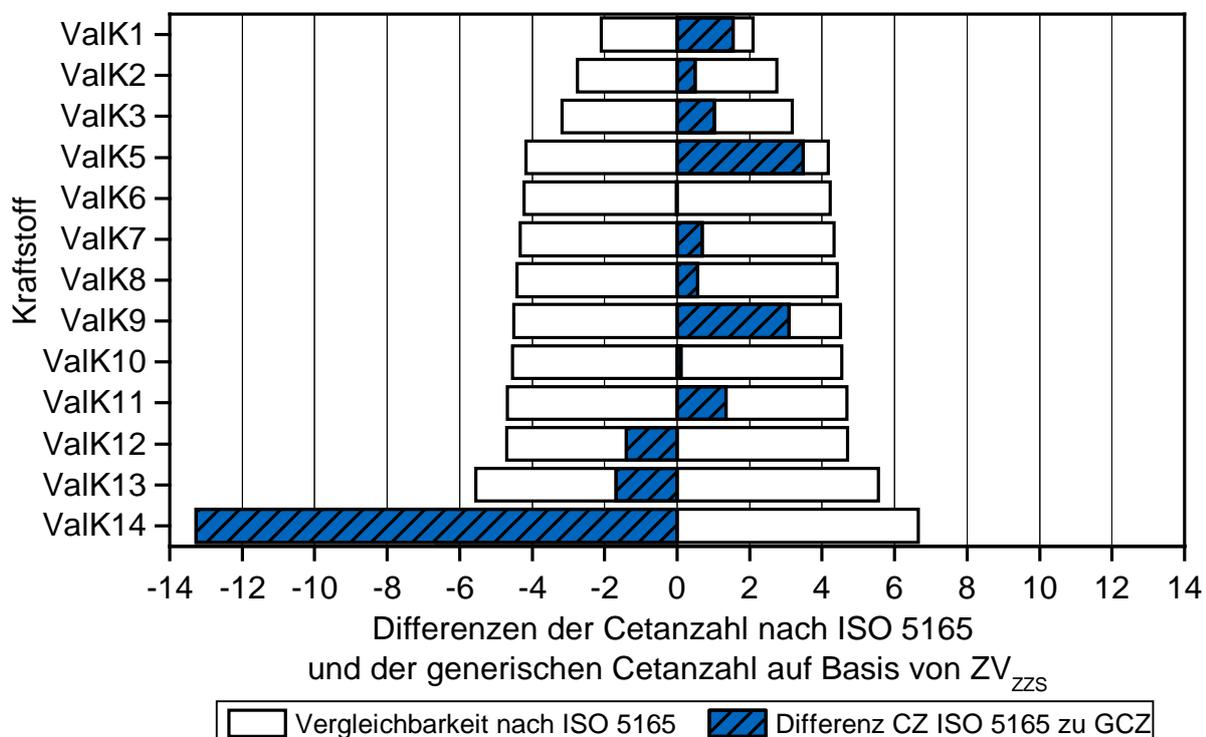


Abbildung 63: Differenzen zwischen der Cetanzahl (CZ) der Validierungskraftstoffe (ValK) nach ISO 5165 und der generischen Cetanzahl (GCZ) auf Basis des Zündverzugs  $ZV_{ZZS}$  am Referenzpunkt ( $T_{BK} = 852 \text{ K}$ ,  $p_{inj} = 1000 \text{ bar}$ ,  $\rho_{BK} = 9,3 \text{ kg/m}^3$ ) und Angabe der nach ISO 5165 berechneten Vergleichbarkeit

Der Kraftstoff ValK14 weist mit  $-13,3$  Cetanzahlen die größte Abweichung zum Referenzwert auf. Für die beiden Kraftstoffe ValK5 und ValK9 beträgt der Unterschied mehr als drei Cetanzahlen, für alle weiteren Kraftstoffe weniger als zwei Cetanzahlen. Alle Validierungskraftstoffe zusammen ergeben eine absolute mittlere Abweichung von  $2,2$  Cetanzahlen. Diese verringert sich auf  $1,3$  Cetanzahlen, wenn der Kraftstoff ValK14 vernachlässigt wird. Damit wird eine höhere Genauigkeit im Vergleich zur generischen Cetanzahlbestimmung auf Basis des Zündverzugs nach dem Wendetangentenverfahren

erzielt. Ferner sind in Abbildung 63 die nach ISO 5165 berechneten Werte der Vergleichbarkeit der im CFR-Motor bestimmten Cetanzahlen eingezeichnet. Demnach liegen die ermittelten generischen Cetanzahlen mit Ausnahme von ValK14 innerhalb des Vergleichbarkeitsbereichs.

Die hohe Abweichung im Fall des Kraftstoffs ValK14 soll am Verlauf des relativen Brennkammerdrucks der primären Referenzkraftstoffgemische sowie der Kraftstoffe ValK13 und ValK14 in Abbildung 64 beurteilt werden.

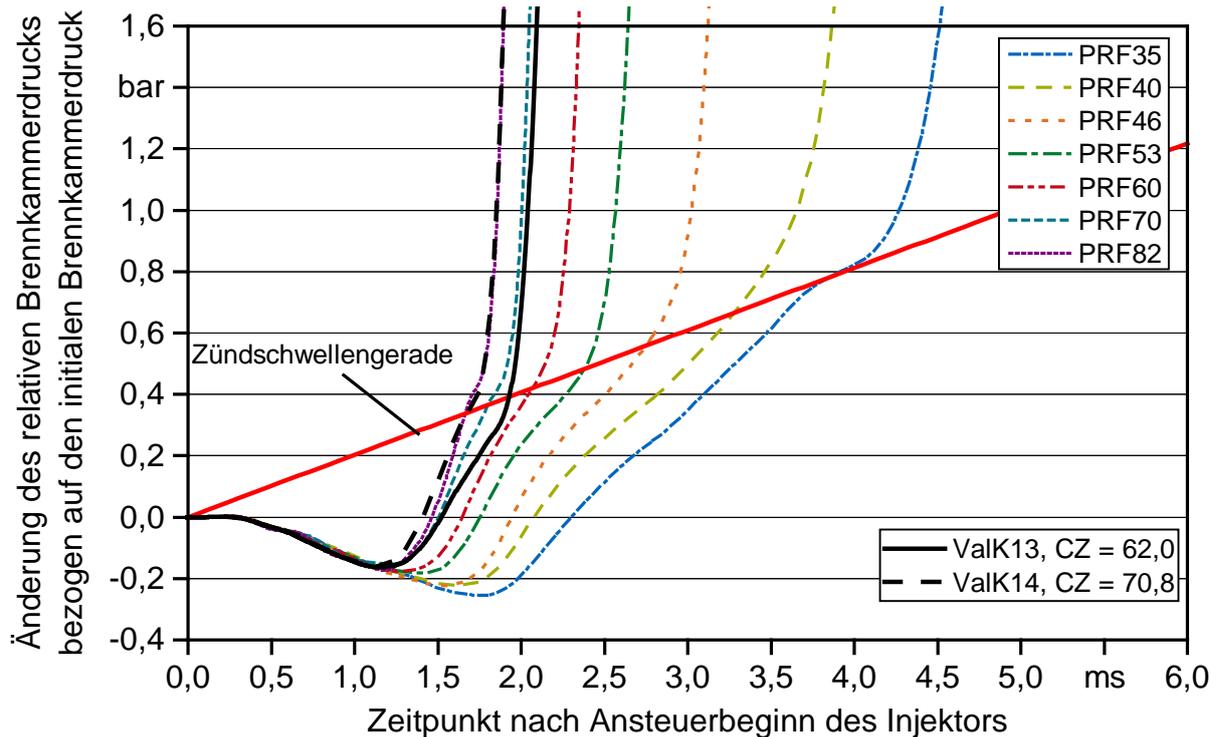


Abbildung 64: Verlauf des relativen Brennkammerdrucks der Validierungskraftstoffe ValK13 und ValK14 sowie der primären Referenzkraftstoffgemische PRF35 bis PRF82 am Referenzpunkt ( $T_{BK} = 852 \text{ K}$ ,  $\rho_{BK} = 9,3 \text{ kg/m}^3$ ,  $\rho_{inj} = 1000 \text{ bar}$ )

Die relative Druckkurve des Kraftstoffs ValK13 verläuft vom Ansteuerbeginn des Injektors bis zu einem Zeitpunkt von 1,5 ms identisch mit den Kurven des PRF70- und PRF82-Gemisches. Anschließend verschiebt sich die Druckkurve in Richtung des PRF60-Kraftstoffgemisches und nähert sich ab 1,95 ms nach Ansteuerbeginn des Injektors wieder der Kurve des PRF70-Kraftstoffs. Der Schnittpunkt mit der Zündschwelligegerade mit der Druckkurve von ValK13 liegt zeitlich zwischen 1,5 ms und 1,95 ms nach Ansteuerbeginn des Injektors, wodurch sich eine generische Cetanzahl zwischen 60 und 70 ergibt.

Im Gegensatz dazu verläuft die Kurve des relativen Brennkammerdrucks von ValK14 weitestgehend identisch mit der des primären Referenzkraftstoffgemisches PRF82. Damit schneiden die beiden Druckkurven die Zündschwelligegerade am gleichen Zeitpunkt.

Wie bereits mithilfe von Abbildung 58 erläutert wurde, setzt sich der Zündverzug vereinfacht aus einem durch physikalische Effekte und einem durch chemische Effekte dominierten Teil zusammen. Weiter konnte bei der Zündwilligkeitsbestimmung auf Basis des Zündverzugs  $ZV_{PRP}$  gezeigt werden, dass Kraftstoffe, deren physikalischen Eigenschaften sich stark von denen der primären Referenzkraftstoffe unterscheiden, zu größeren Abweichungen im Zündwilligkeitswert führen. Während die Einführung der Zündschwelle diese Problematik für den Großteil der untersuchten Validierungskraftstoffe beheben konnte, bleibt der Effekt für den Kraftstoff ValK14 erhalten.

Der Zeitpunkt  $\tau_{pmin}$  sowie der Zündverzug  $ZV_{PRP}$  von ValK14 liegen um 0,08 ms bzw. 0,06 ms unterhalb des Zeitpunkts bzw. Zündverzugs des primären Referenzkraftstoffgemisches PRF82. Die schneller ablaufende Gemischaufbereitung im Fall von ValK14 verkürzt den gesamten Zündverzug nach  $ZV_{PRP}$  und führt damit zu einer Beschleunigung des gesamten Verbrennungsablaufs. Die Kurven des relativen Druckverlaufs von ValK14 und PRF82 überlagern sich. Diese Steigerung kann durch das primäre Referenzkraftstoffgemisch mit der hier untersuchten höchsten Zündwilligkeit, PRF82, nicht mehr erfasst werden. Die Zündwilligkeit von ValK14 lässt sich nicht bestimmen.

Die Lage des Zeitpunkts von  $\tau_{pmin}$  und  $ZV_{PRP}$  eines Kraftstoffes im Vergleich zum primären Referenzkraftstoffgemisch mit der höchsten Zündwilligkeit kann somit dazu herangezogen werden, um eine Aussage über die Anwendbarkeit der Methode zur Zündwilligkeitsbestimmung treffen zu können. Liegen diese beiden Punkte unterhalb der Werte des primären Referenzkraftstoffgemisches mit der höchsten Zündwilligkeit, so kann die generische Cetanzahl nicht mehr bestimmt werden.

Die generischen Cetanzahlen der beiden Validierungskraftstoffe ValK3 und ValK11 sind in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur in Tabelle 46 zusammengefasst.

*Tabelle 46: Generische Cetanzahl auf Basis von  $ZV_{ZZS}$  der Validierungskraftstoffe ValK3 und ValK11 in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur ( $T_{BK}$ )*

Kraftstoff	Cetanzahl nach ISO 5165	Generische Cetanzahl					Mittelwert über alle $T_{BK}$
		$T_{BK} = 822 \text{ K}$	$T_{BK} = 852 \text{ K}$	$T_{BK} = 885 \text{ K}$	$T_{BK} = 923 \text{ K}$	$T_{BK} = 967 \text{ K}$	
ValK3	43,0	39,7	40,1	40,4	39,9	40,2	$40,0 \pm 0,3$
ValK11	55,1	56,1	54,6	55,1	54,4	54,6	$55,0 \pm 0,8$

Während die generische Cetanzahl des Kraftstoffs ValK11 identisch mit der Cetanzahl nach ISO 5165 ist, liegt der ermittelte Wert für ValK3 drei Cetanzahlen unterhalb des Referenzwertes, jedoch noch innerhalb der Vergleichbarkeit des Referenzverfahrens. Es ist keine Abhängigkeit der generischen Cetanzahl von der Brennkammertemperatur erkennbar.

Mit elf Validierungskraftstoffen wird das Modell am Referenzpunkt mit einem Einspritzdruck von 500 bar überprüft. Die Differenz zwischen den im CFR-Motor ermittelten Cetanzahlen und der generischen Cetanzahl ist in Anhang 2 dargestellt.

Mit einer durchschnittlichen Abweichung von 1,5 stimmen die nach der Zündschwellenmethode bestimmten generischen Cetanzahlen mit der im Standardreferenzverfahren ermittelten Zündwilligkeit sehr gut überein. Im Vergleich zu den generischen Cetanzahlen mit einem Einspritzdruck von 1000 bar ergibt sich eine mittlere Abweichung von 0,79 Cetanzahlen. Eine Abhängigkeit der generischen Cetanzahl vom Einspritzdruck ist somit für die untersuchten Validierungskraftstoffe an diesem Betriebspunkt nicht gegeben.

#### 6.3.3.4 Festlegung von Gültigkeitsgrenzen zur Anwendung der Methodik

Mit der Methode der Zündschwelle existiert eine Möglichkeit, die Zündwilligkeit eines Kraftstoffes in Form einer generischen Cetanzahl an den ausgewählten Betriebspunkten zu bestimmen. Die Höhe der ermittelten Zündwilligkeitswerte stimmt dabei mit den nach dem Standardreferenzverfahren nach ISO 5165 gewonnenen Werten überein.

In Tabelle 47 sind abschließend die Gültigkeitsbereiche der Regressionsmodelle zur Bestimmung der generischen Cetanzahl auf Basis des Zündverzugs  $ZV_{ZZS}$  zusammengefasst. Mithilfe der Methodik der Zündschwelle und innerhalb der angeführten Gültigkeitsbereiche soll nachfolgend die Zündwilligkeit der alternativen Kraftstoffe in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur und dem Einspritzdruck bestimmt werden.

*Tabelle 47: Gültigkeitsbereiche der Regressionsmodelle zur Bestimmung der generischen Cetanzahl auf Basis des Zündverzugs  $ZV_{ZZS}$  und in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur und dem Einspritzdruck*

Kriterium	Brennkammertemperatur in K					
	822	852	885	923	967	852
	Einspritzdruck in bar					
	1000	1000	1000	1000	1000	500
Cetanzahlbereich	40–82	35–82	35–82	35–82	35–82	35–85
minimaler Zeitpunkt $\tau_{pmin}$ in ms	1,48	1,18	1,01	0,83	0,67	1,36
minimaler Zündverzug $ZV_{PRP}$ in ms	1,79	1,46	1,19	1,04	0,88	1,68

### 6.3.4 Zündwilligkeit alternativer Kraftstoffe

Um die Zündwilligkeit der untersuchten alternativen Kraftstoffe bestimmen zu können, wird zunächst überprüft, welche Kraftstoffe den Zeitpunkt  $\tau_{pmin}$  sowie den Zündverzögerung  $ZV_{PRP}$  des primären Referenzkraftstoffgemisches PRF82 bzw. PRF85 unterschreiten.

Für HVO und Palmölmethylester liegen bis zu einer Brennkammertemperatur von einschließlich 923 K sowohl der Zeitpunkt  $\tau_{pmin}$  als auch der Zündverzögerung  $ZV_{PRP}$  außerhalb des Gültigkeitsbereichs. Für beide Kraftstoffe lässt sich die generische Cetanzahl bei einer Brennkammertemperatur von 852 K und einem Einspritzdruck von 500 bar ermitteln. Für Jojobaöl ist die generische Cetanzahlbestimmung ab einer Brennkammertemperatur größer gleich 885 K, für Kokosnussöl ab einer Brennkammertemperatur größer gleich 852 K zulässig. Bei einem Einspritzdruck von 500 bar und einer Brennkammertemperatur von 852 K kann die generische Cetanzahl für Jojobaöl bestimmt werden, für Kokosnussöl hingegen nicht.

Somit steht für die Kraftstoffe HVO, Palmölmethylester, Jojobaöl und Kokosnussöl nur eine kleine Anzahl an Betriebspunkten zur Bestimmung der Zündwilligkeit zur Verfügung. Dies geht einher mit den Erkenntnissen aus der Analyse des Zündverhaltens. Dort konnte bereits gezeigt werden, dass das Zündverhalten dieser Kraftstoffe im AFIDA abweichend von der nach Standardreferenzverfahren ermittelten Zündwilligkeit mit dem des primären Referenzkraftstoffgemisches PRF82 korreliert. Dies deutet darauf hin, dass für Kraftstoffe mit einer Zündwilligkeit größer 70 Cetanzahlen weitere Betriebspunkte untersucht werden müssen, um eine geeignete Basis für deren Zündwilligkeitsbewertung zu finden.

Nachfolgend werden die generischen Cetanzahlen der einzelnen Kraftstoffe in Abhängigkeit von den Betriebsparametern dargestellt. Es sind jeweils der Mittelwert aus zwei Messungen sowie die Streubreite der Einzelmessungen angegeben.

Die generische Cetanzahl von HVO beträgt bei einer Brennkammertemperatur von 967 K und einem Einspritzdruck von 1000 bar  $72,6 \pm 0,5$ . Dies entspricht mit einer Abweichung von 1,6 Cetanzahlen dem im IQT ermittelten Zündwilligkeitswert. Bei einer Brennkammertemperatur von 852 K und einem Einspritzdruck von 500 bar beträgt die generische Cetanzahl  $79,3 \pm 0,5$ .

Die große Differenz zwischen den beiden generischen Cetanzahlen von 6,7 Cetanzahlen könnte durch die Änderung des Referenzsystems zu begründen sein. Während im Betriebspunkt mit einem Einspritzdruck von 1000 bar die obere Grenze des Regressionsmodells bei einer Cetanzahl von 82 liegt, ist sie bei einem Einspritzdruck von 500 bar bei 85. Die beiden Zeitpunkte  $\tau_{pmin}$  und  $ZV_{PRP}$  des PRF82-Gemisches werden bei einem Einspritzdruck von 1000 bar und einer Brennkammertemperatur von 852 K von HVO deutlich unterschritten. Bei einem Einspritzdruck von 500 bar sind die beiden Zeitpunkte von HVO nahezu identisch mit denen des PRF85-Gemisches. Somit ist davon auszugehen, dass unter Verwendung eines PRF82-Gemisches beim Betriebspunkt mit einem Einspritzdruck von 500 bar der Kraftstoff HVO ebenfalls außerhalb der zulässigen Grenzen liegen würde. Darauf lässt auch der Vergleich der Kurven des relativen Brennkammer-

drucks von HVO und des primären Referenzkraftstoffgemisches PRF85 bei einer Brennkammertemperatur von 852 K und einem Einspritzdruck von 500 bar schließen.

Die generische Cetanzahl von Palmölmethylester (PME) bei einer Brennkammertemperatur von 967 K und einem Einspritzdruck von 1000 bar ergibt sich zu  $70,3 \pm 1,4$ , was dem im IQT ermittelten Wert der abgeleiteten Cetanzahl von 69,9 nahekommt. Bei einer Brennkammertemperatur von 852 K und einem Einspritzdruck von 500 bar beträgt die generische Cetanzahl  $74,4 \pm 0,2$ . Der Unterschied von 4,1 Cetanzahlen muss wieder vor dem Hintergrund des geänderten Referenzsystems betrachtet werden.

Zur weiteren Interpretation der generischen Cetanzahlen von HVO und PME sollten deshalb weitere Versuche mit einem primären Referenzkraftstoffgemisch PRF82 bei einer Brennkammertemperatur von 852 K und einem Einspritzdruck von 500 bar durchgeführt werden. Ferner sollte an diesem Betriebspunkt eine Validierung mit Kraftstoffen mit einer bekannten Cetanzahl größer 70 durchgeführt werden. Aufgrund der größeren Validierungsbasis im Fall des Einspritzdrucks von 1000 bar ist jedoch aktuell davon auszugehen, dass im Fall von HVO die generische Cetanzahl von 72,6 als richtig einzustufen ist, während die generische Cetanzahl von 79,3 vorerst zu verwerfen ist.

Die generischen Cetanzahlen von B0, Rapsölmethylester, Sojaölmethylester sowie 1-Oktanol werden in Tabelle 48 in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur und dem Einspritzdruck dargestellt.

*Tabelle 48: Generische Cetanzahl von B0, Rapsölmethylester (RME), Sojaölmethylester (SME) und 1-Oktanol in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur und dem Einspritzdruck ( $p_{inj}$ )*

	Brennkammertemperatur in K					
	822	852	885	923	967	852 <sup>1)</sup>
	Generische Cetanzahl					
B0	$52,6 \pm 0,2$	$51,7 \pm 0,1$	$53,2 \pm 0,2$	$51,1 \pm 0,2$	$50,7 \pm 0,2$	$51,8 \pm 0,0$
RME	$54,1 \pm 0,2$	$52,5 \pm 0,1$	$53,9 \pm 0,0$	$52,4 \pm 0,1$	$54,5 \pm 0,0$	$55,3 \pm 0,0$
SME	$53,3 \pm 0,1$	$51,9 \pm 0,0$	$54,1 \pm 0,1$	$54,5 \pm 0,0$	$53,9 \pm 0,2$	$52,9 \pm 0,1$
1-Oktanol	$29,7 \pm 1,6$	$34,4 \pm 0,1$	$34,7 \pm 0,0$	$33,6 \pm 0,0$	$35,3 \pm 0,1$	$33,7 \pm 0,1$

<sup>1)</sup>  $p_{inj} = 500$  bar, sonst  $p_{inj} = 1000$  bar

Die über den Temperaturbereich von 822 K bis 967 K gemittelte generische Cetanzahl von B0 beträgt  $51,9 \pm 1,0$ . Mit einer maximalen Abweichung von 1,7 Cetanzahlen liegt die generische Cetanzahl von B0 im Bereich der nach ISO 5265 ermittelten Cetanzahl. Der hohe negative Korrelationskoeffizient von -0,699 deutet auf eine stärkere Temperaturabhängigkeit der Zündwilligkeit von B0 hin. Der Unterschied zwischen der minimalen und maximalen generischen Cetanzahl beträgt 2,5 Cetanzahlen. Somit besteht zwar ein Zusammenhang zwischen der Brennkammertemperatur und der Cetanzahl, der Einfluss

auf die Höhe der Zündwilligkeit ist jedoch gering. Dies geht einher mit den Erkenntnissen aus der Analyse des Zündverhaltens in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur und der Brennkammerluftdichte. Dort konnte eine gute Übereinstimmung des Zündverhaltens von B0 mit dem des primären Referenzkraftstoffgemisches PRF53 beobachtet werden. Die generischen Cetanzahlen bei einer Brennkammertemperatur von 852 K und einem Einspritzdruck von 500 bar und 1000 bar unterscheiden sich um 0,1 Cetanzahlen. Damit hat der Einspritzdruck an diesem Betriebspunkt keine Auswirkung auf die Höhe der Zündwilligkeit von B0.

Gemittelt über die fünf Brennkammertemperaturen ergibt sich eine mittlere generische Cetanzahl für RME von  $53,5 \pm 0,9$  und für SME von  $53,5 \pm 1,0$ . Die Abweichung zur im IQT ermittelten abgeleiteten Cetanzahl ist mit 1,1 Cetanzahlen bei RME und 0,9 Cetanzahlen bei SME gering. Mit einem Korrelationskoeffizienten von 0,156 bei RME besteht keine Abhängigkeit der generischen Cetanzahl von der Höhe der Brennkammertemperatur. Ein Korrelationskoeffizient von 0,608 deutet auf eine geringfügige Temperaturabhängigkeit der generischen Cetanzahl von SME hin. Für beide Kraftstoffe bestätigen sich die Erkenntnisse aus der Analyse des Zündverhaltens, welches über den gesamten Temperaturbereich mit dem des primären Referenzkraftstoffgemisches PRF53 korrelierte.

Für SME kann der Einfluss des Einspritzdrucks auf die Zündwilligkeit als vernachlässigbar betrachtet werden. Das Absenken des Einspritzdrucks von 1000 bar auf 500 bar bei einer Brennkammertemperatur von 852 K bewirkt eine Änderung in der generischen Cetanzahl von 1,9 %. Im Fall von RME nimmt die generische Cetanzahl um 5,3 % zu. Damit ist eine Abhängigkeit vom Einspritzdruck gegeben.

Bei einer Brennkammertemperatur von 822 K liegt die generische Cetanzahl von 1-Oktanol mit 29,7 deutlich unterhalb der unteren Gültigkeitsgrenze des Regressionsmodells von 40 Cetanzahlen. Der Zündwilligkeitswert wird für diesen Betriebspunkt verworfen. Die über den Temperaturbereich von 852 K bis 967 K gemittelte generische Cetanzahl bei einem Einspritzdruck von 1000 bar beträgt  $34,5 \pm 0,7$  und liegt damit im Bereich der aus der Literatur bekannten Zündwilligkeitswerte [169]. Mit einem Korrelationskoeffizienten von 0,341 besteht keine Temperaturabhängigkeit der generischen Cetanzahl. Im betrachteten Temperaturbereich gehen die Zündwilligkeitswerte einher mit dem analysierten Zündverhalten. Dort konnte eine gute Übereinstimmung von 1-Oktanol mit dem primären Referenzkraftstoffgemisch PRF35 beobachtet werden. Durch die Änderung des Einspritzdrucks von 1000 bar auf 500 bar bei einer Brennkammertemperatur von 852 K nimmt diese um 0,7 Cetanzahlen ab, was einem Unterschied von 2 % entspricht. Eine Abhängigkeit der generischen Cetanzahl vom Einspritzdruck ist an diesem Betriebspunkt damit nicht gegeben.

Bei einer Brennkammertemperatur von 967 K und einem Einspritzdruck von 1000 bar beträgt die generische Cetanzahl von Jojobaöl  $79,9 \pm 0,7$ . Sie liegt um 4,1 Cetanzahlen unterhalb des im Fuel Ignition Tester (FIT) ermittelten Zündwilligkeitswerts. Da die im FIT bestimmte, abgeleitete Cetanzahl außerhalb dessen Gültigkeitsbereich liegt, wird von einem Vergleich der beiden Zündwilligkeitswerte abgesehen. Die bei einem Einspritzdruck von 500 bar und einer Brennkammertemperatur von 852 K bestimmte generische

Cetanzahl ist  $69,6 \pm 0,8$ . Der Unterschied der beiden generischen Cetanzahlen ist deutlich größer als bei den bisher betrachteten Kraftstoffen. Dies könnte auf die höhere kinematische Viskosität von Jojobaöl und deren Einfluss auf die Gemischaufbereitung zurückzuführen sein. Aufgrund der fehlenden generischen Cetanzahl bei einem Einspritzdruck von 1000 bar und einer Brennkammertemperatur von 852 K kann jedoch keine genauere Aussage getroffen werden.

Weitere Erkenntnisse zum Einfluss der kinematischen Viskosität auf die Zündwilligkeit bei Änderung des Einspritzdrucks kann die Cetanzahlanalyse der Pflanzenöle liefern. In Abbildung 65 ist die generische Cetanzahl der Pflanzenöle in Abhängigkeit der Brennkammertemperatur sowie die abgeleitete Cetanzahl dargestellt. Die Zündwilligkeitswerte sind zudem im Anhang 3 tabelliert.

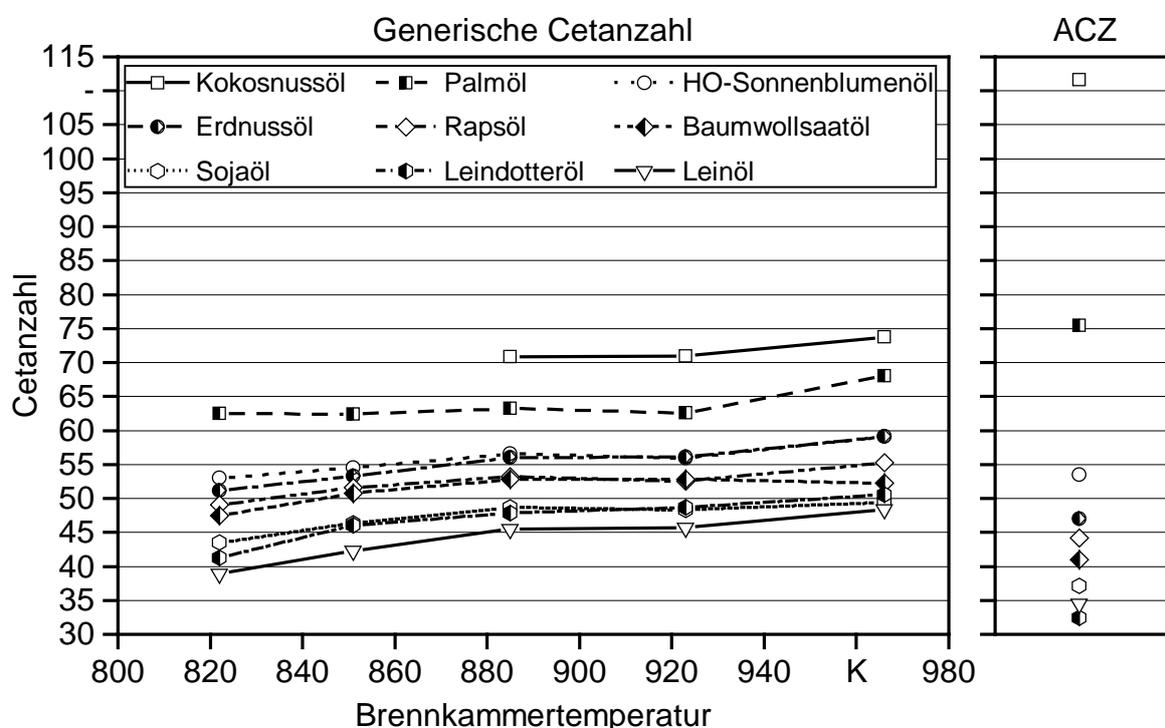


Abbildung 65: Darstellung der generischen Cetanzahl der Pflanzenöle in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur sowie der abgeleiteten Cetanzahl (ACZ) nach DIN 16144 mit Anpassungen nach DIN 51623

Gemäß der abgeleiteten Cetanzahl nimmt die Zündwilligkeit von Kokosnussöl bis zu Leindotteröl kontinuierlich ab, was sich durch die Zunahme des Anteils an ungesättigten Fettsäuren begründen lässt [52]. Auch die generische Cetanzahl nimmt von Kokosnussöl bzw. Palmöl bis zu Leinöl an allen Betriebspunkten kontinuierlich ab. Während im FIT die Zündwilligkeit von Leinöl höher als die von Leindotteröl eingestuft wurde, lässt sich dies in den Versuchen am AFIDA nicht bestätigen. Stattdessen ist die generische Cetanzahl von Leinöl stets geringer als die von Leindotteröl. Dies steht im Einklang mit dem Anteil an ungesättigten Fettsäuren, der bei Leinöl am höchsten ist. Die generische Cetanzahl

von Leinöl liegt bei einer Brennkammertemperatur von 822 K außerhalb des kalibrierten Bereichs von 40 bis 82. Da die Grenze um 1,1 Cetanzahlen unterschritten wird, kann das Ergebnis jedoch als noch hinreichend genau betrachtet werden.

Abgesehen von Kokosnussöl, Palmöl und HO-Sonnenblumenöl liegt die Zündwilligkeit in Form der generischen Cetanzahl stets höher als im FIT. Für Kokosnussöl und Palmöl kann keine Einschätzung im Vergleich zur abgeleiteten Cetanzahl getroffen werden. Die im FIT bestimmten abgeleiteten Cetanzahlen von Kokosnuss- und Palmöl liegen beide außerhalb des gültigen Messbereichs nach DIN 51623 [43].

Die geringste Zündwilligkeit weist jedes untersuchte Pflanzenöl außer Palmöl bei einer Brennkammertemperatur von 822 K auf. Im Weiteren nimmt die generische Cetanzahl mit steigender Brennkammertemperatur zu. Mit Ausnahme von Kokosnussöl und Palmöl besteht ein starker linearer Zusammenhang zwischen der generischen Cetanzahl und der Brennkammertemperatur. So ergibt sich zum Beispiel für Rapsöl ein Korrelationskoeffizient von 0,920, für Erdnussöl von 0,971 und für Leinöl von 0,955. Dabei nimmt die generische Cetanzahl im Fall von Rapsöl von 49,1 um 6,2 Cetanzahlen auf 55,3, von Erdnussöl von 51,1 um acht Cetanzahlen auf 59,1 und von Leinöl von 38,9 um 9,5 Cetanzahlen auf 48,4 zu.

Die generische Cetanzahl der verwendeten Pflanzenöle in Abhängigkeit des Einspritzdrucks bei einer Brennkammertemperatur von 852 K wird in Tabelle 49 dargestellt.

*Tabelle 49: Generische Cetanzahl der verwendeten Pflanzenöle in Abhängigkeit vom Einspritzdruck bei einer Brennkammertemperatur von 852 K*

	Generische Cetanzahl							
	Pa	HS	Er	Ra	Ba	So	Ld	Le
$p_{inj} = 1000 \text{ bar}$	62,4	54,5	53,3	51,6	50,7	46,4	46,1	42,3
$p_{inj} = 500 \text{ bar}$	55,6	50,5	49,2	46,3	47,4	43,8	41,9	39,9
Differenz GCZ	6,8	4,0	4,1	5,3	3,3	2,6	4,2	2,4
Änderung in %	10,9	7,3	7,7	10,3	6,5	5,6	9,1	5,7

Pa = Palmöl, Hs = HO-Sonnenblumenöl, Er = Erdnussöl, Ra = Rapsöl, Ba = Baumwollsaatöl, So = Sojaöl, Ld = Leindotteröl, Le = Leinöl

Durch Absenkung des Einspritzdrucks nimmt die generische Cetanzahl im Durchschnitt um 7,9 % ab. Dabei bleibt der Zusammenhang zwischen der Art des Pflanzenöls und der Höhe der Zündwilligkeit auch bei einem Einspritzdruck von 500 bar erhalten. Palmöl weist die höchste, Leinöl die niedrigste Zündwilligkeit auf. Weiter reduziert sich der Unterschied der generischen Cetanzahl bei einem Einspritzdruck von 500 bar zur abgeleiteten Cetanzahl, liegt jedoch mit Ausnahme von Palmöl und HO-Sonnenblumenöl nach wie vor oberhalb dieser.

Sowohl eine zunehmende Brennkammertemperatur als auch die Anhebung des Einspritzdrucks führen zu einer Steigerung der Zündwilligkeit von Pflanzenöl. Bei keinem der weiteren untersuchten Kraftstoffe konnte eine ähnlich starke Abhängigkeit der generischen Cetanzahl von den Betriebsparametern beobachtet werden.

Die kinematische Viskosität von Pflanzenöl nimmt exponentiell mit zunehmender Temperatur ab [57]. Die abnehmende Viskosität von Pflanzenöl begünstigt die Zerstäubung des mit Hochdruck eingespritzten Kraftstoffs. Es entstehen kleinere Kraftstofftröpfchen. Aufgrund des kleineren Tröpfchendurchmessers und der höheren Brennkammertemperatur verdampft der Kraftstoff schneller und beschleunigt die Gemischaufbereitung. Damit verringert sich der Einfluss der Gemischaufbereitung auf die Zündwilligkeit.

Da es sich bei Pflanzenölen um langkettige Kohlenwasserstoffe handelt, ist von einem kurzen chemischen Zündverzug auszugehen. Dies bestätigen auch die Untersuchungen zum Zündverhalten. Dort konnte gezeigt werden, dass der Zündverzug der verwendeten Pflanzenöle deutlich kürzer als der von konventionellem Dieseldieselkraftstoff sein kann, jedoch die nachfolgende Verbrennung durch die ungünstigen Verdampfungseigenschaften verschlechtert wird. Durch den abnehmenden Einfluss der Gemischaufbereitung auf die Zündwilligkeit bei zunehmender Brennkammertemperatur kommt diese hohe Neigung zur Selbstzündung in Form der steigenden generischen Cetanzahl zum Tragen.

Die gleiche Argumentationskette ist für den Einfluss des Einspritzdrucks auf die Zündwilligkeit gültig. Durch die Absenkung des Einspritzdrucks von 1000 bar auf 500 bar verschlechtert sich die Zerstäubung des hochviskosen Pflanzenöls. Die Folge sind größere Tröpfchen, welche die Phase der Gemischaufbereitung verlängern. Die Verringerung der Zündwilligkeit aus Tabelle 49 ist damit auf den starken Einfluss der physikalischen Stoffeigenschaften der Pflanzenöle auf die Gemischaufbereitung zurückzuführen. Für Kraftstoffe, deren physikalischen Stoffeigenschaften – vornehmlich die kinematische Viskosität – sich nicht maßgeblich von denen der primären Referenzkraftstoffe unterscheiden, ist die Abhängigkeit der Zündwilligkeit vom Einspritzdruck und von der Brennkammertemperatur nicht gegeben.

Der Vergleich der Zündwilligkeit von Rapsöl mit der von B0 zeigt, dass in Abhängigkeit des Betriebspunktes Rapsöl eine geringere, gleiche oder höhere Zündwilligkeit als B0 aufweisen kann. Dies bestätigen die Beobachtungen aus Emissionsmessungen an Vollmotoren mit Rapsölkraftstoff [62][53]. Bisherige standardisierte Messmethoden können diese betriebspunktabhängige Zündwilligkeit von Rapsöl- und Pflanzenölkraftstoff nicht erfassen. In der Regel erfolgt die Zündwilligkeitsbestimmung an Betriebspunkten, an denen der Einfluss der hohen kinematischen Viskosität auf den Zündprozess hoch ist.

Um das Zündverhalten von Pflanzenöl für die Verwendung als Kraftstoff nicht nur an diesen Betriebspunkten charakterisieren zu können, besteht die Notwendigkeit, einen neuen Ansatz zur Bewertung der Zündwilligkeit von Pflanzenöl zu wählen. Darin sollte das aufgezeigte betriebspunktabhängige Zündverhalten von Pflanzenölkraftstoff berücksichtigt werden.

#### 6.4 Neue Methode zur Bewertung der Zündwilligkeit von Pflanzenölkraftstoff in Form der Viskose-Fluid-Cetanzahl

Im realen Motorbetrieb sind Betriebspunkte mit mittlerer und hoher Drehzahl und Last gekennzeichnet durch hohe Brennraumtemperaturen und -drücke sowie höhere Einspritzdrücke. Während des Startvorgangs sowie an Betriebspunkten mit geringer Drehzahl oder Last sowie im Leerlauf sinken sowohl Brennraumtemperaturen und -drücke als auch der Einspritzdruck. Dies stellt gleichzeitig höhere Anforderungen an die Selbstzündungseigenschaften eines Kraftstoffs.

Bauartbedingt können bisherige Prüfgeräte zur Bestimmung der Zündwilligkeit nur Schwachlast-Betriebspunkte abbilden. Wie hier gezeigt werden konnte, ist dies für einen Großteil der konventionellen und alternativen Kraftstoffe ausreichend, da sich das Zündverhalten bei Änderung der Betriebsparameter analog zu dem primärer Referenzkraftstoffe ändert und die generische Cetanzahl konstant ist.

Andere Kraftstoffe wie Pflanzenöle weisen aber ein davon abweichendes Verhalten auf. So ist es von Interesse, die Verbesserung der Zündwilligkeit unter optimierten Betriebsbedingungen für Kraftstoffe mit einem starken betriebspunktabhängigen Zündverhalten zu kennen.

Deshalb soll ein neuer Ansatz zur Bewertung der Zündwilligkeit von Kraftstoffen mit betriebspunktabhängigem Zündverhalten unter Berücksichtigung dieser beiden Gesichtspunkte erstellt werden:

- Zündverhalten unter erschwerten Betriebsbedingungen (niedriger Einspritzdruck, niedrige Brennkammertemperatur)
- Zündverhalten unter optimierten Betriebsbedingungen (hoher Einspritzdruck, hohe Brennkammertemperatur)

Hierfür soll die Zündwilligkeit an zwei verschiedenen Betriebspunkten in Form der generischen Cetanzahl bestimmt werden. Das Vorgehen für diese neue Kennzahl ist angelehnt an den Viskositätsindex für Pflanzenölkraftstoff nach DIN 51623 [43].

Der Viskositätsindex beschreibt sowohl die minimale Temperatur, welche für einen zuverlässigen Motorenstart notwendig ist, als auch die kinematische Viskosität des Pflanzenöls, die sich im betriebswarmen Motor (50 °C) einstellt. Die minimale Temperatur entspricht der Temperatur, bei der eine kinematische Viskosität von 150 mm<sup>2</sup>/s erreicht wird. Die Schreibweise des Viskositätsindex lautet  $(\vartheta_{150})P(\nu_{50})$ . Dabei ist  $\vartheta_{150}$  die Temperatur in °C, bei der die kinematische Viskosität 150 mm<sup>2</sup>/s beträgt und  $\nu_{50}$  die kinematische Viskosität in mm<sup>2</sup>/s bei 50 °C.

##### 6.4.1 Definition der Viskose-Fluid-Cetanzahl VFCZ

In Anlehnung an den Viskositätsindex wird die Kennzahl zur Angabe der betriebspunktabhängigen Zündwilligkeit definiert. Wie gezeigt werden konnte, wird das betriebspunktabhängige Zündverhalten vornehmlich durch eine hohe kinematische Viskosität hervor-

gerufen. Da sich die Kennzahl nicht nur auf Pflanzenöle beschränken soll, sondern auch auf andere hochviskose Kraftstoffe, wird sie nachfolgend als Viskose-Fluid-Cetanzahl (VFCZ) bezeichnet. Die Schreibweise zur Angabe der Zündwilligkeit nach der Viskose-Fluid-Cetanzahl lautet  $VFCZ (GCZ_{500\text{bar}}) \setminus \setminus (GCZ_{1000\text{bar}})$ .

Hierin ist  $GCZ_{500\text{bar}}$  die generische Cetanzahl bei einer Brennkammertemperatur von 852 K und einem Einspritzdruck von 500 bar und  $GCZ_{1000\text{bar}}$  die generische Cetanzahl bei einer Brennkammertemperatur von 967 K und einem Einspritzdruck von 1000 bar. Die Brennkammerluftdichte beträgt an beiden Betriebspunkten  $9,3 \text{ kg/m}^3$ . Die generische Cetanzahl  $GCZ_{500\text{bar}}$  beschreibt die Zündwilligkeit unter erschwerten Betriebsbedingungen, während  $GCZ_{1000\text{bar}}$  für einen optimierten Betriebszustand steht.

Für das hier verwendete Rapsöl ergibt sich die Viskose-Fluid-Cetanzahl zu  $VFCZ 46,3 \setminus \setminus 55,3$ . Die Zündwilligkeit für motorische Betriebszustände wie zum Beispiel den Startvorgang oder Leerlauf entspricht demnach einer generischen Cetanzahl von 46,3, während unter Volllast eine erhöhte Zündwilligkeit von 55,3 erreichbar wird.

#### 6.4.2 Viskose-Fluid-Cetanzahl ausgewählter Pflanzenöle und von Jojobaöl

Abbildung 66 zeigt die Viskose-Fluid-Cetanzahl der untersuchten Pflanzenöle sowie von Jojobaöl.

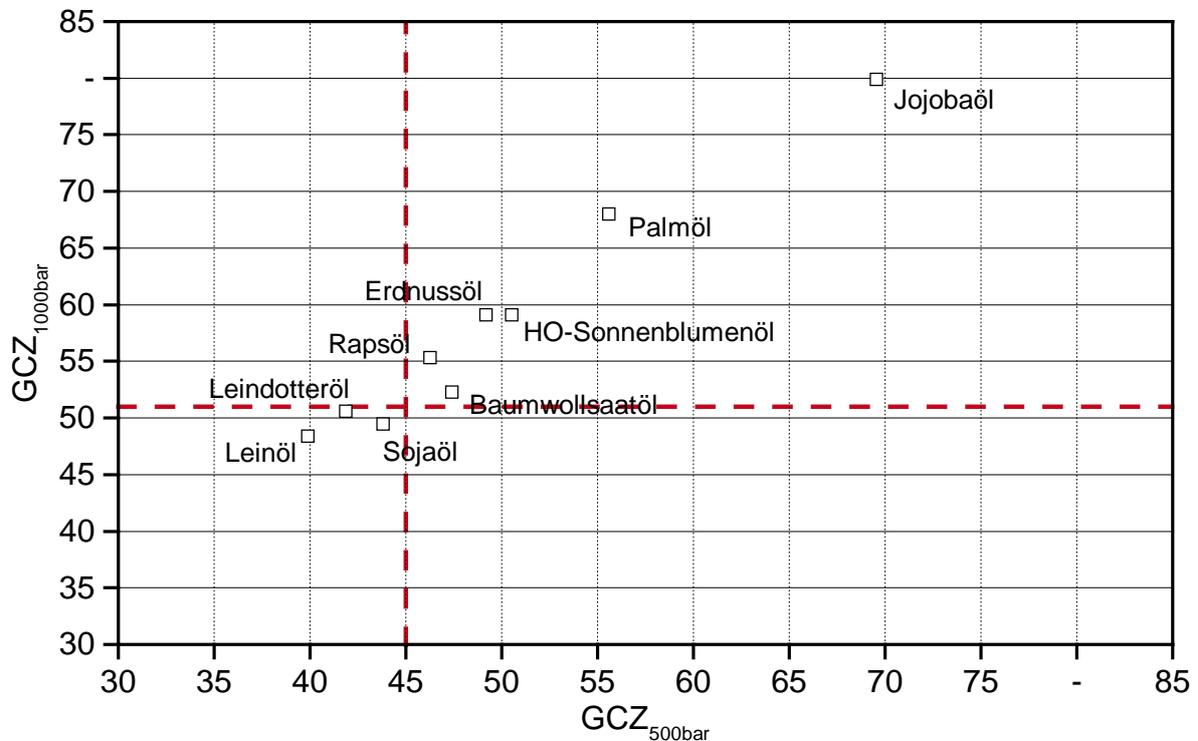


Abbildung 66: Viskose-Fluid-Cetanzahl der untersuchten Pflanzenöle sowie von Jojobaöl

Für die untersuchten Pflanzenöle ist die Viskose-Fluid-Cetanzahl von Leinöl am niedrigsten, für Palmöl am höchsten. Jojobaöl weist im Vergleich zu Palmöl eine höhere Viskose-Fluid-Cetanzahl auf. Die Zündwilligkeit  $GCZ_{1000bar}$  liegt für Sojaöl, Leindotteröl und Leinöl auf etwa dem gleichen Niveau. Sojaöl und Leindotteröl weisen jedoch eine gesteigerte Zündwilligkeit für  $GCZ_{500bar}$  auf. Die  $GCZ_{1000bar}$  von Rapsöl ist im Vergleich zu Baumwollsaatöl höher, die  $GCZ_{500bar}$  hingegen geringer. Bei Erdnussöl und HO-Sonnenblumenöl kann das gleiche Verhalten wie bei Leindotteröl und Sojaöl beobachtet werden.

Zur Einordnung, welche Pflanzenöle für eine motorische Anwendung im Hinblick auf ihre Zündwilligkeit zu bevorzugen sind, können sowohl für  $GCZ_{500bar}$  als auch für  $GCZ_{1000bar}$  Richtwerte definiert werden. Für den optimierten Betriebsbereich wird in Anlehnung an die Vorgaben aus DIN EN 590 ein unterer Richtwert von 51 Cetanzahlen vorgeschlagen. Während der europäische Standard für Dieselkraftstoff eine minimale Cetanzahl von 51 vorsieht, ist im Standard für Rapsölkraftstoff ein unterer Grenzwert von 40 festgelegt [44]. Ausgehend von diesen beiden Grenzwerten wird als unterer Richtwert eine minimale Cetanzahl von 45 für  $GCZ_{500bar}$  festgelegt. Dadurch soll ein zuverlässiger Motorbetrieb, etwa im Schwachlastbereich, gewährleistet werden. Mithilfe dieser Richtwerte ist es möglich, Pflanzenöle und andere hochviskose Kraftstoffe hinsichtlich ihrer motorischen Verwendbarkeit einzuordnen. In Abbildung 66 sind beide Richtwerte als gestrichelte Linie eingezeichnet.

Aus Abbildung 66 geht hervor, dass die verwendeten Pflanzenöle Leinöl, Leindotteröl und Sojaöl diese Minimalanforderungen nicht erfüllen. Sie sind für einen zuverlässigen Motorbetrieb weniger gut geeignet. Pflanzenöle wie Rapsöl, Baumwollsaatöl, Erdnussöl und HO-Sonnenblumenöl besitzen hingegen eine ausreichend hohe Zündwilligkeit unter beiden Betriebspunkten. Weitere Kraftstoffe wie Palmöl oder Jojobaöl bieten eine bessere Zündwilligkeit, jedoch treten hier zur Beurteilung der Verwendbarkeit im Motor weitere Kraftstoffeigenschaften wie zum Beispiel der Aggregatzustand bei 25 °C in den Vordergrund.

Mithilfe des hier vorgestellten Ansatzes zur betriebspunktabhängigen Charakterisierung der Zündwilligkeit von hochviskosen Kraftstoffen wie Pflanzenöl in Form der Viskose-Fluid-Cetanzahl ist es möglich, diese Kraftstoffe umfassender für ihre motorische Verwendbarkeit zu beschreiben als bisher. Damit lassen sich gezielt optimierte Betriebsbedingungen ableiten, die eine günstige Zündwilligkeit bieten.

Die Methode zur Bestimmung der Viskose-Fluid-Cetanzahl bietet die Möglichkeit, die Zündwilligkeit von Pflanzenöl in der Pflanzenölkraftstoffnorm DIN 51623 anzugeben. Damit kann eine derzeit existierende Lücke bei der Standardisierung von Pflanzenölkraftstoff geschlossen werden.

Weiterer Handlungsbedarf besteht jedoch, um den Gültigkeitsbereich auch auf diejenigen Pflanzenöle, die eine sehr hohe Zündwilligkeit aufweisen, ausweiten zu können. Um Aussagen über die Präzision der neu definierten Methodik treffen zu können, müssen Versuche an mehreren Messgeräten durchgeführt werden. Ferner können die hier vor-

geschlagenen Modelle zur Berechnung der Zündwilligkeit weiter optimiert und der Vorhersagefehler minimiert werden. Der hier verwendete untere Richtwert zur Angabe eines verlässlichen Motorbetriebs bei Schwachlast wurde durch Vergleich der Anforderungen an die Zündwilligkeit in unterschiedlichen Kraftstoffnormen festgelegt. Um diesen Richtwert weiter spezifizieren zu können, sind weitere Untersuchungen an verschiedenen Motorsystemen notwendig.

Um den hier vorgestellten Ansatz zur betriebspunktabhängigen Charakterisierung der Zündwilligkeit von Pflanzenöl als Kraftstoff überprüfen zu können, soll das Zündverhalten weiterer Pflanzenöle an einem pflanzenöлтаuglichen Vollmotor überprüft werden. Dabei wird zunächst die Viskose-Fluid-Cetanzahl der Öle ermittelt und anschließend mit dem Zündverhalten im Vollmotor abgeglichen.

## 6.5 Überprüfung der Zündwilligkeit von Pflanzenöl am Vollmotor

Die Viskose-Fluid-Cetanzahlen der im Vollmotor verwendeten Pflanzenöle sind in Tabelle 50 aufgeführt. Dabei handelt es sich jeweils um den Mittelwert zweier Cetanzahlmessungen.

*Tabelle 50: Viskose-Fluid-Cetanzahl der im Vollmotor verwendeten Pflanzenölkraftstoffe*

Pflanzenöl	GCZ <sub>500bar</sub>	GCZ <sub>1000bar</sub>
HO-Sonnenblumenöl	50,7	60,5
Rapsöl	47,7	56,2
Sonnenblumenöl	47,4	57,0
Leindotteröl	44,0	52,9

Die Viskose-Fluid-Cetanzahl von Rapsöl liegt im Bereich der Werte des in Kapitel 6.4 verwendeten Rapsöls. Sonnenblumenöl besitzt ein zu Sojaöl ähnliches Fettsäuremuster. Demzufolge wurde eine Zündwilligkeit in Höhe der von Sojaöl erwartet. Jedoch ist die Höhe der ermittelten Viskose-Fluid-Cetanzahl von Sonnenblumenöl mit der von Rapsöl identisch. Begründen lässt sich dies mit einem etwas fortgeschrittenen Alterungszustand des verwendeten Sonnenblumenöls. Die dadurch im Öl enthaltenen Peroxide können die Zündwilligkeit des Öls erhöhen. Dies gilt auch für Leindotteröl, welches ebenfalls eine leicht gesteigerte Zündwilligkeit im Vergleich zu dem in den Untersuchungen aus Kapitel 6.4 verwendetem Öl aufweist. Mit einer GCZ<sub>500bar</sub> kleiner 52 liegt die Zündwilligkeit der verwendeten Pflanzenöle unter erschwerten Verbrennungsbedingungen unterhalb der von B0. Bei optimierten Verbrennungsbedingungen wird mit einer GCZ<sub>1000bar</sub> größer 52 hingegen eine höhere Zündwilligkeit vermutet. Die Höhe der ermittelten Zündwilligkeit der Pflanzenöle untereinander sowie im Vergleich zu Dieselkraftstoff soll nachfolgend anhand der Ergebnisse aus den Motorversuchen überprüft werden.

In Abbildung 67 ist zunächst die an der Zapfwelle abgegebene Leistung in Abhängigkeit von den Betriebspunkten und den Kraftstoffen abgebildet.

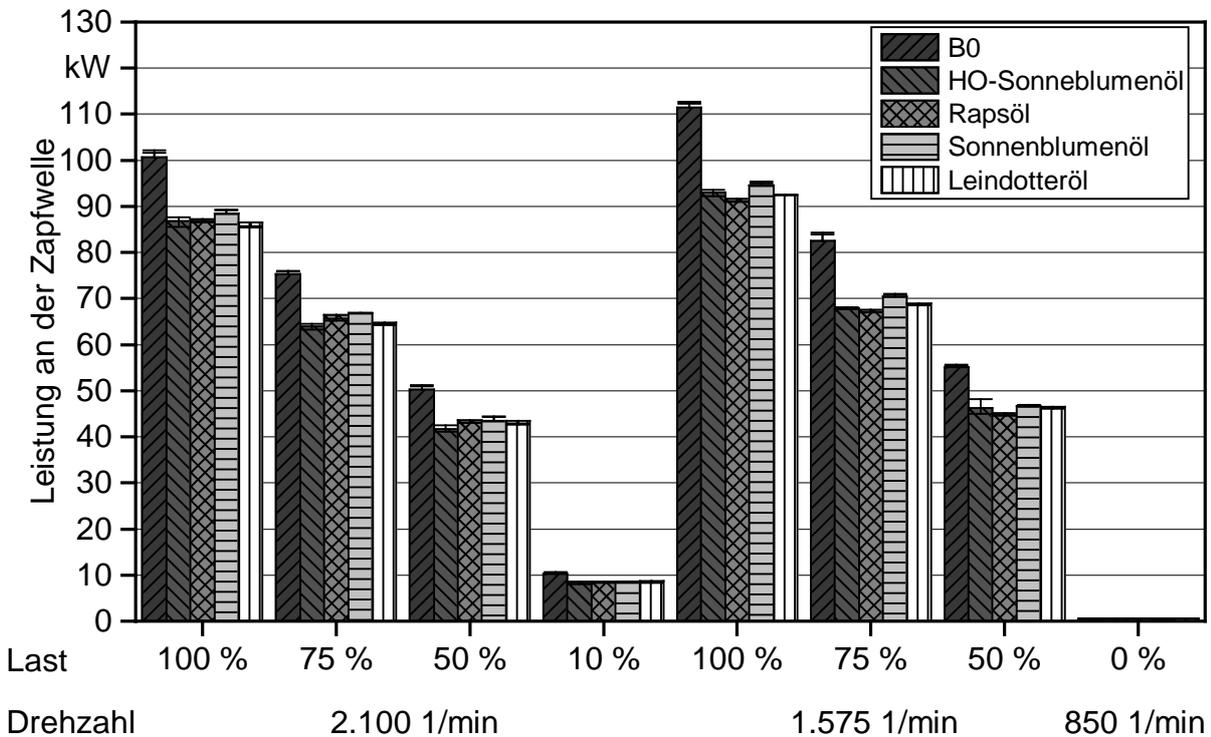


Abbildung 67: An der Zapfwelle abgegebene Leistung in Abhängigkeit vom Betriebspunkt und Kraftstoff

Bei Nenndrehzahl beträgt die maximale Leistung an der Zapfwelle unter Verwendung der Pflanzenöle im Durchschnitt 87,2 kW und liegt etwa 15 % unterhalb der abgegebenen Leistung im Betrieb mit Dieselmotorkraftstoff. Dies stimmt überein mit den Erkenntnissen aus den Untersuchungen von EMBERGER et al. (2013) [55]. Während die pro Verbrennungszyklus eingespritzte gravimetrische Kraftstoffmenge für Pflanzenöl und Diesel in etwa gleich ist, führt der Unterschied im gravimetrischen Heizwert von rund 16 % zu der beobachteten Abweichung. Die Differenzen der an der Zapfwelle abgegebenen Leistung zwischen den einzelnen Pflanzenölen sind vernachlässigbar.

Als effektiver Wirkungsgrad lässt sich das Verhältnis zwischen der an der Zapfwelle abgegebenen Leistung und der über den Brennstoff eingebrachte Energiemenge berechnen. Bei Nenndrehzahl und Vollast beträgt dieser für Dieselmotorkraftstoff im Mittel 33,1 % und liegt für Pflanzenöl mit etwa 0,8 Prozentpunkten geringfügig darunter. Mit abnehmender Last vergrößert sich dieser Unterschied auf bis zu 1,4 Prozentpunkte. Unter der Annahme, dass der Wirkungsgrad des Getriebes zwischen Motor und Zapfwelle unabhängig vom Kraftstoff ist, muss sich folglich der Umsatz des Kraftstoffs verschlechtern. Dies würde im Einklang mit der stark abnehmenden Zündwilligkeit der Pflanzenöle bei ungünstigen Verbrennungsbedingungen stehen. Abbildung 68 zeigt hierfür die mit der

maximalen Wärmefreisetzungsrate von B0 normierten Heizverläufe des indizierten Zylinders an fünf ausgewählten Prüfphasen.

In den Betriebspunkten mit 100 % und 75 % Last unterscheiden sich die Heizverläufe der Pflanzenöle kaum von dem von B0. Lediglich die Höhe der maximalen Wärmefreisetzungsrate ist bei den Pflanzenölen aufgrund des geringeren Brennstoffenergiegehalts geringer. Die zeitlich identische Umsetzung der Pflanzenöle mit B0 belegt den beobachteten gleichen effektiven Wirkungsgrad.

Ein deutlicher Unterschied ist hingegen in den Betriebspunkten mit 10 % Last und im Leerlauf erkennbar. An diesen Betriebspunkten erfolgt die Kraftstoffeinbringung über eine Vor- und eine Haupteinspritzung. Das Timing der Einspritzung wurde vom Hersteller auf die Verwendung von Rapsöl optimiert. Dadurch ergibt sich die sehr hohe Wärmefreisetzung nach der Voreinspritzung bei Dieselkraftstoff. Für die Pflanzenöle ist eine abnehmende Ausprägung der Wärmefreisetzung nach der Voreinspritzung mit abnehmender generischer Cetanzahl GCZ500bar erkennbar. Unterschiede im Heizverlauf der Hauptverbrennung lassen sich zwischen den einzelnen Pflanzenölen nicht erkennen.

HO-Sonnenblumenöl besitzt unter den verwendeten Pflanzenölen sowohl am 10 % Lastpunkt als auch im Leerlauf die schnellste und größte Wärmefreisetzungsrate nach Beginn der Voreinspritzung. Dies geht einher mit der höheren ermittelten generischen Cetanzahl im Vergleich zu den anderen Ölen. Entgegen den Erwartungen in Bezug auf die bestimmte Zündwilligkeit von Sonnenblumenöl korreliert die Höhe der Wärmefreisetzungsrate der ersten Einspritzung mit der von Leindotteröl.

Eine weitere Abweichung von der erwarteten Zündwilligkeit von Sonnenblumenöl zeigt der Zündverzug aus Abbildung 69. Der Zündverzug wurde als Differenz zwischen dem Brennbeginn und dem Ansteuerbeginn des Injektors berechnet. Als Brennbeginn wurde der Nulldurchtritt der Heizverlaufskurve nach Ansteuerbeginn des Injektors definiert.

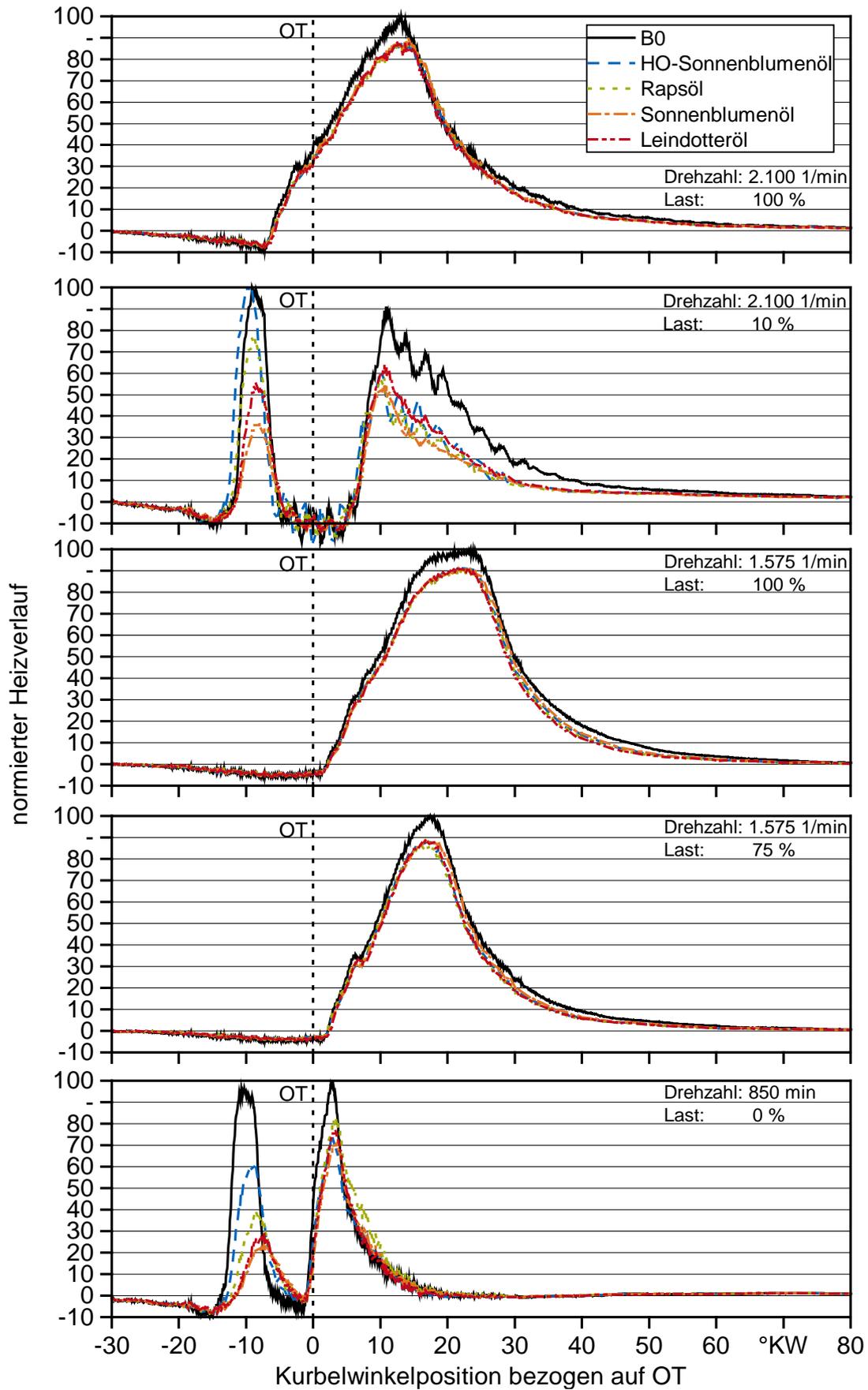


Abbildung 68: Mit der maximalen Wärmefreisetzungsrate von B0 normierter Heizverlauf in Abhängigkeit vom Kraftstoff und dem Betriebspunkt

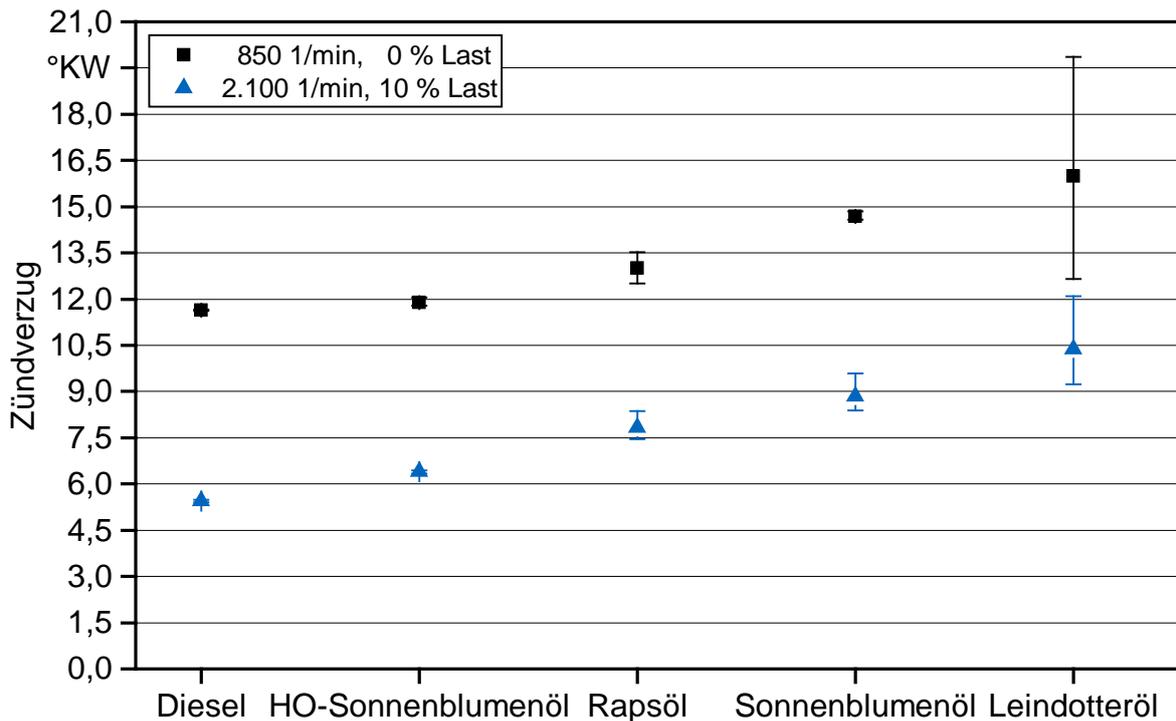


Abbildung 69: Zündverzug der verwendeten Pflanzenöle und B0 bei einer Drehzahl von 2.100 1/min und 10 % Last sowie im Leerlauf

In den Prüfphasen mit 10 % und 0 % Last nimmt der Zündverzug von HO-Sonnenblumenöl über Rapsöl, Sonnenblumenöl bis zu Leindotteröl zu. Dabei liegt der Zündverzug von Sonnenblumenöl zwischen den Werten von Rapsöl und Leindotteröl. Gemäß der generischen Cetanzahl  $GCZ_{500\text{bar}}$  müsste dieser gleich dem von Rapsöl sein. Dagegen ist die im Motor beobachtete Reihenfolge des Zündverzugs der untersuchten Pflanzenöle konsistent mit den Erwartungen gemäß dem Fettsäuremuster. Wie bereits eingangs erwähnt wurde, könnte die gesteigerte Zündwilligkeit von Sonnenblumenöl im AFIDA auf im Öl vorhandene Peroxide zurückgeführt werden. Im Vollmotor könnten die Peroxide möglicherweise eine geringfügigere Auswirkung auf das Zündverhalten haben. Die Sensitivität der Zündwilligkeitsbestimmung im AFIDA auf vorhandene Peroxide sollte deshalb in weiteren Untersuchungen überprüft werden.

Weiter ist auf die große Spannweite des Zündverzugs von Leindotteröl hinzuweisen. Diese ist auf ein instabiles Zünd- und Verbrennungsverhalten nach der Voreinspritzung zurückzuführen. So kann bei einzelnen Verbrennungszyklen ein Ausbleiben der Wärmefreisetzung nach der Voreinspritzung beobachtet werden, während bei anderen eine stark ausgeprägte Wärmefreisetzung stattfand. Die Instabilität in der Wärmefreisetzung geht einher mit der geringeren Zündwilligkeit in Form der  $GCZ_{500\text{bar}}$ .

Insgesamt lässt sich das beobachtete Zündverhalten der untersuchten Pflanzenöle anhand der generischen Cetanzahl  $GCZ_{500\text{bar}}$  beschreiben. Für die vier Pflanzenöle ergibt sich eine sehr gute Übereinstimmung zwischen der generischen Cetanzahl  $GCZ_{500\text{bar}}$  und dem mittleren Zündverzug an den Schwachlastbetriebspunkten (Abbildung 70).

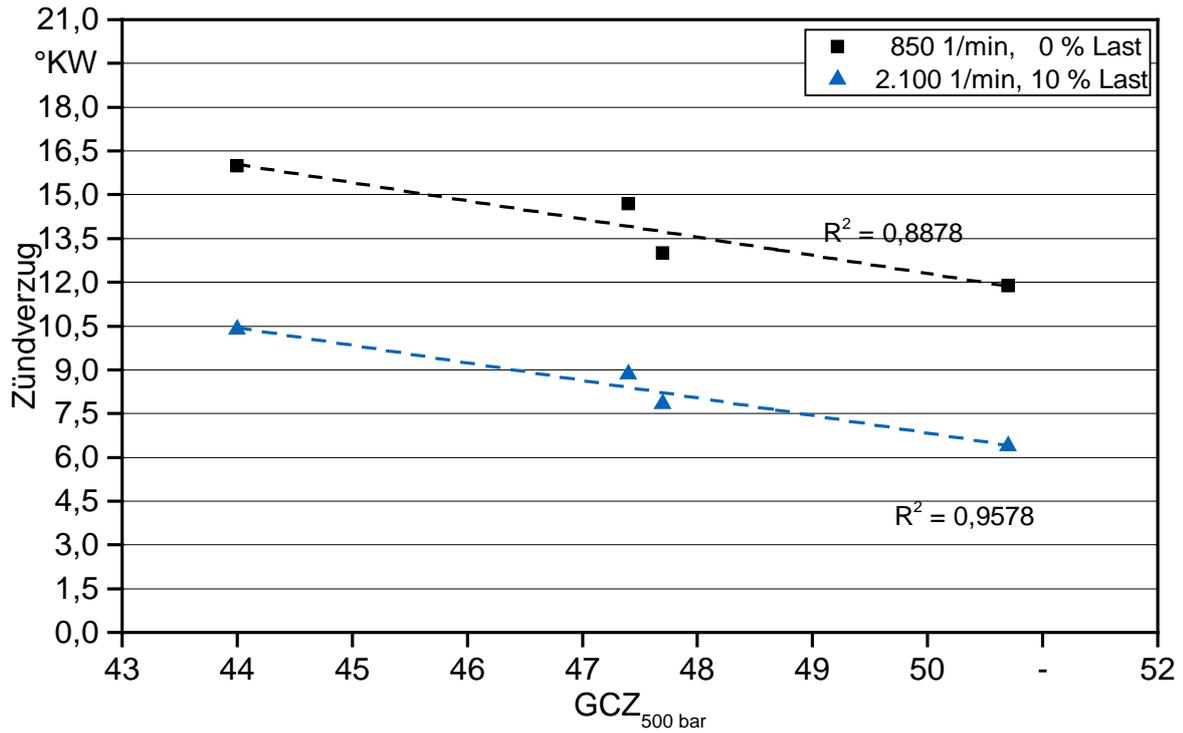


Abbildung 70: Zündverzug der untersuchten Pflanzenöle bei 2.100 1/min und 10 % Last sowie bei 850 1/min und 0 % Last, aufgetragen über der generischen Cetanzahl GCZ<sub>500bar</sub>

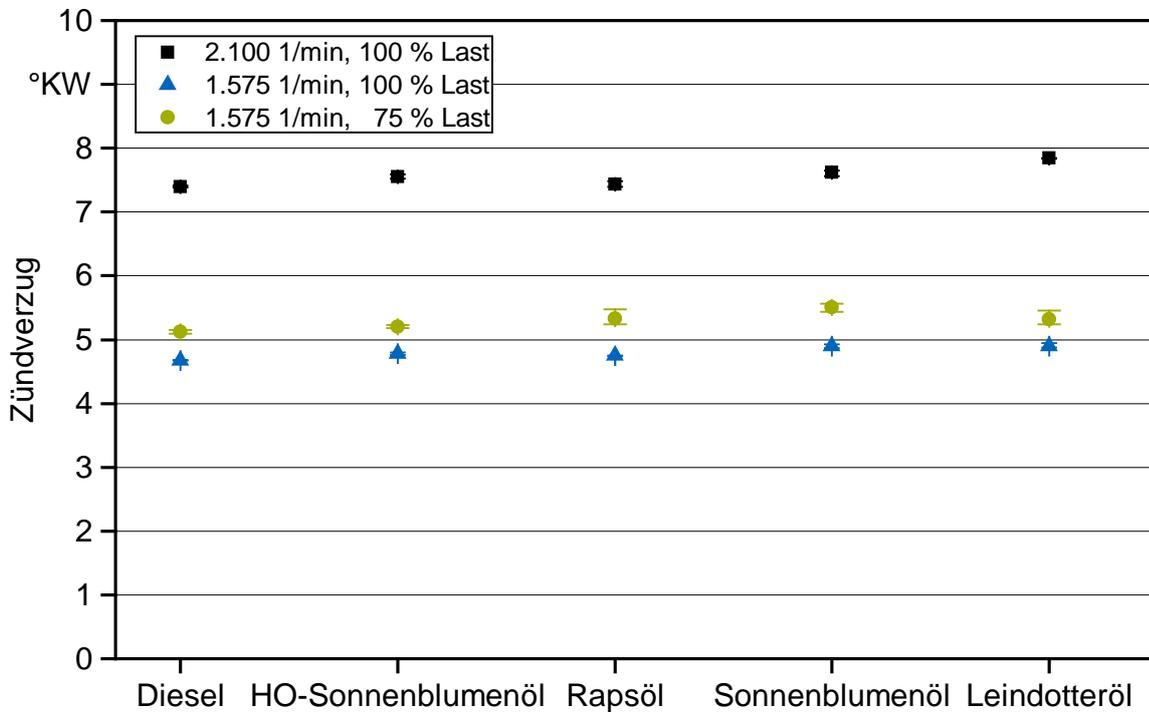


Abbildung 71: Zündverzug der verwendeten Pflanzenöle und B0 bei einer Drehzahl von 2.100 1/min bei 100 % Last und von 1.575 1/min bei 100 % und 75 % Last

Den Zündverzug an den Betriebspunkten mit 100 % und 75 % Last zeigt Abbildung 71. Der Zündverzug der verwendeten Pflanzenöle an den drei Betriebspunkten liegt im Bereich des Zündverzugs von B0. Er unterscheidet sich zwischen den untersuchten Pflanzenölen kaum. Dies geht einher mit den Beobachtungen von DIERINGER (2012) [46], welche ebenfalls im Betriebspunkt mit 75 % keine Unterschiede im Zündverzug zwischen Diesel und unterschiedlichen Pflanzenöle feststellen konnte.

Durch die geringen Unterschiede im Zündverzug ergibt sich, wie Abbildung 72 zeigt, keine Abhängigkeit des mittleren Zündverzugs von der ermittelten generischen Cetanzahl  $GCZ_{1000bar}$  in den Betriebspunkten mit mittlerer und hoher Last.

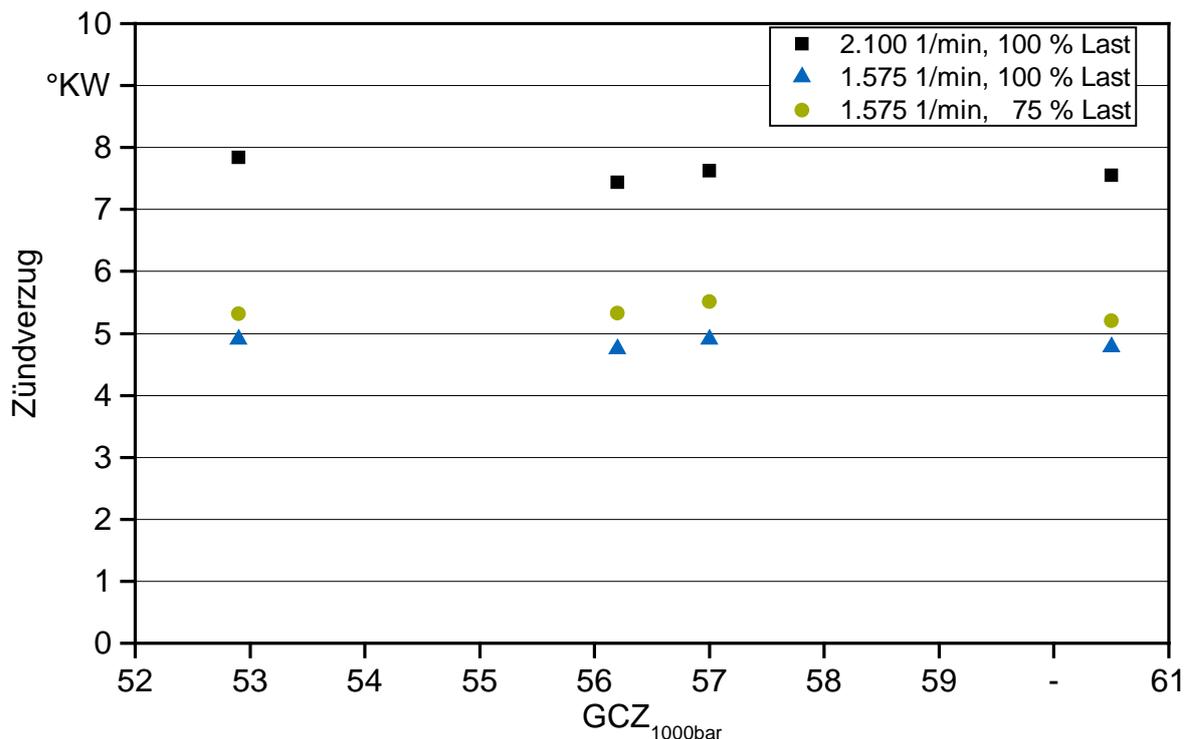


Abbildung 72: Zündverzug der untersuchten Pflanzenöle bei 2100 1/min und 100 % Last sowie bei 1.575 1/min und 100 % und 75 % Last, aufgetragen über der generischen Cetanzahl  $GCZ_{1000bar}$

### Fazit

Der Einfluss von Brennkammerdruck, -Temperatur sowie unterschiedlicher Einspritzparameter auf das Zünd- und Verbrennungsverhalten von Pflanzenölen im Vergleich zu Referenzkraftstoffen wurde am AFIDA untersucht. Dabei konnte eine hohe Abhängigkeit des Zündverhaltens von den Betriebsparametern aufgezeigt werden. Diese Erkenntnisse führten zur Definition einer neuen Kennzahl zur Bewertung der Zündwilligkeit von Pflanzenölkraftstoffen.

Durch die Analyse des Zündverhaltens von vier Pflanzenölkraftstoffen im Vollmotor konnten die im AFIDA gefundenen Zusammenhänge bestätigt werden. Die Zündwilligkeit

von Pflanzenölkraftstoff liegt unter ungünstigen Verbrennungsbedingungen unterhalb der von Dieselmotorkraftstoff. Dies führt im Vollmotor zu einer schlechteren Brennstoffumsetzung, was durch eine geringere Wärmefreisetzung vor allem bei frühen Einspritzzeitpunkten deutlich wurde. Mit zunehmender Motordrehzahl und Last gleicht sich das Zündverhalten der untersuchten Pflanzenöle dem von B0 an, was im AFIDA anhand einer Zündwilligkeit größer gleich der des verwendeten Dieselmotorkraftstoffs prognostiziert wurde.

Weiterer Forschungsbedarf besteht zur Überprüfung der gefundenen Zusammenhänge an weiteren Motorsystemen und weiteren Betriebspunkten sowie einer größeren Anzahl an Pflanzenölen. Ferner sollte überprüft werden, ob die im AFIDA ermittelte höhere Zündwilligkeit der hier untersuchten Pflanzenöle in Form der  $GCZ_{1000\text{bar}}$  in dem verwendeten Motor darstellbar ist. Hierzu könnten zum Beispiel Vergleichsmessungen mit konventionellen Kraftstoffen mit einer Cetanzahl im Bereich von 55 bis 65 verwendet werden. Diese Untersuchungen können dazu beitragen, die Methodik in einem weiteren Schritt zu validieren und gegebenenfalls weiter zu verbessern.

## Zusammenfassung

Der Verkehrssektor trägt mit knapp 20 % zu den Treibhausgasemissionen Deutschlands bei. Dabei nimmt der Straßenverkehr den größten Anteil der Emissionen ein. Vor dem Hintergrund, die Treibhausgasemissionen bis zum Jahr 2020 um 40 % gegenüber 1990 senken zu wollen, ergibt sich die Notwendigkeit, in diesem Sektor emissionsmindernde Maßnahmen zu ergreifen. Dabei gibt es vor allem für den Nutzfahrzeugbereich und Off-Road-Bereich langfristig keine Alternative zu flüssigen Energieträgern. Zielführende Maßnahmen können in diesen Bereichen Schritte zur Effizienzsteigerung im Antriebsstrang sowie der Einsatz alternativer flüssiger Kraftstoffe mit hohem Treibhausgasminde rungspotenzial sein.

Im Nutzfahrzeugbereich sowie im Off-Road-Bereich kommen fast ausschließlich Dieselmotoren zum Einsatz. Voraussetzung für die Substitution von Dieseldieselkraftstoff durch alternative Kraftstoffe ist, dass diese den zunehmenden Anforderungen der Kraftstoffqualität entsprechen.

Eine Anforderung für Dieseldieselkraftstoffe ist die Bewertung der Zündwilligkeit. Die Zündwilligkeit gibt an, wie groß die Neigung eines Kraftstoffs zur Selbstzündung ist und wird in Form der Cetanzahl angegeben. Die Cetanzahl-Skala umspannt einen Bereich von 0 bis 100. Die Zündwilligkeit nimmt mit steigender Cetanzahl zu. Für konventionellen Dieseldieselkraftstoff nach DIN EN 590 wird eine minimale Cetanzahl von 51 gefordert. Die Cetanzahl wird motorischen Prüfverfahren oder in Messgeräten mit konstantem Brennkammervolumen bestimmt. Untersuchungen in der Vergangenheit zeigten jedoch, dass die bereits existierenden Prüfverfahren für alternative Kraftstoffe mit sehr hoher Zündwilligkeit oder stark abweichenden physikalischen Eigenschaften nicht geeignet sind.

Alternative Kraftstoffe für den Einsatz im Selbstzündungsmotor können zum Beispiel Pflanzenöle, Fettsäuremethylester (FAME), hydrierte Pflanzenöle (HVO) oder langkettige Alkohole sein. Während sich FAME und HVO im Hinblick auf die stofflichen Eigenschaften nur geringfügig von konventionellem Dieseldieselkraftstoff unterscheiden, weichen Pflanzenöle vor allem bezüglich der kinematischen Viskosität von Dieseldieselkraftstoff ab.

Das Zündverhalten und damit die Zündwilligkeit werden sowohl durch die physikalischen Eigenschaften als auch durch den molekularen Aufbau eines Kraftstoffs beeinflusst. Die physikalischen Eigenschaften wirken sich auf den Ablauf der Gemischaufbereitung aus, während der molekulare Aufbau die Schnelligkeit der ablaufenden chemischen Reaktionen bestimmt. Eine niedrige Viskosität und eine geringe Verdampfungstemperatur begünstigen dabei die Gemischaufbereitung. Weiter kann durch Steigerung des Einspritzdrucks sowie der Brennkammertemperatur die Gemischaufbereitung beschleunigt und damit der Zündverzug reduziert werden.

Die Bestimmung der Zündwilligkeit in derzeit existierenden Prüfverfahren erfolgt im Vergleich zu modernen Dieselmotoren bei sehr geringen Einspritzdrücken sowie geringen Brennkammertemperaturen. Dadurch lässt sich speziell für Pflanzenölkraftstoff nur eine geringe Zündwilligkeit bestimmen. Durch Untersuchungen an Vollmotoren konnte jedoch

gezeigt werden, dass Pflanzenöle im Vergleich zu Dieselmotorkraftstoff ein durchaus besseres Zündverhalten aufweisen können. Speziell in den Betriebspunkten mit hoher Last und damit hohen Brennraumtemperaturen und hohen Einspritzdrücken konnte eine Zunahme der Zündwilligkeit beobachtet werden. In Schwachlastpunkten kehrt sich dieser Trend um und die Zündwilligkeit nimmt im Vergleich zu konventionellem Kraftstoff ab.

Im Hinblick auf das bekannte, betriebspunktabhängige Zündverhalten von Pflanzenölkraftstoff wird das Zünd- und Verbrennungsverhalten sowohl von Pflanzenölkraftstoff als auch von weiteren alternativen Kraftstoffen im Vergleich zu Referenzkraftstoffen untersucht. Ausgehend von den gewonnenen Kenntnissen werden Betriebspunkte zur Zündwilligkeitsbestimmung ausgewählt. Die Zündwilligkeitsbestimmung in Abhängigkeit der Betriebsparameter soll letztlich Aufschluss darüber geben, ob bisherige Messmethoden die Zündwilligkeit alternativer Kraftstoffe richtig erfassen oder ob neue Ansätze zur Bewertung der Zündwilligkeit notwendig sind.

Die Referenzbasis bilden acht Mischungen der primären Referenzkraftstoffe 1-Methynaphthalin und n-Cetan in einem Cetanzahlbereich von 35 bis 82 und ein konventioneller Referenzdieselmotorkraftstoff (B0). Als alternative Kraftstoffe werden neun Pflanzenöle, ein Wachsester (Jojobaöl), ein langkettiger Alkohol (1-Oktanol), drei Fettsäuremethylester (FAME) und ein hydriertes Pflanzenöl (HVO) ausgewählt. Die Analyse des Zünd- und Verbrennungsverhaltens erfolgt am Advanced Fuel Ignition Delay Analyser, einem neuartigem Messgerät mit konstantem Brennkammervolumen und einem modernem Hochdruckeinspritzsystem. Die Verbrennungseigenschaften werden durch Variation der Brennkammertemperatur von 750 K bis 967 K bei einer Brennkammerluftdichte von 4,7 kg/m<sup>3</sup>, 9,3 kg/m<sup>3</sup> und 17,7 kg/m<sup>3</sup> sowie einem Einspritzdruck von 1000 bar untersucht. Das Zündverhalten wird anhand der zwei Zündverzugs-kriterien, der Pressure-Recovery-Point-Methode und dem Wendetangentenverfahren, bewertet.

Anhand einer Massenbilanz am Injektor lässt sich der aus der Literatur bekannte Effekt einer abnehmenden Einspritzmenge bei Verwendung eines Pflanzenöls an einem elektrisch angesteuerten Injektor nachstellen. Bei gleichbleibender Ansteuerdauer liegt die Einspritzmenge von Rapsöl im Durchschnitt 27 % unterhalb der von B0. Durch Anheben der Ansteuerdauer lässt sich die Einspritzmenge von Rapsöl der von B0 angleichen. Der Einfluss der Einspritzmenge auf den Zündverzug nach dem Wendetangentenverfahren und der Pressure-Recovery-Point-Methode erweist sich jedoch als gering. Deshalb wurde für die Analyse des Zünd- und Verbrennungsverhaltens von einer Anpassung der Einspritzmenge abgesehen.

Die Analyse des Zünd- und Verbrennungsverhaltens aller untersuchten Kraftstoffe zeigt, dass mit zunehmender Cetanzahl eines Kraftstoffes sowie mit steigender Brennkammertemperatur und -luftdichte der Zündverzug abnimmt. Es lässt sich zeigen, dass mit zunehmender Brennkammertemperatur und Brennkammerluftdichte das Verbrennungsverhalten von einer überwiegend vorgemischten zu einer überwiegend mischungskontrollierten Verbrennung übergeht. Dieser Übergang wird durch einen parabelförmigen Verlauf der Brenndauer in Abhängigkeit vom Zündverzug deutlich. Weiter lässt sich zeigen,

dass die Mischungen aus 1-Methylnaphthalin und n-Cetan generell das Zünd- und Verbrennungsverhalten alternativer Kraftstoffe erfassen können.

Erwartungsgemäß ergibt sich für den konventionellen Dieselpowerstoff B0 gemäß dessen Cetanzahl eine sehr gute Übereinstimmung mit dem primären Referenzkraftstoffgemisch PRF53 über einen weiten Betriebsparameterbereich. Das Zünd- und Verbrennungsverhalten der verwendeten alternativen Kraftstoffe weicht hingegen in Abhängigkeit der hier verwendeten Betriebsparameter mehr oder weniger stark von dem der primären Referenzkraftstoffe ab.

Für HVO lässt sich sowohl das Zünd- als auch das Verbrennungsverhalten durch das primäre Referenzkraftstoffgemisch PRF82 mit einer Cetanzahl von 82 hinreichend genau beschreiben. Die Zuordnung eines Referenzkraftstoffgemisches mit einer höheren Zündwilligkeit als der im IQT bestimmten lässt sich mit den Unterschieden in den physikalischen Eigenschaften sowie der stofflichen Zusammensetzung der Referenzkraftstoffe und HVO begründen.

Das Zündverhalten von 1-Oktanol kann nur an bestimmten Betriebspunkten durch die verwendeten primären Referenzkraftstoffgemische beschrieben werden. Während für den Beginn der Hauptverbrennung für Brennkammerluftdichten größer gleich  $9,3 \text{ kg/m}^3$  das primäre Referenzkraftstoffgemisch PRF35 das Zündverhalten von 1-Oktanol hinreichend genau erfasst, kann für das Zündverhalten nach der Pressure-Recovery-Point-Methode keine konsistente Übereinstimmung zwischen 1-Oktanol und den primären Referenzkraftstoffen gefunden werden. Dies lässt sich auf die größeren Unterschiede in den physikalischen Eigenschaften, vor allem den Verdampfungseigenschaften der verwendeten Kraftstoffe, zurückführen. Die Abweichungen zwischen dem Verlauf der Verbrennung von 1-Oktanol und dem primären Referenzkraftstoffgemisch PRF35 werden mit zunehmender Brennkammertemperatur geringer.

Für eine Brennkammerluftdichte größer gleich  $9,3 \text{ kg/m}^3$  lässt sich das Zünd- und Verbrennungsverhalten der drei FAME durch primäre Referenzkraftstoffgemische abbilden. Für Palmölmethylester kann dabei auf Basis des Zündverzugs eine höhere Zündwilligkeit im Vergleich zu der im IQT ermittelten beobachtet werden. Dies wird auf den kürzeren physikalischen Zündverzug zurückgeführt, welcher durch den hohen Einspritzdruck von 1000 bar im AFIDA erzielt wird.

Die untersuchten Pflanzenöle weisen generell einen verkürzten Zündverzug im Vergleich zu den Referenzkraftstoffen auf. Bei geringen Brennkammertemperaturen kann hingegen eine deutliche Verschlechterung des Verbrennungsverhaltens beobachtet werden. Die Analyse des Zünd- und Verbrennungsverhaltens von Pflanzenöl zeigt, dass eine schnelle Umsetzung des in die Brennkammer eingespritzten Kraftstoffs erst ab Brennkammertemperaturen größer gleich 852 K erfolgt. Für niedrigere Brennkammertemperaturen wird die maximale Umsatzrate durch die langsam ablaufende Gemischaufbereitung limitiert.

Die Analyse des Zünd- und Verbrennungsverhaltens zeigt diejenigen Betriebspunkte auf, die sich zur Bewertung der Zündwilligkeit am besten eignen. Als geeignete Betriebspunkte

te erweisen sich die mit einer Brennkammerluftdichte von  $9,3 \text{ kg/m}^3$  und einer Brennkammertemperatur größer gleich  $822 \text{ K}$ . Zusätzlich wird die Zündwilligkeit an einem Betriebspunkt mit einer Brennkammertemperatur von  $852 \text{ K}$ , einer Brennkammerluftdichte von  $9,3 \text{ kg/m}^3$  und einem Einspritzdruck von  $500 \text{ bar}$  bestimmt. Die generische Cetanzahl korreliert das Zündverhalten eines Kraftstoffs direkt mit dem der primären Referenzkraftstoffe.

Die Verwendung des Zündverzugs sowohl nach der Pressure-Recovery-Point-Methode als auch nach dem Wendetangentenverfahren eignet sich an den hier gewählten Betriebspunkten nicht zur Bestimmung einer mit dem CFR-Motor vergleichbaren Zündwilligkeit in Form der generischen Cetanzahl. Deshalb wird die Zündschwelle als neues Kriterium zur Bestimmung der generischen Cetanzahl definiert. Die Zündschwelle gibt den relativen Druckanstieg an, der durch Wärmefreisetzung überwunden werden muss. Dabei nimmt die Schwelle mit zunehmender Cetanzahl und zunehmender Brennkammertemperatur ab. Über den Zeitpunkt, an dem ein Kraftstoff die Schwelle überschreitet, lässt sich die Zündwilligkeit in Form der generischen Cetanzahl bestimmen. Mithilfe von konventionellen Kraftstoffen mit bekannter Cetanzahl kann die Vergleichbarkeit der ermittelten generischen Cetanzahl mit den Zündwilligkeitswerten aus dem CFR-Motor gezeigt werden.

Die Methode der Zündschwelle wird angewandt, um die Zündwilligkeit der alternativen Kraftstoffe in Abhängigkeit der Betriebspunkte zu bewerten. Für den konventionellen Kraftstoff B0 sowie für die Kraftstoffe 1-Oktanol, FAME und HVO kann keine Abhängigkeit der Zündwilligkeit von der Brennkammertemperatur oder dem Einspritzdruck beobachtet werden. Für Jojobaöl und Pflanzenöl zeigt sich hingegen eine starke Abhängigkeit der generischen Cetanzahl von den Betriebsparametern. Dabei nimmt generell die Zündwilligkeit mit zunehmender Brennkammertemperatur und steigendem Einspritzdruck zu. Die aus der Literatur bekannten Erkenntnisse eines stark betriebspunktabhängigen Zündverhaltens von Pflanzenöl lassen sich damit bestätigen. Gleichzeitig zeigt sich, dass bisher existierende Methoden zur Zündwilligkeitsbestimmung für hochviskose Kraftstoffe wie Pflanzenöl oder Jojobaöl für eine umfassende Bewertung der Zündwilligkeit nicht ausreichend sind.

Aus diesem Grund wird eine neue Methode zur Bewertung der Zündwilligkeit von Pflanzenölkraftstoff und anderen hochviskosen Kraftstoffen in Form der Viskose-Fluid-Cetanzahl (VFCZ) entworfen. Die Schreibweise zur Angabe der Zündwilligkeit nach der Viskose-Fluid-Cetanzahl ist  $VFCZ (GCZ_{500\text{bar}}) \setminus \setminus (GCZ_{1000\text{bar}})$ .

Darin ist  $GCZ_{500\text{bar}}$  die generische Cetanzahl bei einer Brennkammertemperatur von  $852 \text{ K}$  und einem Einspritzdruck von  $500 \text{ bar}$  und  $GCZ_{1000\text{bar}}$  die generische Cetanzahl bei einer Brennkammertemperatur von  $967 \text{ K}$  und einem Einspritzdruck von  $1000 \text{ bar}$ . Die Brennkammerluftdichte beträgt an beiden Betriebspunkten  $9,3 \text{ kg/m}^3$ . Die generische Cetanzahl  $GCZ_{500\text{bar}}$  beschreibt die Zündwilligkeit unter erschwerten Betriebsbedingungen, während  $GCZ_{1000\text{bar}}$  für einen optimierten Betriebszustand steht.

Erste Untersuchungen zum Betriebspunktabhängigen Zündverhalten verschiedener Pflanzenöle an einem pflanzenöлтаuglichen Vollmotor konnten den neu definierten Ansatz zur Charakterisierung der Zündwilligkeit in Form der Viskose-Fluid-Cetanzahl bestätigen.

Mithilfe der Viskose-Fluid-Cetanzahl ist es möglich, diese Kraftstoffe umfassender für ihre motorische Verwendbarkeit zu beschreiben als bisher. Damit lassen sich gezielt optimierte Betriebsbedingungen ableiten, die eine günstige Zündwilligkeit bewirken. Die Methode zur Bestimmung der Viskose-Fluid-Cetanzahl bietet weiter die Möglichkeit, die Zündwilligkeit von Pflanzenöl in der Pflanzenölkraftstoffnorm DIN 51623 anzugeben. Dabei kann durch die Definition von Richtwerten für die minimal geforderte Viskose-Fluid-Cetanzahl die gezielte Auswahl von Pflanzenölen als Kraftstoff erleichtert werden. Damit kann eine derzeit existierende Lücke bei der Standardisierung von Pflanzenölkraftstoff geschlossen werden.

Weiterer Handlungsbedarf besteht jedoch, um den Gültigkeitsbereich auch auf diejenigen Pflanzenöle, die eine sehr hohe Zündwilligkeit aufweisen, ausweiten zu können. Um Aussagen über die Präzision der neu definierten Methodik treffen zu können, müssen Versuche an mehreren Messgeräten durchgeführt werden. Ferner lassen sich die hier verwendeten Referenzpunkte und Modelle zur Berechnung der Zündwilligkeit optimieren, wodurch der Vorhersagefehler minimiert werden kann. Der verwendete untere Richtwert zur Angabe eines verlässlichen Motorbetriebs bei Schwachlast wurde durch Vergleich der Anforderungen an die Zündwilligkeit in unterschiedlichen Kraftstoffnormen festgelegt. Um diesen Richtwert weiter spezifizieren zu können, sind weitere Untersuchungen an verschiedenen Motorsystemen notwendig.



## Abstract

In Germany, about 20 % of greenhouse gas emission comes from transport. The largest share is from road transport. By means of reducing greenhouse gas emissions by 40 % until 2020, there is a certain need for emission reduction measures in this sector. In the long term, there is no alternative for using liquid fuels for heavy-duty vehicles and off-road machinery. For this kind of vehicles, the only alternative for reducing greenhouse gas emissions is to improve the efficiency of the powertrain and to use alternative diesel fuels.

Potential alternative diesel fuels are straight, transesterified or hydrotreated vegetable oils, or long-chain alcohols. To serve as a substitute for fossil diesel fuel, each of these alternative fuel candidates must meet the requirements for diesel fuel, given for example in the diesel standard DIN EN 590.

One requirement is ignition quality. Ignition quality is rendered as cetane number with a value between 0 and 100. High ignition quality is reflected in a high cetane number. With regard to the standard DIN EN 590, a minimum cetane number of 51 is required for diesel fuel.

The cetane number is evaluated using engine based measurements or devices with constant volume combustion chambers. However, it could be shown that these methods cannot be used for alternative fuels with very high ignition quality or physical properties different from those of primary reference fuels.

Low injection pressures and low ambient temperatures used in known methods for ignition quality measurement lead to poor ignition quality for vegetable oils because of their high viscosity. Besides this, several engine based measurements showed that the ignition behavior of vegetable oils could be enhanced when running under high load points with high ambient temperature and high injection pressure. However, at low load or idle ignition and combustion gets worse in comparison to conventional diesel fuel.

Because of this known relation, a new method for the determination of ignition quality of vegetable oils needs to be developed. Therefore, the ignition and combustion behavior of different alternative fuels is tested against primary reference fuel mixtures using the Advanced Fuel Ignition Delay Analyzer (AFIDA). The AFIDA is a constant volume combustion chamber apparatus with a modern high pressure injection system. Combustion analysis was done by varying the combustion chamber air temperature from 750 K to 967 K at combustion chamber air density levels of 4.7 kg/m<sup>3</sup>, 9.3 kg/m<sup>3</sup> and 17.7 kg/m<sup>3</sup>, and an injection pressure of 1000 bar. An additional measurement point was selected with a combustion chamber air temperature of 852 K, combustion chamber air density level of 9.3 kg/m<sup>3</sup> and injection pressure of 500 bar. Test fuels included a conventional diesel fuel (B0), nine different vegetable oils, three fatty acid methyl esters, one hydrotreated vegetable oil, one liquid wax ester and one long-chain alcohol. Finally the ignition behavior of vegetable oil fuels was validated in a vegetable oil compatible engine.

In general, ignition delay decreases with an increased cetane number, combustion chamber air temperature and combustion chamber air density level. B0 and primary reference fuel mixtures show good accordance with respect to the relation of ignition and combustion behavior. However, depending on the operational point of the AFIDA, ignition and combustion behavior of the alternative fuels deviate from that of the reference fuels.

Therefore, operational points with best accordance with respect to ignition and combustion behavior between alternative and reference fuels were selected for ignition quality determination. Ignition quality was determined using the ignition threshold. The ignition threshold describes the increase in relative pressure a fuel must overcome in order to initiate high temperature ignition. The ignition threshold shows a linear increase over time and a decrease with an increasing combustion chamber air temperature. The intercept of the relative change in combustion chamber pressure and the ignition threshold was used for calculating the fuel ignition quality in terms of a generic cetane number.

Except for the vegetable oils and the liquid wax ester, there is no influence of the operational points on the generic cetane number. For vegetable oils and the analyzed liquid wax ester, generic cetane number increases with an increase in injection pressure and combustion chamber air temperature. These findings are in line with the known and strong dependence of ignition behavior of vegetable oils on the operational point.

As none of the present methods for determining the ignition quality can reflect this dependence in ignition quality of vegetable oils, a novel method is presented to solve this problem. Therefore, the viscous fluid cetane number VFCN is introduced. The VFCN gives the generic cetane number determined in the AFIDA at two different operational points, one representing a low load or idle point and the other one a high load point of real engine application. The first one uses a combustion chamber air temperature of 852 K and an injection pressure of 500 bar while the combustion chamber air temperature is set at 967 K and the injection pressure at 1000 bar for the second one.

This method allows an overall quantification of ignition quality of high viscous fuels like vegetable oils. It can be used for selecting and optimizing the operational points of real engine applications to achieve good ignition quality. In addition, those high viscous fuels with poor ignition quality at low and high loads can more easily be detected.

To summarize, engine based measurements showed good accordance between the viscous fluid cetane number and the ignition properties in the used engine. In the future, further engine systems should be examined to gather more information on the relationship between the viscous fluid cetane number and combustion behavior in engines. Further research is necessary to expand the usability of the method to high ignition quality fuels, and to provide precision data.

## Quellenverzeichnis

- [1] AATOLA, H.; LARMI, M.; SARJOVAARA, T. (2008): SAE Technical Paper 2008-01-2500 Hydro-treated Vegetable Oil (HVO) as a Renewable Diesel Fuel: Trade-off between NO<sub>x</sub>, Particulate Emission, and Fuel Consumption of a Heavy Duty Engine. SAE International (Hrsg.). Warrendale, PA, USA, zwölf Seiten
- [2] ALBRECHT, U.; SCHMIDT, P.; WEINDORF, W.; WURSTER, R.; ZITTEL, W. (2013): Kraftstoffstudie – Zukünftige Kraftstoffe für Verbrennungsmotoren und Gasturbinen. Eine Expertise für die Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e. V. Abschlussbericht 30. Oktober 2013, Ludwig Boelkow Systemtechnik. Frankfurt am Main: Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e. V. (FVV). FVV-Berichte, Nr. 1031–2013, 201 Seiten
- [3] ALLARD, L. N.; HOLE, N.; WEBSTER, G. D.; RYAN III, T. W.; OTT, D.; BEREGSZASZY, A.; FAIRBRIDGE, C. W.; COOLEY, J.; MITCHELL, K.; RICHARDSON, E. K.; ELLIOT, N. G.; RICHEARD, D. J. (1997): SAE Technical Paper 971636 Diesel Fuel Ignition Quality as Determined in the Ignition Quality Tester (IQT). Part II. SAE International (Hrsg.). Warrendale, PA, USA, neun Seiten
- [4] ALLARD, L. N.; WEBSTER, G. D.; HOLE, N. J.; RYAN III, T. W.; OTT, D.; FAIRBRIDGE, C. W. (1996): SAE Technical Paper 961182 Diesel Fuel Ignition Quality as Determined in the Ignition Quality Tester (IQT). SAE International (Hrsg.). Warrendale, PA, USA, fünf Seiten
- [5] ALLARD, L. N.; WEBSTER, G. D.; RYAN III, T. W.; BAKER, G.; BEREGSZASZY, A.; FAIRBRIDGE, C. W.; ECKER, A.; RATH, J. (1999): SAE Technical Paper 1999-01-3591 Analysis of the Ignition Behaviour of the ASTM D-613 Primary Reference Fuels and Full Boiling Range Diesel Fuels in the Ignition Quality Tester (IQT). Part III. SAE International (Hrsg.). Warrendale, PA, USA, sieben Seiten
- [6] ALLARD, L. N.; WEBSTER, G. D.; RYAN III, T. W.; MATHEASUS, A. C.; BAKER, G.; BEREGSZASZY, A.; READ, H.; MORTIMER, K.; JONES, G. (2001): SAE Technical Paper 2001-01-3527 Diesel Fuel Ignition Quality as Determined in the Ignition Quality Tester (IQT). Part IV. SAE International (Hrsg.). Warrendale, PA, USA, acht Seiten
- [7] ALLEN, J. C.; PITZ, W. J.; FISHER, B. T. (2014): Experimental and Computational Study of n-Heptane Autoignition in a Direct-Injection Constant-Volume Combustion Chamber. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Jg. 136, Nr. 9, S. 091510–091510-8
- [8] ALTIN, R.; CETINKAYA, S.; YÜSECU, H. S. (2001): The potential of using vegetable oil fuels as fuel for diesel engines. *Energy Conversion and Management*, Jg. 42, Nr. 5, S. 529–538
- [9] AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS (ASTM) (2013): ASTM D613 - 13 - 41/2000: Standard Test Method for Cetane Number of Diesel Fuel Oil. West Conshohocken, PA, USA: American Society for Testing and Materials (ASTM), 17 Seiten

- [10] AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS (ASTM) (2014): ASTM D7668 - 14a: Standard Test Method for Determination of Derived Cetane Number (DCN) of Diesel Fuel Oils – Ignition Delay and Combustion Delay Using a Constant Volume Combustion Chamber Method. West Conshohocken, PA, USA: American Society for Testing and Materials (ASTM), 14 Seiten
- [11] ANDRULEIT, H.; BAHR, A.; BABIES, H. G.; FRANKE, D.; MEßNER, J.; PIERAU, R.; SCHAUER, M.; SCHMIDT, S.; WEIHMANN, S. (2012): Energiestudie 2013. Mitarbeiter: Benitz, U.; Bremer, J. Hannover: Bundesanstalt für Geowissenschaften und Rohstoffe (BGR). Reserven, Ressourcen und Verfügbarkeit von Energierohstoffen, Nr. 17, 112 Seiten
- [12] APFELBECK, R.; GESSNER, B. H. (1992): Verwendung von Rapsöl zu Motorentreibstoff und als Heizölersatz in technischer und umweltbezogener Hinsicht -Teil II: Untersuchung der Abgaszusammensetzung von Dieselmotoren beim Betrieb mit Rapsöl und Rapsölmethylester sowie deren Mischungen mit Dieselkraftstoff. Endbericht zum Forschungsvorhaben Zuwendungsbescheid Nr. Z 3/a-0734.1-5147 vom 11.04.1988 des Bayerischen Staatsministeriums für Ernährung, Landwirtschaft und Forsten. Freising: Technische Universität München, Bayerische Landesanstalt für Landtechnik, Freising-Weißenstephan, s. p.
- [13] ATTENBERGER, A.; REMMELE, E. (2003): Entwicklung einer Prüfmethode zur Bestimmung der Cetanzahl von Rapsölkraftstoff. Berichte aus dem TFZ, Nr. 6. Straubing: Technologie- und Förderzentrum im Kompetenzzentrum für Nachwachsende Rohstoffe (TFZ), 82 Seiten, ISSN 1614-1008
- [14] BARSIC, N. J.; HUMKE, A. L. (1981): SAE Technical Paper 810262 Performance and Emissions Characteristics of a Naturally Aspirated Diesel Engine with Vegetable Oil Fuels. Warrendale, PA, USA: SAE International, 14 Seiten
- [15] BASSHUYSEN, R. v.; SCHÄFER, F. (2015): Handbuch Verbrennungsmotor. Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven. 7., vollst. überarb. u. erw. Aufl. Wiesbaden: Springer, 1232 Seiten, ISBN 978-3-658-04677-4
- [16] BATTIN-LECLERC, F.; SIMMIE, J. M.; BLUROCK, E. (2013): Cleaner combustion. Developing detailed chemical kinetic models. Green Energy and Technology. London: Springer, 658 Seiten, ISBN 978-1-4471-5306-1
- [17] BAUMGARDNER, M. E.; SARATHY, S. M.; MARCHESE, A. J. (2013): Autoignition Characterization of Primary Reference Fuels and n-Heptane/n-Butanol Mixtures in a Constant Volume Combustion Device and Homogeneous Charge Compression Ignition Engine. Energy & Fuels, Jg. 27, Nr. 12, S. 7778–7789
- [18] BIRKNER, C. M. (1995): Untersuchung der Eignung von Pflanzenölen als Kraftstoff für Dieselmotoren und Vorstellung eines neuen Pflanzenöl-Motor-Konzeptes. Kaiserslautern: Mainz Fotodruck GmbH, 148 Seiten
- [19] BOCKISCH, M. (1993): Nahrungsfette und -öle. Stuttgart: Verlag Eugen Ulmer, 636 Seiten
- [20] BOERLAGE, G. D.; BROEZE, J. J. (1934): Knock-rating for high-speed C. I. engines fuels. In: DUNSTAN, A. E.; SELL, G. (Hrsg.): Proceedings. Volume II: Refining, Chemical and Testing Section. World Petroleum Congress. Imperial College of Science and Technology, July 19<sup>th</sup>-25<sup>th</sup>, 1933. London: Offices of the Congress, S. 271–280

- [21] BOGIN, G. E.; OSECKY, E.; RATCLIFF, M. A.; LUECKE, J.; HE, X.; ZIGLER, B. T.; DEAN, A. M. (2013): Ignition Quality Tester (IQT) Investigation of the Negative Temperature Coefficient Region of Alkane Autoignition. *Energy & Fuels*, Jg. 27, Nr. 3, S. 1632–1642
- [22] BOUCHÉ, T.; HINZ, M.; HIEBER, D.; TSCHÖKE, H. (1997): Einfluß verschiedener Pflanzenöl-Eigenschaften auf Verbrennung und Schadstoffbildung in einem direkteinspritzenden Dieselmotor. *MTZ Motortechnische Zeitschrift*, Jg. 58, Nr. 3, S. 148–154
- [23] BREUER, C. (1994): Beitrag zur Verbrennung von Rapsöl und Rapsölmethylester in direkteinspritzenden Dieselmotoren. Reihe 12: Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik, Nr. 219. 1. Aufl. Düsseldorf: VDI-Verlag, 134 Seiten
- [24] BUNDESMINISTERIUM FÜR UMWELT, NATURSCHUTZ, BAU UND REAKTORSICHERHEIT (BMUB) (2015): Klimaschutzbericht 2015. Zum Aktionsprogramm Klimaschutz 2020 der Bundesregierung. Stand: November 2015. Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz, Bau und Reaktorsicherheit (BMUB) (Hrsg.). Berlin, 82 Seiten
- [25] CAI, L.; UYGUN, Y.; TOGBÉ, C.; PITSCH, H.; OLIVIER, H.; DAGAUT, P.; SARATHY, S. M. (2015): An experimental and modeling study of 1-octanol combustion. *Proceedings of the Combustion Institute*, Jg. 35, Nr. 1, S. 419–427
- [26] CHEN, G.; SHEN, Y.; ZHANG, Q.; YAO, M.; ZHENG, Z.; LIU, H. (2013): Experimental study on combustion and emission characteristics of a diesel engine fueled with 2,5-dimethylfuran-diesel, n-butanol-diesel and gasoline-diesel blends. *Energy*, Jg. 54, S. 333–342
- [27] CONIGLIO, L.; BENNADJI, H.; GLAUDE, P.-A.; HERBINET, O.; BILLAUD, F. (2013): Combustion chemical kinetics of biodiesel and related compounds (methyl and ethyl esters): Experiments and modeling – Advances and future refinements. *Progress in Energy and Combustion Science*, Jg. 39, Nr. 4, S. 340–382
- [28] D’ALESSANDRO, B.; BIDINI, G.; ZAMPILLI, M.; LARANCI, P.; BARTOCCI, P.; FANTOZZI, F. (2016): Straight and waste vegetable oil in engines: Review and experimental measurement of emissions, fuel consumption and injector fouling on a turbocharged commercial engine. *Fuel*, Jg. 182, Nr. 10 (October), S. 198–209
- [29] DAHO, T.; VAITILINGOM, G.; OUIMINGA, S. K.; PIRIOU, B.; ZONGO, A. S.; OUOBA, S. KOU-LIDIATI, J. (2013): Influence of engine load and fuel droplet size on performance of a CI engine fueled with cottonseed oil and its blends with diesel fuel. *Applied Energy*, Jg. 111, Nr. 11, S. 1046–1053
- [30] DEC, J. E. (1997): SAE Technical Paper 970873 A Conceptual Model of DI Diesel Combustion Based on Laser-Sheet Imaging. Congress & Exposition, Session Combustion & Flow Diagnostics, February 1997, Detroit, MI, USA. Proceedings. SAE International (Hrsg.). Warrendale, PA, USA, 1-30
- [31] DEMIRBAS, A. (1998): Fuel properties and calculation of higher heating values of vegetable oils. *Fuel*, Jg. 77, Nr. 9/10, S. 1117–1120
- [32] DEMIRBAS, A. (2008): Relationships derived from physical properties of vegetable oil and biodiesel fuels. *Fuel*, Jg. 87, Nr. 8–9, S. 1743–1748

- [33] DERNOTTE, J.; FOUCHER, F.; HESPEL, C.; HOUILLE, S.; MOUNAÏM-ROUSSELLE, C. (2011): Experimental Study of the Effect of Fuel Properties on the Diesel Injection Process. In: THE COMBUSTION INSTITUTE (BRITISH SECTION) (Hrsg.): Proceedings. 5<sup>th</sup> European Combustion Meeting (ECM2011). Cardiff University, Wales, UK, June 29 - July 1. Cardiff, Wales, UK: The Combustion Institute (British Section), S. 1–6
- [34] DESHMUKH, D.; MOHAN, A. M.; ANAND, T. N. C.; RAVIKRISHNA, R. V. (2012): Spray characterization of straight vegetable oils at high injection pressures. *Fuel*, Jg. 97, Nr. 7, S. 879–883
- [35] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E. V. (DIN) (1999): DIN EN ISO 5165: Bestimmung der Zündwilligkeit von Dieselmotoren. Berlin: Beuth-Verlag, 14 Seiten
- [36] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E. V. (DIN) (2010): DIN 51773: Prüfung flüssiger Kraftstoffe – Bestimmung der Zündwilligkeit (Cetanzahl) von Dieselmotoren mit dem BASF-Prüfmotor. April 2010. Berlin: Beuth-Verlag, 11 Seiten
- [37] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E. V. (DIN) (2012): DIN CEN/TS 15940 - DIN SPEC 53940 15940 / 53940: Kraftstoffe für Kraftfahrzeuge – Paraffinischer Dieselmotorenkraftstoff aus Synthese oder Hydrierungsverfahren – Anforderungen und Prüfverfahren; Deutsche Fassung CEN/TS 15940:2012. Dezember 2012. Berlin: Beuth-Verlag, 15 Seiten
- [38] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E. V. (DIN) (2012): DIN EN 14214: Flüssige Mineralölerzeugnisse – Fettsäure – Methylester (FAME) zur Verwendung in Dieselmotoren und als Heizöl – Anforderungen und Prüfverfahren. Berlin: Beuth-Verlag, 24 Seiten
- [39] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E. V. (DIN) (2012): DIN EN 16144: Flüssige Mineralölerzeugnisse – Bestimmung des Zündverzugs und der abgeleiteten Cetanzahl (ACZ) von Mitteldestillatkraftstoffen – Verfahren mit festen Einspritzzeiten in einer Verbrennungskammer konstanten Volumens. Mai 2012. Berlin: Beuth-Verlag, 23 Seiten
- [40] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E. V. (DIN) (2013): DIN EN 15195: Flüssige Mineralölerzeugnisse – Bestimmung des Zündverzugs und der abgeleiteten Cetanzahl (ACZ) von Kraftstoffen aus Mitteldestillaten in einer Verbrennungskammer mit konstantem Volumen; Deutsche Fassung prEN 15195:2013. Entwurf. Juli 2013. Berlin: Beuth-Verlag, 30 Seiten
- [41] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E. V. (DIN) (2013): DIN EN 228: Kraftstoffe für Kraftfahrzeuge – Unverbleite Ottokraftstoffe – Anforderungen und Prüfverfahren; Deutsche Fassung EN228:2012 Januar 2013. Berlin: Beuth-Verlag, 20 Seiten
- [42] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E. V. (DIN) (2014): DIN EN 590: Kraftstoffe für Kraftfahrzeuge – Dieselmotorenkraftstoff – Anforderungen und Prüfverfahren; Deutsche Fassung EN 590:2013 + AC: 2014; April 2014. Berlin: Beuth-Verlag, 16 Seiten
- [43] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E. V. (DIN) (2015): DIN 51623: Kraftstoffe für pflanzenölaugliche Motoren – Pflanzenölmotorenkraftstoff – Anforderungen und Prüfverfahren, Ersatz für DIN SPEC 51623:2012:06, Dezember 2015. Berlin: Beuth-Verlag, 25 Seiten
- [44] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E. V. (DIN) (2016): DIN 51605: Kraftstoffe für pflanzenölaugliche Motoren – Rapsölmotorenkraftstoff – Anforderungen und Prüfverfahren, Ersatz für DIN 51605:2010-09, Januar 2016. Berlin: Beuth-Verlag, 15 Seiten

- [45] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E. V. (1996): DIN EN ISO 8178-4 - Hubkolben-Verbrennungsmotoren, Abgasmessung. Teil 4: Prüfzyklen für verschiedene Motorverwendungen. Dezember 1996. Berlin: Beuth Verlag, 14 Seiten
- [46] DIERINGER, S. (2012): Der Flexfuel Traktor. Untersuchungen zum Verbrennungsverhalten von Pflanzenölkraftstoffen und zur Unterscheidbarkeit fossiler und biogener Kraftstoffe. Dissertation zur Erlangung des Grades eines Doktors der Agrarwissenschaften. Agrarwissenschaft. Aachen: Shaker Verlag, 160 Seiten, ISBN 978-3-84401010-7
- [47] DOBIASCH, A. (2000): Einfluss der chemischen und physikalischen Eigenschaften von regenerativen Kraftstoffen auf das Emissionsverhalten von Verbrennungsmotoren. Dissertation. VDI-Fortschritt-Berichte, VDI-Reihe 12: Verkehrstechnik / Fahrzeugtechnik, Nr. 428. Düsseldorf: VDI-Verlag, 173 Seiten, ISBN 978-3-18-342812-0
- [48] DORN, B.; WEHMANN, C.; WINTERHALTER, R.; ZAHORANSKY, R. (2007): Particle and Gaseous Emissions of Diesel Engines Fuelled by Different Non-Esterified Plant Oils. 8<sup>th</sup> International Conference on Engines for Automobiles, September 16-20<sup>th</sup>, 2007, Hotel La Palma - Capri (Na), Session: Fuels, Alternate Fuels. B. M. Vaglieco, E. F. Corcione, S. S. Merola, Istituto Motori SAE\_NA (Hrsg.). Capri, Italy, S. 1–6
- [49] DRENTH, A. C.; OLSEN, D. B.; CABOT, P. E.; JOHNSON, J. J. (2014): Compression ignition engine performance and emission evaluation of industrial oilseed biofuel feedstocks camelina, carinata, and pennycress across three fuel pathways. Fuel, Jg. 136, Nr. 11 (November), S. 143–155
- [50] DRESSLER, D.; ENGELMANN, C.; REMMELE, E. (2015): Opportunities for decentralized production of rapeseed oil fuel considering the rate of greenhouse gas reduction. In: BUNDESVERBAND BIOENERGIE E. V. (BBE); UNION ZUR FÖRDERUNG VON OEL- UND PROTEINPFLANZEN E. V. (UFOP); BUNDESVERBAND DER DEUTSCHEN BIOETHANOLWIRTSCHAFT E. V. (BDBE); FACHVERBAND BIOGAS E. V. (Hrsg.): Kraftstoffe der Zukunft 2015. 12. Internationaler Fachkongress für Biokraftstoffe. CityCube, Berlin, 19.–20.01. Bonn: Bundesverband BioEnergie e. V. (BBE), S. 1–24
- [51] ELEND, C.; ANTRANIKIAN G. (2009): Grundlagen der bio-chemischen Umwandlung. Stoffwechsel und Energieerzeugung. In: KALTSCHMITT, M.; HARTMANN, H.; HOFBAUER, H. (Hrsg.): Energie aus Biomasse. Grundlagen, Techniken und Verfahren. 2<sup>nd</sup> ed. Dordrecht, Heidelberg, London, New York: Springer-Verlag, S. 774–782, ISBN 978-3-540-85094-6
- [52] EMBERGER, P.; HEBECKER, D.; PICKEL, P.; REMMELE, E.; THUNEKE, K. (2015): Ignition and combustion behaviour of vegetable oils after injection in a constant volume combustion chamber. Biomass and Bioenergy, Jg. 78, Nr. 7, S. 48–61
- [53] EMBERGER, P.; HEBECKER, D.; PICKEL, P.; REMMELE, E.; THUNEKE, K. (2016): Emission behaviour of vegetable oil fuel compatible tractors fuelled with different pure vegetable oils. Fuel, Jg. 167, Nr. 3, S. 257–270
- [54] EMBERGER, P.; LANDIS, M.; KRAMMER, K.; PRANKL, H.; SCHAUFLE, H.; SCHIESS, I.; THUNEKE, K. (2011): Emissionsmessungen an einem Traktor – Ringversuch von ART, FJ-BLT und TFZ. Landtechnik, Jg. 66, Nr. 1, S. 56–59

- [55] EMBERGER, P.; THUNEKE, K.; REMMELE, E. (2013): Pflanzenöлтаugliche Traktoren der Abgasstufe IIIA. Prüfstandsuntersuchungen und Feldeinsatz auf Betrieben der Bayerischen Landesanstalt für Landwirtschaft. Berichte aus dem TFZ, Nr. 32. Straubing: Technologie- und Förderzentrum im Kompetenzzentrum für Nachwachsende Rohstoffe (TFZ), 125 Seiten, ISSN 1614-1008
- [56] EMBERGER, P.; THUNEKE, K.; REMMELE, E.; GASSNER, T.; PICKEL, P. (2010): Exhaust Gas Emissions of New Vegetable Oil Compatible Exhaust Gas State IIIA Tractors. Emission Behaviour with Rapeseed, Sunflower and Soybean Oil. In: VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE E. V. (VDI); MAX-EYTH-GESELLSCHAFT AGRARTECHNIK (MEG) (Hrsg.): Partnerschaften für neue Innovationspotenziale. Tagungsband. LAND.TECHNIK AgEng 2010, 68. Internationale Tagung. Braunschweig, 27. und 28. Oktober 2010. VDI-Berichte, Nr. 2111. Düsseldorf: VDI-Verlag, S. 79–84, ISBN 978-3-18-092111-2
- [57] ESTEBAN, B.; RIBA, J.-R.; BAQUERO, G.; RIUS, A.; PUIG, R. (2012): Temperature dependence of density and viscosity of vegetable oils. Biomass and Bioenergy, Jg. 42, Nr. 7 (July), S. 164–171
- [58] Ettl, J.; BERNHARDT, H.; THUNEKE, K.; EMBERGER, P.; REMMELE, E. (2016): Dynamische Emissions- und Kraftstoffverbrauchsmessung an pflanzenöлтаuglichen Traktoren. Landtechnik, Jg. 71, Nr. 2, S. 44–54
- [59] Ettl, J.; EMBERGER, P.; THUNEKE, K.; REMMELE, E. (2016): Pflanzenöлтаugliche Traktoren der Abgasstufen I bis IIIB. Begleitforschung zum Einsatz pflanzenöлтаuglicher Traktoren auf bayerischen Versuchsgütern. In Kooperation mit: Bayerische Landesanstalt für Landwirtschaft (LfL), John Deere European Technology Innovation Center, BayWa AG. Berichte aus dem TFZ, Nr. 47. Straubing: Technologie- und Förderzentrum im Kompetenzzentrum für Nachwachsende Rohstoffe (TFZ), 179 Seiten, ISSN 1614-1008
- [60] FLYNN, P. F.; DURRETT, R. P.; HUNTER, G. L.; ZUR LOYE, A. O.; AKINYEMI, O. C.; DEC, J. E.; WESTBROOK, C. K. (1999): SAE Technical Paper 1999-01-0509 Diesel Combustion. Congress & Exposition, Session Diesel Engine Combustion Processes, March 1999. Detroit, MI, USA. Proceedings, An Integrated View Combining Laser Diagnostics, Chemical Kinetics, and Validation. SAE INTERNATIONAL (Hrsg.). Warrendale, PA, USA, S. 117–131
- [61] FREEDMAN, B.; BAGBY, M. O.; CALLAHAN, T. J.; RYAN III, T. W. (1990): SAE Technical Paper 900343 Cetane Numbers of Fatty Esters, Fatty Alcohols and Triglycerides Determined in a Constant Volume Combustion Bomb. SAE International (Hrsg.). Warrendale, PA, USA, neun Seiten
- [62] GASSNER, T.; EMBERGER, P.; THUNEKE, K.; REMMELE, E. (2012): Betriebs- und Emissionsverhalten eines pflanzenöлтаuglichen Traktors mit Rapsöl, Sojaöl und Sonnenblumenöl. Berichte aus dem TFZ, Nr. 33. Straubing: Technologie- und Förderzentrum im Kompetenzzentrum für Nachwachsende Rohstoffe (TFZ), 63 Seiten, ISSN 1614-1008
- [63] GEYER, S. M.; JACOBUS, M. J.; LESTZ, S. S. (1984): Comparison of Diesel Engine Performance and Emissions from Neat and Transesterified Vegetable Oils. Transactions of the American Society of Agricultural Engineers (ASAE), Jg. 27, Nr. 2, S. 375–384

- [64] GOERING, C. E.; SCHWAB, A. W.; DAUGHERTY, M. J.; PRYDE, E. H.; HEAKIN, A. J. (1982): Fuel Properties of Eleven Vegetable Oils. Papers of the American Society of Agricultural Engineers (ASAE), Jg. 25, Nr. 6, S. 1472–1483
- [65] GOPINATH, A.; PUHAN, S.; NAGARAJAN, G. (2009): Relating the cetane number of bio-diesel fuels to their fatty acid composition: A critical study. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Jg. 223, Nr. 4, S. 565–583
- [66] GÖTZ, K.; ZICKMANN, S.; FEY, B.; BÜNGER, J.; STAPF, W.; FAN, Z.; GARBE, T.; MUNACK, A.; KRAHL, J. (2015): Diesel R33. Abschlussbericht zum Projektvorhaben. Förderkennzeichen: TEU01EU-62989, Projektlaufzeit: 08.04.2013 bis 07.07.2015. 1. Aufl. Fuels Joint Research Group – Interdisziplinäre Kraftstoffforschung für die Mobilität der Zukunft, Band 15. Göttingen: Cuvillier Verlag, 190 Seiten, ISBN 9783736991699
- [67] HAENDSCHKE, S.; KALINOWSKA, D.; RUMPKE, C. A. (2013): Energieverbrauch und Energieträger im Straßenverkehr bis 2025. Deutsche Energie-Agentur GmbH (dena) (Hrsg.). Berlin. dena-Hintergrundpapier, 27 Seiten, ISBN 978-3-9813760-9-8
- [68] HARNDORF, H.; SCHÜMANN, U.; WICHMANN, V.; FINK, C. (2008): Motorprozessverhalten und Abgasemissionen alternativer Kraftstoffe im Vergleich mit Dieselmotoren. MTZ Motortechnische Zeitschrift, Jg. 69, Nr. 7–8, S. 640–646
- [69] HÄRTL, M.; SEIDENSPINNER, P.; JACOB, E.; WACHTMEISTER, G. (2015): Oxygenate screening on a heavy-duty diesel engine and emission characteristics of highly oxygenated oxymethylene ether fuel OME. Fuel, Jg. 153, Nr. 1, S. 328–335
- [70] HÄRTL, M.; SEIDENSPINNER, P.; WACHTMEISTER, G.; JACOB, E. (2014): Synthetischer Dieselmotorenkraftstoff OME1 – Lösungsansatz für den Zielkonflikt NOx-/Partikel-Emission. MTZ Motortechnische Zeitschrift, Jg. 75, Nr. 7, S. 68–73
- [71] HELLIER, P.; LADOMMATOS, N.; YUSAF, T. (2015): The influence of straight vegetable oil fatty acid composition on compression ignition combustion and emissions. Fuel – The Science and Technology of Fuel and Energy, Nr. 142, S. 131–143
- [72] HEMMERLEIN, N.; KORTE, V.; RICHTER, H. (1991): Rapsöl als Kraftstoff für Dieselmotoren. In: SCHARMER, K. (Hrsg.): Biokraftstoffe für Dieselmotoren – Stand der Technik, Erfahrungen aus Versuchs- und Demonstrationsprogrammen, Zukunftsaussichten für Dieselmotorenkraftstoffe aus Pflanzenöl. Lehrgang Nr.: 13982/68.263, Technischen Akademie Esslingen, Weiterbildungszentrum, Ostfildern (Nellingen): Technische Akademie Esslingen (TAE), S. 1–22
- [73] HERNÁNDEZ, J. J.; SANZ-ARGENT, J.; CAROT, J. M. (2010): Ignition delay time correlations for a diesel fuel with application to engine combustion modelling. International Journal of Engine Research, Jg. 11, Nr. 3, S. 199–206
- [74] HEROLD, T. (2014): Next Generation Derived Cetane Analysis: High Precision Enables Refineries to Operate Close to Specifications and Increase Profitability. Petro Industry News, Nr. April/May, vom 25.04.14, S. 1–2
- [75] HEYWOOD, J. B. (1988): Internal Combustion Engine Fundamentals. McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering. New York: McGraw-Hill, 930 Seiten, ISBN 0-07-100499-8

- [76] HOFBAUER, H.; MÜLLER-LANGER, F.; KALTSCHMITT, M.; VOGEL, A. (2009): Vergasung. Gasnutzungstechnik. In: KALTSCHMITT, M.; HARTMANN, H.; HOFBAUER, H. (Hrsg.): Energie aus Biomasse. Grundlagen, Techniken und Verfahren. 2<sup>nd</sup> ed. Dordrecht, Heidelberg, London, New York: Springer-Verlag, S. 640–668, ISBN 978-3-540-85094-6
- [77] HOSSAIN, A. K.; DAVIES, P. A. (2012): Performance, emission and combustion characteristics of an indirect injection (IDI) multi-cylinder compression ignition (CI) engine operating on neat jatropha and karanja oils preheated by jacket water. *Biomass and Bioenergy*, Jg. 46, Special Issue "Lignocellulosic Ethanol", S. 332–342
- [78] HOSSAIN, A. K.; DAVIES, P. A. (2013): Pyrolysis liquids and gases as alternative fuels in internal combustion engines – A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Jg. 21, S. 165–189
- [79] HU, Z.; SOMERS, L.; DAVIES, T.; MCDUGALL, A.; CRACKNELL, R. F. (2013): A study of liquid fuel injection and combustion in a constant volume vessel at diesel engine conditions. *Fuel*, Jg. 107, S. 63–73
- [80] HUBER, G.; SCHOLZ, A.; STÖHR, M.; DÜSSELDORF, C.; FLIERL, R.; THUNEKE, K.; REMMELE, E.; PICKEL, P. (2015): Herstellung und Demonstration der Praxistauglichkeit von Traktoren mit Motoren der Abgasstufe IV im Betrieb mit Pflanzenöl. In Zusammenarbeit mit: John Deere GmbH & Co. KG, Technische Universität Kaiserslautern, B.A.U.M. Consult GmbH. Berichte aus dem TFZ, Nr. 44. Straubing: Technologie- und Förderzentrum im Kompetenzzentrum für Nachwachsende Rohstoffe (TFZ), 86 Seiten, ISSN 1614-1008
- [81] HUBER, K.; HAUBER, J. (2013): Motorisches Prüfverfahren zur Bestimmung der Zündwilligkeit von Dieselmotoren. *MTZ Motortechnische Zeitschrift*, Jg. 74, Nr. 11, S. 904–911
- [82] HUBER, K.; HAUBER, J.; LICHTENSTERN, S.; RABA, A. (2014): BioFIRe – Biogenic Fuel Ignition Research. Förderkennzeichen 22010410, Projektlaufzeit: April 2011 bis Dezember 2013. Schlussbericht. Ingolstadt: Zentrum für Angewandte Forschung; ROFA – Laboratory & Process Analyzers Mag. Matthias Fiedler, 33 Seiten
- [83] HURN, R. W.; HUGHES, K. J. (1952): SAE Quarterly Transactions 5200210 Combustion Characteristics of Diesel Fuels as Measured in a Constant Volume Bomb. A Report of the Coordinating Research Council, Inc. *SAE Quarterly Transactions*, Jg. 6, Nr. 1, S. 24–35
- [84] INNERHOFER, S. (2012): Verfahren zum Ermitteln der Cetanzahl von Kraftstoffen. Patent, Veröffentlichungsnummer: EP2657698 A1, Anmeldenummer: EP2013165672, Alternative Veröffentlichung: DE 10202008410A1, Antragsteller: Reengineering GmbH, zwölf Seiten
- [85] JANSSEN, A.; JAKOB, M.; MÜTHER, M.; PISCHINGER, S. (2010): Maßgeschneiderte Kraftstoffe aus Biomasse – Potenzial biogener Kraftstoffe zur Emissionsreduktion. *MTZ Motortechnische Zeitschrift*, Jg. 71, Nr. 12, S. 922–928
- [86] JURISCH, C.; MEYER-PITTRUFF, R. (1994): Pflanzenölgeeignete Dieselmotoren deutscher Hersteller. In: VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE (VDI), VDI-GESSELLSCHAFT ENERGIETECHNIK (Hrsg.): Pflanzenöle als Kraftstoffe für Fahrzeugmotoren und Blockheizkraftwerke; Tagung, 4. und 5. Juli 1994, Würzburg. VDI-Berichte, Nr. 1126. Düsseldorf: VDI-Verlag, S. 89–105, ISBN 9783180911267

- [87] KALTSCHMITT, M.; HARTMANN, H.; HOFBAUER, H. (2009): Energie aus Biomasse. Grundlagen, Techniken und Verfahren. 2. Aufl. Dordrecht, Heidelberg, London, New York: Springer-Verlag, 1030 Seiten, ISBN 978-3-540-85094-6
- [88] KARATZOS, S.; McMILLAN, J. D.; SADDLER, J. N. (2014): The Potential and Challenges of Drop-in Biofuels. Report T39-T1 July 2014. IEA Bioenergy Energy Technology Network (Hrsg.). Paris: IEA Bioenergy Task 39, 202 Seiten
- [89] KERSCHGENS, B.; CAI, L.; PITSCH, H.; HEUSER, B.; PISCHINGER, S. (2016): Di-n-buthylether, 1-octanol, and n-octane as fuel candidates for diesel engine combustion. *Combustion and Flame*, Jg. 163, S. 66–78
- [90] KNOTHE, G.; BAGBY, M. O.; RYAN, T. W. (1997): SAE Technical Paper 971681 Cetane Numbers of Fatty Compounds. SAE International (Hrsg.). Warrendale, PA, USA, S. 127–132
- [91] KNOTHE, G.; MATHEAUS, A. C.; RYAN, T. W. (2003): Cetane numbers of branched and straight-chain fatty esters determined in an ignition quality tester. *Fuel*, Jg. 82, Nr. 8, S. 971–975
- [92] KODER, A.; ALTMANN, R.; RABL, H.-P.; MAYER, W. (2014): Injection rate characteristics of a Piezo-Common-Rail-Injector fueled with straight rapeseed oil and its mixtures with orange peel oil. In: RWTH AACHEN UNIVERSITY, INSTITUTE FOR COMBUSTION ENGINE, FUEL DESIGN CENTER (Hrsg.): Book of Abstracts. Cluster of Excellence “Tailor-Made Fuels from Biomass”. 2. International Conference. Eurogress, Aachen, Germany, June 16<sup>th</sup> - 18<sup>th</sup>. Aachen: RWTH Aachen University, S. 26–27
- [93] KOERS, M. (2016): Klimaschutz im Verkehr – Perspektiven der Automobilindustrie: Das 2-Säulen-Konzept des VDA. In: BUNDESVERBAND BIOENERGIE E. V.; UNION ZUR FÖRDERUNG VON OEL- UND PROTEINPFLANZEN E. V. (UFOP); BUNDESVERBAND DER DEUTSCHEN BIOETHANOLWIRTSCHAFT E. V. (BDBE); VERBAND DER DEUTSCHEN BIOKRAFTSTOFFINDUSTRIE E. V. (VDB) (Hrsg.): Kraftstoffe der Zukunft. 13. Internationaler Fachkongress für Biokraftstoffe. CityCube, Berlin, 18.–19.01., S. 1–22
- [94] KRAHL, J.; ZIMON, A.; SCHRÖDER, O.; FEY, B.; BOCKEY, D. (2012): Diesel regenerativ. Abschlussbericht zum Projekt. 1. Aufl. Fuels Joint Research Group, Nr. 2. Göttingen: Cuvillier Verlag, 81 Seiten, ISBN 978-3-95404-184-8
- [95] KREMER, F. (2015): Potentials of higher alcohols and oxygenates for engine application. In: BUNDESMINISTERIUM FÜR ERNÄHRUNG UND LANDWIRTSCHAFT (Hrsg.): Neue Biokraftstoffe 2015. Fachtagung. Berlin, dbb forum berlin, 2.–3. März. Berlin: Fachagentur Nachwachsende Rohstoffe e. V. (FNR), S. 1–21
- [96] KRÜMMLING, N. (1997): Bestimmung der Cetanzahl von alternativen und konstruierten Kraftstoffen in einem Direkteinspritzdieselmotor. Abschlußbericht Forschungsvorhaben Nr. 707/95. Roßlau: WTZ Roßlau, 29 Seiten
- [97] KURONEN, M.; MIKKONEN, S.; AAKKO, P.; MURTONEN, T. (2007): SAE Technical Paper 2007-01-4031 Hydrotreated vegetable oil as fuel for heavy duty diesel engines. Warrendale, PA, USA: SAE International, zwölf Seiten
- [98] LABECKAS, G.; SLAVINSKAS, S. (2006): Performance of direct-injection off-road diesel engine on rapeseed oil. Technical note. *Renewable Energy*, Jg. 31, Nr. 6, S. 849–863

- [99] LABECKI, L.; CAIRNS, A.; XIA, J.; MEGARITIS, A.; ZHAO, H., GANIPPA, L. C. (2012): Combustion and emission of rapeseed oil blends in diesel engine. *Applied Energy*, Jg. 95, Nr. 7, S. 139–146
- [100] LABECKI, L.; GANIPPA, L. C. (2012): Effects of injection parameters and EGR on combustion and emission characteristics of rapeseed oil and its blends in diesel engines. *Fuel*, Jg. 98, S. 15–28
- [101] LAPUERTA, M.; VILLAJOS, M.; AGUDELO, J. R.; BOEHMAN, A. L. (2011): Key properties and blending strategies of hydrotreated vegetable oil as biofuel for diesel engines. *Fuel Processing Technology*, Jg. 92, Nr. 12, S. 2406–2411
- [102] LEA-LANGTON, A.; LI, H.; ANDREWS, G. E.; BILLER, P. (2009): SAE Technical Paper 2009-01-0486 The Influence of Fuel Pre-heating on Combustion and Emissions with 100% Rapeseed Oil for a DI Diesel Engine. World Congress & Exhibition, April 2009 Detroit MI USA Session: CI Engine Performance for Use with Alternative Fuels. SAE International (Hrsg.). Warrendale, PA, USA. SAE Special Publication, Nr. 2237, S. 87–98
- [103] LI, Q.; BACKES, F.; WACHTMEISTER, G. (2015): Application of canola oil operation in a diesel engine with common rail system. *Fuel*, Jg. 159, Nr. 1, S. 141–149
- [104] LÜFT, M. (2015): Ein Beitrag zur Optimierung der motorischen Verbrennung von Rapsölkraftstoff in Heavy Duty Dieselmotoren. *Forschungsberichte aus dem Institut für Kolbenmaschinen*, Bd. 3/2014. Dissertation. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Fakultät für Maschinenbau, Institut für Kolbenmaschinen, 164 Seiten, ISBN 978-3-8325-3986-3
- [105] LUJAJI, F.; BERECKZY, A.; JANOSI, L.; NOVAK, C.; MBARAWA, M. (2010): Cetane number and thermal properties of vegetable oil, biodiesel, 1-butanol and diesel blends. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, Jg. 102, Nr. 3, S. 1175–1181
- [106] MEHL, M.; PITZ, W. J.; WESTBROOK, C. K.; YASUNAGA, K.; CONROY, C.; CURRAN, H. J. (2011): Autoignition behavior of unsaturated hydrocarbons in the low and high temperature regions. *Proceedings of the Combustion Institute*, Jg. 33, Nr. 1, S. 201–208
- [107] MEHTA, P. S.; ANAND, K. (2009): Estimation of a Lower Heating Value of Vegetable Oil and Biodiesel Fuel. *Energy & Fuels*, Jg. 23, Nr. 8, S. 3893–3898
- [108] MEIER, D. (2009): Pyrolyse. Bereitstellung flüssiger Sekundärenergieträger; Flash-Pyrolyse, Druckverflüssigung, Produkte und deren Nutzung. In: KALTSCHMITT, M.; HARTMANN, H.; HOFBAUER, H. (Hrsg.): *Energie aus Biomasse. Grundlagen, Techniken und Verfahren*. 2<sup>nd</sup> ed. Dordrecht, Heidelberg, London, New York: Springer-Verlag, S. 671–689, ISBN 978-3-540-85094-6
- [109] MERKER, G. P.; TEICHMANN, R. (2014): *Grundlagen Verbrennungsmotoren. Funktionsweise, Simulation, Messtechnik*. 7., vollst. überarb. Aufl. ATZ/MTZ-Fachbuch. Wiesbaden: Springer Vieweg, 1132 Seiten, ISBN 978-3-658-03194-7
- [110] MEYER-PITTRUFF, R.; DOBIASCH, A.; LACHENMAIER, J. (2002): *Pflanzenölbetriebene Blockheizkraftwerke Teil 2*, Nr. 172. München: Bayerisches Staatsministerium für Landesentwicklung und Umweltfragen (StMLU), 106 Seiten

- [111] MORMINO, I.; VERHELST, S.; SIERENS, R.; STEVENS, C. V.; MEULENAER, B. D. (2009): SAE Technical Paper 2009-01-0493 Using Vegetable Oils and Animal Fats in Diesel Engines. CI Engine Performance for use with Alternative Fuels 2009, S. World Congress & Exhibition April 2009, Detroit, MI, USA. Chemical Analyses and Engine Test. SAE International (Hrsg.). Warrendale, PA, USA. SAE Special Publication, Nr. 2237, S. 177–185
- [112] MUELLER, C. J.; CANNELLA, W. J.; BAYS, J. T.; BRUNO, T. J.; DEFABIO, K.; DETTMAN, H. D.; GIELECIAK, R. M.; HUBER, M. L.; KWEON, C.-B.; MCCONNELL, S. S.; PITZ, W. J.; RATCLIFF, M. A. (2016): Diesel Surrogate Fuels for Engine Testing and Chemical-Kinetic Modeling: Compositions and Properties. *Energy & Fuels*, Jg. 30, Nr. 2, S. 1445–1461
- [113] MÜLLER-LANGER, F.; KALTSCHMITT, M. (2009): Produktion und Nutzung von Pflanzenölkraftstoffen. Weiterverarbeitung von Pflanzenölen. In: KALTSCHMITT, M.; HARTMANN, H.; HOFBAUER, H. (Hrsg.): *Energie aus Biomasse. Grundlagen, Techniken und Verfahren*. 2<sup>nd</sup> ed. Dordrecht, Heidelberg, London, New York: Springer-Verlag, S. 736–748, ISBN 978-3-540-85094-6
- [114] MULLINS, B. P. (1955): Spontaneous Ignition of Liquid Fuels. Published for and on behalf of The Advisory Group for Aeronautical Research and Development, North Atlantic Treaty Organization, sponsored by the United States Air Force, Contract No. AF 18(600)-972. AGARDograph, Nr. 4. London: Butterworths Scientific Publications, 117 Seiten
- [115] MUNACK, A.; BÜNGER, J.; KRAHL, J. (2010): Vergleichende Bestimmung der Mutagenität von Motorabgasen aus der Verbrennung von Rapsöl und Dieselmotorkraftstoff. Endbericht zum Projekt. Gefördert vom Verband der ölsaatenverarbeitenden Industrie in Deutschland e. V. (OVID) sowie von der Union zur Förderung von Oel- und Proteinpflanzen e. V. (UFOP) unter der Projektnummer 01-07-VDOe. JOHANN HEINRICH VON THÜNEN-INSTITUT (Hrsg.). Mitarbeiter: Papst, C.; Ruschel, Y.; Schaak, J.; Schmidt, L.; Schröder, O. Braunschweig, Coburg: Bundesforschungsanstalt für Landwirtschaft (FAL), Institut für Agrartechnologie und Biosystemtechnik, 109 Seiten
- [116] NAUMANN, K.; OEHMICHEN, K. Z. M. (2014): Monitoring Biokraftstoffsektor. Stand: 14. Januar 2014. 2. Aufl. Nelles, M. (Hrsg.). Leipzig: Deutsches Biomasseforschungszentrum (DBFZ). DBFZ-Report, Nr. 11, 125 Seiten
- [117] NEEDHAM, J. R.; DOYLE, D. M. (1985): SAE Technical Paper 852101 The Combustion and Ignition Quality of Alternative Fuels in Light Duty Diesels. In: SAE International (Hrsg.): *International Fuels and Lubricants Meeting and Exposition*, Tulsa, Oklahoma, October 21-24. Warrendale, PA, USA: SAE International, 22 Seiten
- [118] NO, S.-Y. (2014): Application of hydrotreated vegetable oil from triglyceride based biomass to CI engines. A review. *Fuel*, Jg. 115, Nr. 1, S. 88–96
- [119] NWAFOR, O. M. I. (2004): Emission characteristics of diesel engine running on vegetable oil with elevated fuel inlet temperature. *Biomass and Bioenergy*, Jg. 27, Nr. 5, S. 507–511
- [120] NWAFOR, O. M. I.; RICE, G.; OGBONNA, A. I. (2000): Effect of advanced injection timing on the performance of rapeseed oil in diesel engines. *Renewable Energy*, Jg. 21, Nr. 3–4, S. 433–444

- [121] Oo, C. W.; SHIOJI, M.; NAKAO, S.; DUNG, N. N.; REKSOWARDOJO, I.; ROCES, S. A.; DUGOS, N. P. (2015): Ignition and combustion characteristics of various biodiesel fuels (BDFs). *Fuel*, Jg. 158, S. 279–287
- [122] RABL, S.; DAVIES, T. J.; MCDUGALL, A. P.; CRACKNELL, R. F. (2015): Understanding the relationship between ignition delay and burn duration in a constant volume vessel at diesel engine conditions. *Proceedings of the Combustion Institute*, Jg. 35, Nr. 3, S. 2967–2974
- [123] RAKOPOULOS, C. D.; ANTONOPOULOS, K. A.; RAKOPOULOS, D. C. (2006): Multi-zone modeling of Diesel engine fuel spray development with vegetable oil, bio-diesel or Diesel fuels. *Energy Conversion and Management*, Jg. 47, Nr. 11–12, S. 1550–1573
- [124] RAKOPOULOS, C. D.; RAKOPOULOS, D. C.; GIAKOUMIS, E. G.; DIMARATOS, A. M. (2010): Investigation of the combustion of neat cottonseed oil or its neat bio-diesel in a HSDI diesel engine by experimental heat release and statistical analyses. *Fuel*, Jg. 89, Nr. 12, S. 3814–3826
- [125] RAKOPOULOS, D. C. (2012): Heat release analysis of combustion in heavy-duty turbocharged diesel engine operating on blends of diesel fuel with cottonseed or sunflower oils and their bio-diesel. *Fuel*, Jg. 96, S. 524–534
- [126] RAKOPOULOS, D. C.; GIAKOUMIS, E. G.; DIMARATOS, A. M.; FOUNTI, M. A. (2011): Comparative environmental behavior of bus engine operating on blends of diesel fuel with four straight vegetable oils of Greek origin: Sunflower, cottonseed, corn and olive. *Fuel*, Jg. 90, Nr. 11, S. 3439–3446
- [127] RAKOPOULOS, D. C.; RAKOPOULOS, C. D.; GIAKOUMIS, E. G.; PAPAGIANNAKIS, R. G.; KYRITSIS, D. C. (2014): Influence of properties of various common bio-fuels on the combustion and emission characteristics of high-speed DI (direct injection) diesel engine: Vegetable oil, bio-diesel, ethanol, n-butanol, diethyl ether. *Energy*, Jg. 73, Nr. 8, S. 354–366
- [128] REKSOWARDOJO, I. K.; HARTANTO, Y.; BRODJONEGORO, T. P.; ARISMUNANDAR, W. (2009): Comparison of Diesel Engine Characteristic Using Pure Coconut Oil, Pure Palm Oil, and Pure Jatropha Oil as Fuel. *Jurnal Teknik Mesin*, Jg. 11, Nr. 1, S. 34–40
- [129] REMMELE, E. (2002): Standardisierung von Rapsöl als Kraftstoff – Untersuchungen zu Kenngrößen, Prüfverfahren und Grenzwerten. Dissertation. Forschungsbericht Agrartechnik des Arbeitskreises Forschung und Lehre der Max-Eyth-Gesellschaft Agrartechnik im VDI (VDI-MEG), Nr. 400. München: Technische Universität München, Lehrstuhl für Landtechnik, 194 Seiten
- [130] REMMELE, E.; ECKEL, H.; WIDMANN, B. (2014): Regenerative Energieträger und alternative Antriebskonzepte für mobile Arbeitsmaschinen. *Landtechnik*, Jg. 69, Nr. 5, S. 256–259
- [131] REMMELE, E.; WIDMANN, B. (2009): Produktion und Nutzung von Pflanzenölkraftstoffen. Pflanzenölgewinnung in Kleinanlagen. In: KALTSCHMITT, M.; HARTMANN, H.; HOFBAUER, H. (Hrsg.): *Energie aus Biomasse. Grundlagen, Techniken und Verfahren*. 2<sup>nd</sup> ed. Dordrecht, Heidelberg, London, New York: Springer-Verlag, S. 725–735, ISBN 978-3-540-85094-6

- [132] ROBERT BOSCH GMBH (2004): Dieselmotor-Management. 4., überarb. u. erw. Aufl. Studium und Praxis. Wiesbaden: Vieweg, 501 Seiten, ISBN 3-528-23873-9
- [133] RUAN, D. F.; CHENG, W. L.; LEE, C. F. (2008): SAE Technical Paper 2008-01-1639 Comparison of Performance and Combustion Characteristics of Diesel Fuel and Vegetable Oils in DI Diesel Engine. Powertrains 2008, Fuels and Lubricants Congress, Shanghai, China, June 23-25, 2008. Proceedings. SAE International (Hrsg.). Warrendale, PA, USA, S. 1–7
- [134] RYAN, T. W. (1985): SAE Technical Paper 852103 Correlation of Physical and Chemical Ignition Delay to Cetane Number. Warrendale, PA, USA: SAE International, 13 Seiten
- [135] RYAN, T. W.; CALLAHAN, T. J. (1988): SAE Technical Paper 881626 Engine and Constant Volume Bomb Studies of Diesel Ignition and Combustion. Fuels and Lubricants, Meeting and Exposition, Portland, Oregon, October 10-13, 1988. SAE International (Hrsg.). Warrendale, PA, USA, S. 1–9
- [136] RYAN, T. W.; DODGE, L. G.; CALLAHAN, T. J. (1984): The Effects of Vegetable Oil Properties on Injection and Combustion in Two Different Diesel Engines. Journal of the American Oil Chemists' Society, Jg. 61, Nr. 10, S. 1610–1621
- [137] RYAN, T. W.; STAPPER, B. (1987): SAE Technical Paper 870586 Diesel Fuel Ignition Quality as Determined in a Constant Volume Bomb. Congress and Exposition, Detroit, Michigan, February 23-27, 1987. SAE International (Hrsg.). Warrendale, PA, USA, S. 1–16
- [138] SCHÜMANN, U.; WICHMANN, V.; FLÜGGE, E.; SY, G.; PAULSEN, H. M.; ULVERICH, J. (2009): Nutzung von Leindotteröl in Mischungen mit anderen Pflanzenölen als Sonderkraftstoff. Abschlussbericht zum Projekt, FKZ 22009507, Berichtszeitraum 1. September 2007 bis 31. Dezember 2008, Stand: Juni 2009. Rostock, Trenthorst: Universität Rostock, Lehrstuhl für Kolbenmaschinen und Verbrennungsmotoren; Johann Heinrich von Thünen-Institut (vTI), 50 Seiten
- [139] SEIDENSPINNER, P.; HÄRTL, M.; WILHARM, T.; WACHTMEISTER, G. (2015): SAE 2015-01-0798 Cetane Number Determination by Advanced Fuel Ignition Delay Analysis in a New Constant Volume Combustion Chamber. SAE International (Hrsg.). Warrendale, PA, USA, 13 Seiten
- [140] SENN, T.; FRIEDL, A. (2009): Ethanolherzeugung und -nutzung. Bio-chemische Grundlagen. In: KALTSCHMITT, M.; HARTMANN, H.; HOFBAUER, H. (Hrsg.): Energie aus Biomasse. Grundlagen, Techniken und Verfahren. 2<sup>nd</sup> ed. Dordrecht, Heidelberg, London, New York: Springer-Verlag, S. 793–800, ISBN 978-3-540-85094-6
- [141] SIEBERS, D. L. (1985): SAE Technical Paper 852102 Ignition Delay Characteristics of Alternative Diesel Fuels: Implications on Cetane Number. Worldwide emission control: automotive catalysts-International Fuels and Lubricants-Meeting and Exposition, Tulsa, Oklahoma, October 21-24, 1985. Proceedings SAE Special Publication Nr 641. SAE International (Hrsg.). Warrendale, PA, USA, S. 1–14
- [142] SOLTIC, P.; EDENHAUSER, D.; THURNHEER, T.; SCHREIBER, D.; SANKOWSKI, A. (2009): Experimental investigation of mineral diesel fuel, GTL fuel, RME and neat soybean and rapeseed oil combustion in a heavy duty on-road engine with exhaust gas aftertreatment. Fuel, Jg. 88, Nr. 1, S. 1–8

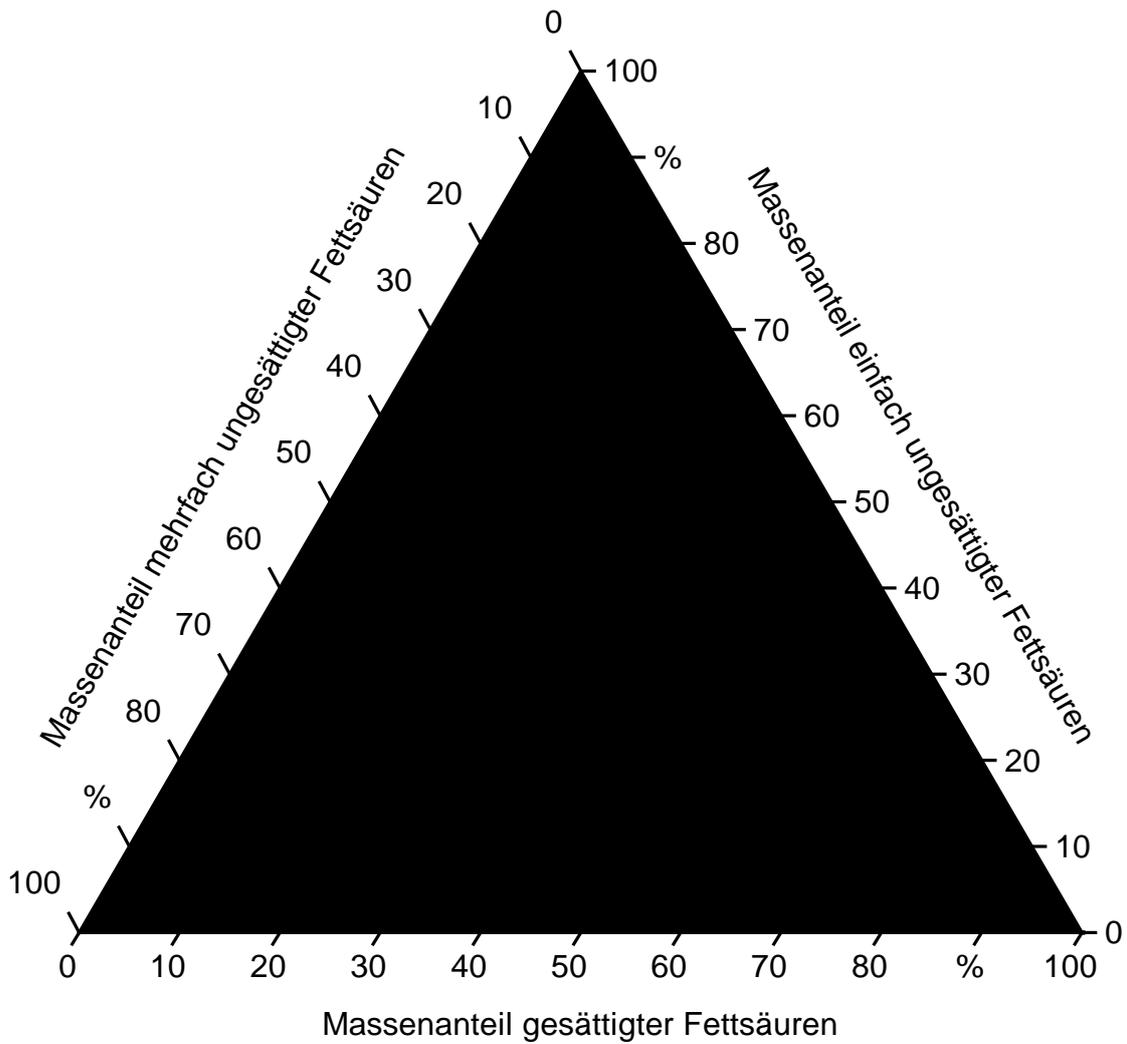
- [143] SPESSERT, B. M.; ARENDT, I.; SCHLEICHER, A. (2004): SAE 04SETC-3 – Influence of RME and Vegetable Oils on Exhaust Gas and Noise Emissions of Small Industrial Diesel Engines. Small Engine Technology Conference and Exhibition. Inc & SAE International Society of Automotive Engineers of Japan (Hrsg.). Warrendale, PA, USA, S. 1–15
- [144] STANHOPE-SETA LTD. (2016): AFIDA – Advanced Fuel Ignition Delay Analyser – IP PM-EQ; ASTM DXXXX. Chertsey, Surrey, UK. SetaAnalytics – Generic Cetane Number (G-CN) – Preliminary Information, Nr. 2, vier Seiten
- [145] STENGEL, B.; VIUM, J. H. (2015): Synthesis, Characterization, and Use of Hydro-Treated Oils and Fats for Engine Operation. A Report from the IEA Advanced Motor Fuels Implementing Agreement to Annex 45 “Synthesis, Characterization and Use Hydrotreated Oils and Fats for Engine Operation”. March 2015. Rostock: University of Rostock. IEA Advanced Motor Fuels Implementing Agreement Report, 35 Seiten
- [146] SWAIN, P. K.; DAS, L. M.; NAIK, S. N. (2011): Biomass to liquid: A prospective challenge to research and development in 21<sup>st</sup> century. Renewable and Sustainable Energy Reviews, Jg. 15, Nr. 9, S. 4917–4933
- [147] TAYLOR, J.; MCCORMICK, R.; CLARK, W. (2004): Non-Petroleum-Based Fuels. Report on the relationship between molecular structure and compression ignition fuels, both conventional and HCCI. Prepared for U.S. Department of Energy Office of Energy Efficiency and Renewable Energy, Contract No. DE-AC36-99-GO10337FreedomCAR and Vehicle Technologies. August 2004. National Renewable Energy Laboratory (NREL) (Hrsg.). Golden, CO. Milestone Report, Nr. NREL/MP-540-36726, 15 Seiten
- [148] THE 2<sup>ND</sup> VEGOIL CONSORTIUM (2011): Demonstration of 2nd Generation Vegetable Oil Fuels in Advanced Engines. Work package 7 Dissemination. Deliverable No. 7.7. Final Results. Version 1, URL: <http://www.2ndvegoil.eu> (Stand: 20.04.2012)
- [149] THUNEKE, K.; GASSNER, T.; EMBERGER, P.; REMMELE, E. (2009): Untersuchungen zum Einsatz rapsölbetriebener Traktoren beim Lehr-, Versuchs- und Fachzentrum für Ökologischen Landbau und Tierhaltung Kringell. Berichte aus dem TFZ, Nr. 17. Straubing: Technologie- und Förderzentrum im Kompetenzzentrum für Nachwachsende Rohstoffe (TFZ), 177 Seiten, ISBN 1614-1008
- [150] VAITILINGOM, G.; HIGELIN, P.; ANDRZEJEWSKI, J.; SAPINSKI, A. (1991): Influence du nitrate d'Hexyle de la température de l' air admis sur les délais d'inflammation des huiles végétales dans un moteur Diesel. Entropie : revue scientifique et technique de thermodynamique, Jg. 27, Nr. 161, S. 39–43
- [151] VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE (VDI); VDI-GESELLSCHAFT VERFAHRENSTECHNIK UND CHEMIEINGENIEURWESEN (GVC) (2006): VDI-Wärmeatlas. 10., bearb. u. erw. Aufl. Berlin: Springer, 1446 Seiten, ISBN 978-3-540-25504-8
- [152] VOJTÍŠEK-LOM, M.; PECHOUT, M.; BARBOLLA, A. (2012): Experimental investigation of the behavior of non-esterified rapeseed oil in a diesel engine mechanical fuel injection system. Fuel, Jg. 97, S. 157–165
- [153] VOJTÍŠEK-LOM, M.; PECHOUT, M.; MAZAC, M. (2011): SAE Technical Paper 2011-24-0104 Experimental Investigation of Rapeseed Oil Combustion in a Modern Common-Rail Diesel Engine. Warrendale, PA, USA: SAE International, 20 Seiten

- [154] WACHTMEISTER, G.; HUBERT, A. (2009): Results of basis measurements with 2<sup>nd</sup> generation vegetable oil. Deliverable N° 2.10. In: THE 2<sup>ND</sup>VEGOIL CONSORTIUM (Hrsg.): Demonstration of 2<sup>nd</sup> Generation Vegetable Oil Fuels in Advanced Engines. Final conclusions. Work package WP2 Engine development. München, Mannheim, S. 1–26
- [155] WACHTMEISTER, G.; KAISER, T.; INNERHOFER, S.; DUFT, C. (2010): Pflanzenöl – der heimische Kraftstoff für die Landwirtschaft. Positionspapier des LVK (TU-München), des Institut für Energie- und Umwelttechnik, München und des IB regineering, Denkendorf zum Thema. München, Denkendorf: Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen der Technischen Universität München; Institut für Energie- und Umwelttechnik, München; IB regineering, Denkendorf, zwei Seiten
- [156] WANG, H.; WARNER, S. J.; OEHLSCHLAEGER, M. A.; BOUNACEUR, R.; BIET, J.; GLAUDE, P.-A.; BATTIN-LECLERC, F. (2010): An experimental and kinetic modeling study of the autoignition of  $\alpha$ -methyl-naphthalene/air and  $\alpha$ -methyl-naphthalene/n-decane/air mixtures at elevated pressures. *Combustion and Flame*, Jg. 157, Nr. 10, S. 1976–1988
- [157] WERNER, M. (2010): Alternativer Kraftstoff Dimethylether (DME). In: NELLES, M.; UNIVERSITÄT ROSTOCK (Hrsg.): Zukunftstechnologien für Bioenergie. 4. Rostocker Bioenergieforum. Rostock, 27.-28. Oktober. Schriftenreihe des Instituts für Umweltingenieurwesen, Nr. 27. Putbus: Wissenschaftsverlag, S. 187–196, ISBN 978-3-940364-12-8
- [158] WESTBROOK, C. K. (2000): Chemical kinetics of hydrocarbon ignition in practical combustion systems. *Proceedings of the Combustion Institute*, Jg. 28, S. 1563–1577
- [159] WESTBROOK, C. K. (2013): Biofuels Combustion. *Annual Review of Physical Chemistry*, Jg. 64, Nr. 4, S. 201–219
- [160] WESTBROOK, C. K.; NAIK, C. V.; HERBINET, O.; PITZ, W. J.; MEHL, M.; SARATHY, S. M.; CURRAN, H. J. (2011): Detailed chemical kinetic reaction mechanism for soy and rapeseed biodiesel fuels. *Combustion and Flame*, Jg. 158, Nr. 4, S. 742–755
- [161] WESTBROOK, C. K.; PITZ, W. J.; HERBINET, O.; CURRAN, H. J.; SILKE, E. J. (2009): A comprehensive detailed chemical kinetic reaction mechanism for combustion of n-alkane hydrocarbons from n-octane to n-hexadecane. *Combustion and Flame*, Jg. 156, Nr. 1, S. 181–199
- [162] WESTBROOK, C. K.; PITZ, W. J.; MEHL, M.; CURRAN, H. J. (2011): Detailed chemical kinetic reaction mechanisms for primary reference fuels for diesel cetane number and spark-ignition octane number. *Proceedings of the Combustion Institute*, Jg. 33, Nr. 1, S. 185–192
- [163] WESTBROOK, C. K.; PITZ, W. J.; SARATHY, S. M.; MEHL, M. (2013): Detailed chemical kinetic modeling of the effects of C=C double bonds on the ignition of biodiesel fuels. *Proceedings of the Combustion Institute*, Jg. 34, Nr. 2, S. 3049–3056
- [164] WIDMANN, B. A. (1992): Verwendung von Rapsöl zu Motorentreibstoff und als Heizölersatz in technischer und umweltbezogener Hinsicht -Teil I: Chemische und physikalische Untersuchungen an Rapsöl und Rapsölmethylester zur Ermittlung der Kraftstoffeigenschaften und der Lagerfähigkeit. Endbericht zum Forschungsvorhaben Zuwendungsbescheid Nr. Z 3/a-0734.1-5147 vom 11.04.1988 des Bayerischen Staatsministeriums für Ernährung, Landwirtschaft und Forsten. München: Bayerisches Staatsministerium für Ernährung, Landwirtschaft und Forsten (StMELF), s. p.

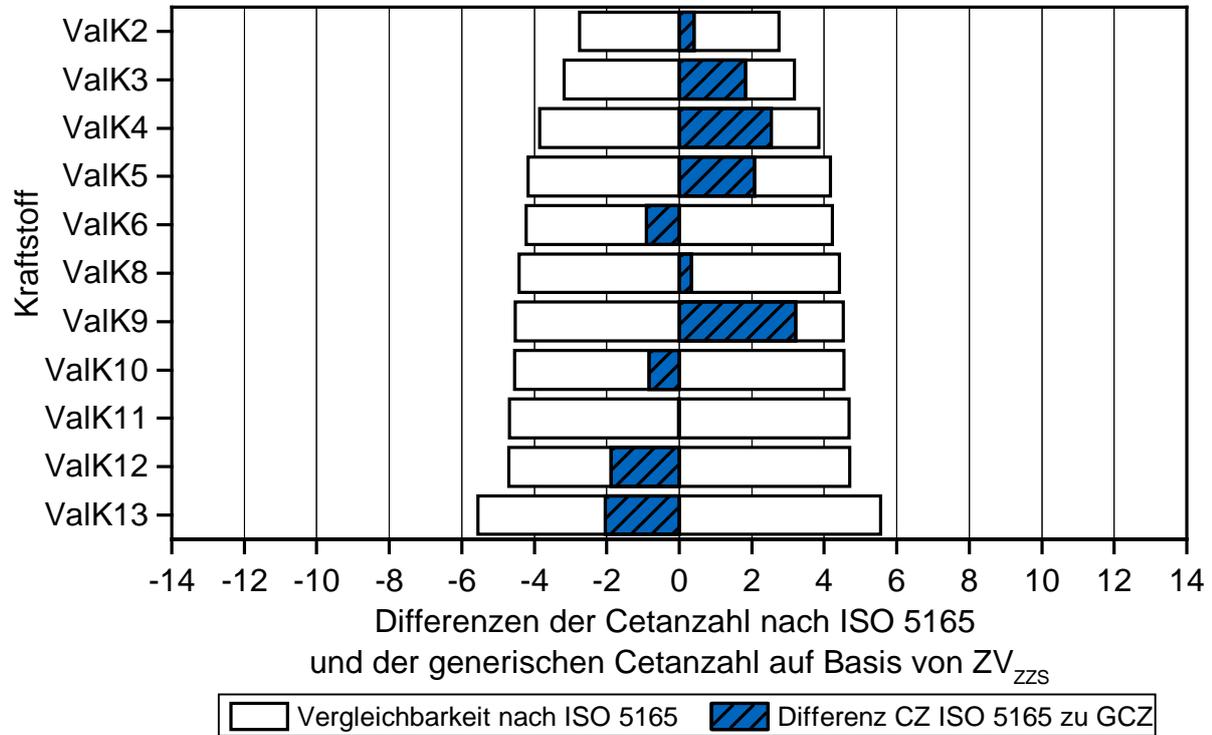
- [165] WILK, R. D.; CERNANSKY, N. P.; COHEN, R. S. (1986): The Oxidation of Propane at Low and Transition Temperatures. *Combustion Science and Technology*, Jg. 49, Nr. 1–2, S. 41–78
- [166] WLOKA, J. A.; HUBERT, A.; WACHTMEISTER, G. (2010): Injection Spray Comparison of Diesel Fuel and Cold Pressed Rapeseed Oil Fuel. In: MATĚJ FORMAN, M.; JEDELSKÝ, J.; KATOLICKÝ, J.; JÍCHA, M.; KREJČÍ, V.; HEJČÍK, J.; FIŠER, J. (Hrsg.): *ILASS – Europe 2010. 23<sup>rd</sup> Annual Conference on Liquid Atomization and Spray Systems*. Brno, Czech Republic, 6.-8. September. Brno, Czech Republic: Brno University of Technology, Energy Institute of the Faculty of Mechanical Engineers, S. 1–9, ISBN 978-80-7399-997-1
- [167] WOLFER, H. (1938): Der Zündverzug im Dieselmotor. In: VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE E. V. (VDI) (Hrsg.): *VDI-Forschungsheft*, Jg. 392. Berlin: VDI-Verlag, S. 15–24
- [168] YADAV, A.; SINGH, O. (2010): A comparative evaluation of compression ignition engine performance using preheated jatropa, karanja, and neem oils. *Journal of Power and Energy*, Jg. 221, Nr. A1, S. 47–57
- [169] YANOWITZ, J.; RATCLIFF, M. A.; MCCORMICK, R. L.; TAYLOR, J. D.; MURPHY, M. J. (2014): Compendium of Experimental Cetane Numbers. Based on the Compendium of Experimental Cetane Number Data, NREL/SR-540-36805, September 2004. Contract No. DE-AC36-08GO28308, Prepared under Task No. VTP2.9600, August 2014. Golden, CO: National Renewable Energy Laboratory (NREL). Technical report, Nr. NREL/TP-5400-61693, 62 Seiten
- [170] YILMAZ, N.; VIGIL, F. M.; DONALDSON, A. B.; DARABSEH, T. (2014): Investigation of CI engine emissions in biodiesel–ethanol–diesel blends as a function of ethanol concentration. *Fuel*, Jg. 115, Nr. 1, S. 790–793
- [171] YUAN, W.; HANSEN, A.; ZHANG, Q. (2005): Vapor pressure and normal boiling point predictions for pure methyl esters and biodiesel fuels. *Fuel*, Jg. 84, Nr. 7–8, S. 943–950
- [172] ZHENG, Z.; BADAWY, T.; HENEIN, N.; SATTLER, E. (2013): Investigation of Physical and Chemical Delay Periods of Different Fuels in the Ignition Quality Tester. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Jg. 135, Nr. 6, S. 061501-1-061501-11
- [173] ZHOU, L.; BOOT, M. D.; JOHANSSON, B. H.; REIJNDERS, J.J. E. (2014): Performance of lignin derived aromatic oxygenates in a heavy-duty diesel engine. *Fuel*, Jg. 115, S. 469–478

# Anhang

Anhang 1: *Massenanteile an gesättigten, einfach ungesättigten und mehrfach ungesättigten Fettsäuren der verwendeten Pflanzenöle*



Anhang 2: *Differenz zwischen der Cetanzahl (CZ) nach ISO 5165 der Validierungskraftstoffe (ValK) und der ermittelten generischen Cetanzahl (GCZ) auf Basis des Zeitpunkts des Erreichens der Zündschwelle (ZV<sub>ZS</sub>) am Referenzpunkt mit einem Einspritzdruck von 500 bar ( $T_{BK} = 852\text{ K}$ ,  $\rho_{BK} = 9,3\text{ kg/m}^3$ ) sowie die nach ISO 5165 berechnete Vergleichbarkeit der nach ISO 5165 bestimmten Cetanzahlen*



Anhang 3: Generische Cetanzahl von Pflanzenöl gemittelt über zwei Messungen in Abhängigkeit von der Brennkammertemperatur ( $T_{BK}$ ) und Angabe der abgeleiteten Cetanzahl (ACZ) nach DIN EN 16144 mit Anpassungen nach DIN 51605

Pflanzenöl	ACZ	Generische Cetanzahl				
		$T_{BK} = 822$	$T_{BK} = 852$	$T_{BK} = 885$	$T_{BK} = 923$	$T_{BK} = 967$
Kokosnussöl	111,6	-	-	$70,9 \pm 2,0$	$70,9 \pm 1,9$	$73,7 \pm 2,1$
Palmöl	75,5	$62,5 \pm 0,4$	$62,4 \pm 0,4$	$63,2 \pm 1,2$	$62,5 \pm 0,8$	$68,0 \pm 4,1$
HO-Sonnenblumenöl	53,5	$53,0 \pm 0,1$	$54,5 \pm 0,2$	$56,6 \pm 0,1$	$55,9 \pm 0,3$	$59,1 \pm 0,7$
Erdnussöl	47,0	$51,1 \pm 0,6$	$53,3 \pm 0,4$	$56,1 \pm 0,1$	$56,1 \pm 0,6$	$59,1 \pm 0,3$
Rapsöl	44,2	$49,1 \pm 0,8$	$51,6 \pm 0,1$	$53,2 \pm 0,4$	$52,6 \pm 0,4$	$55,3 \pm 0,9$
Baumwollsaatöl	41,0	$47,5 \pm 0,1$	$50,7 \pm 0,2$	$52,8 \pm 0,3$	$52,8 \pm 0,2$	$52,3 \pm 0,2$
Sojaöl	37,1	$43,5 \pm 0,9$	$46,4 \pm 0,0$	$48,7 \pm 0,1$	$48,3 \pm 0,4$	$49,4 \pm 0,2$
Leindotteröl	32,4	$41,3 \pm 1,0$	$46,1 \pm 0,2$	$47,9 \pm 0,0$	$48,7 \pm 0,3$	$50,6 \pm 0,3$
Leinöl	34,5	$38,9 \pm 1,8$	$42,3 \pm 0,1$	$45,5 \pm 0,2$	$45,7 \pm 0,2$	$48,4 \pm 0,5$



## Berichte aus dem TFZ

Bisher erschienene Ausgaben der Schriftenreihe des Technologie- und Förderzentrums:

1	Qualitätssicherung bei der dezentralen Pflanzenölerzeugung für den Nicht-Nahrungsbereich Projektphase 1: Erhebung der Ölqualität und Umfrage in der Praxis
2	Erprobung der Brennwerttechnik bei häuslichen Holzhackschnitzelheizungen mit Sekundärwärmetauscher
3	Daten und Fakten zur dezentralen Ölgewinnung in Deutschland
4	Untersuchungen zum Feinstaubausstoß von Holzzentralheizungsanlagen kleiner Leistung
5	Qualität von kaltgepresstem Rapsöl als Speiseöl und Festlegung eines Qualitätsstandards
6	Entwicklung einer Prüfmethode zur Bestimmung der Cetanzahl von Rapsölkraftstoff
7	Untersuchung der Wechselwirkungen zwischen Rapsöl als Kraftstoff und dem Motorenöl in pflanzenöлтаuglichen Motoren
8	Wärmegewinnung aus Biomasse – Begleitmaterialien zur Informationsveranstaltung
9	Maize as Energy Crop for Combustion – Agricultural Optimisation of Fuel Supply
10	Staubemissionen aus Holzfeuerungen – Einflussfaktoren und Bestimmungsmethoden
11	Rationelle Scheitholzbereitstellungsverfahren
12	Qualitätssicherung bei der dezentralen Pflanzenölerzeugung für den Nicht-Nahrungsbereich Technologische Untersuchungen und Erarbeitung von Qualitätssicherungsmaßnahmen
13	Getreidekörner als Brennstoff für Kleinfeuerungen – Technische Möglichkeiten und Umwelteffekte
14	Mutagenität der Partikelemissionen eines mit Rapsöl- und Dieselmotoren betriebenen Traktors

15	Befragung von Betreibern dezentraler Ölsaatenverarbeitungsanlagen
16	Schnellbestimmung des Wassergehaltes im Holzsplit
17	Untersuchungen zum Einsatz rapsölbetriebener Traktoren beim Lehr-, Versuchs- und Fachzentrum für Ökologischen Landbau und Tierhaltung Kringell
18	Miscanthus als Nachwachsender Rohstoff – Ergebnisse als bayerischen Forschungsarbeiten
19	Miscanthus: Anbau und Nutzung – Informationen für die Praxis
20	Prüfung der Eignung von Verfahren zur Reduktion ablagerungs- und aschebildender Elemente in Rapsölkraftstoff bei der dezentralen Erzeugung
21	Kleine Biomassefeuerungen – Markt Betrachtungen, Betriebsdaten, Kosten und Wirtschaftlichkeit
22	Partikelemissionen aus Kleinfeuerungen für Holz und Ansätze für Minderungsmaßnahmen
23	Bewertung kostengünstiger Staubabscheider für Einzelfeuerstätten und Zentralheizungskessel
24	Charakterisierung von Holzbriketts
25	Additivierung von Rapsölkraftstoff – Auswahl der Additive und Überprüfung der Wirksamkeit
26	Status quo der dezentralen Ölgewinnung – bundesweite Befragung
27	Entwicklung einer Siloabdeckung aus Nachwachsenden Rohstoffen
28	Sorghumhirse als Nachwachsender Rohstoff – Sortenscreening und Anbauvarianten
29	Sorghum als Energiepflanze – Optimierung der Produktionstechnik
30	Ethanol aus Zuckerhirse – Gesamtkonzept zur nachhaltigen Nutzung von Zuckerhirse als Rohstoff für die Ethanolherstellung
31	Langzeiterfahrungen zum Einsatz von Rapsölkraftstoff in Traktoren der Abgasstufe I und II
32	Pflanzenöltaugliche Traktoren der Abgasstufe IIIA – Prüfstandsuntersuchungen und Feldeinsatz auf Betrieben der Bayerischen Landesanstalt für Landwirtschaft

33	Betriebs- und Emissionsverhalten eines pflanzenölsauglichen Traktors mit Rapsöl, Sojaöl und Sonnenblumenöl
34	Dezentrale Ölsaatenverarbeitung 2012/2013 – eine bundesweite Befragung
35	Additivierung von Rapsölkraftstoff – Projektphase 2: Langzeit- und Prüfstandsuntersuchungen
36	Nutzer- und Brennstoffeinflüsse auf Feinstaubemissionen aus Kleinfeuerungsanlagen
37	Screening und Selektion von Amarantsorten und -linien als spurenelementreiches Biogassubstrat
38	Untersuchung der Praxistauglichkeit eines Elektrofilters für Kleinfeuerungsanlagen
39	Eignung von Buchweizen und Quinoa als späte Zweitfrüchte für die Biogasnutzung
40	Optimale Bereitstellungsverfahren für Holzhackschnitzel
41	Qualitätssicherung bei der dezentralen Herstellung von Rapsölkraftstoff nach DIN 51605
42	Weiterentwicklung einer Siloabdeckung auf Basis nachwachsender Rohstoffe
43	Brennstoffqualität von Holzpellets – Europaweites Holzpelletscreening mit Fokus auf den deutschen Pelletmarkt
44	Herstellung und Demonstration der Praxistauglichkeit von Traktoren mit Motoren der Emissionsstufe IV im Betrieb mit Pflanzenöl
45	ExpResBio – Methoden Methoden zur Analyse und Bewertung ausgewählter ökologischer und ökonomischer Wirkungen von Produktsystemen aus land- und forstwirtschaftlichen Rohstoffen
46	Qualität von Holzhackschnitzeln in Bayern – Gehalte ausgewählter Elemente, Heizwert und Aschegehalt
47	Pflanzenölsaugliche Traktoren der Abgasstufen I bis IIIB
48	Sorghum als Biogassubstrat – Präzisierung der Anbauempfehlungen für bayrische Anbaubedingungen







ISSN 1614-1008