

Nils Neumann

**Untersuchung der Auswirkungen neuer
Technologiekombinationen auf den otto-
motorischen Arbeitsprozess zur weiteren
Wirkungsgradsteigerung von zukünftigen
Pkw-Antriebsstrangkonfigurationen**

Herausgeber: Holger Foysi und Thomas Seeger

**Schriftenreihe der Lehrstühle für Strömungsmechanik
und Technische Thermodynamik**

Band 6

Impressum

Institut für Fluid- und Thermodynamik

Prof. Dr.-Ing. Holger Foyi, Lehrstuhl für Strömungsmechanik

Prof. Dr.-Ing. Thomas Seeger, Lehrstuhl für Technische Thermodynamik

Universität Siegen

57068 Siegen

Nummer 2021-1

Zugl.: Siegen, Univ., Diss., 2021

**Untersuchung der Auswirkungen neuer
Technologiekombinationen auf den ottomotorischen
Arbeitsprozess zur weiteren Wirkungsgradsteigerung von
zukünftigen Pkw-Antriebsstrangkonfigurationen**

DISSERTATION

zur Erlangung des Grades eines Doktors der Ingenieurwissenschaften

vorgelegt von

M.Sc. Nils Neumann

eingereicht bei der Naturwissenschaftlich-Technischen Fakultät
der Universität Siegen

Siegen 2021

Betreuer und erster Gutachter
Prof. Dr.-Ing. Thomas Seeger
Universität Siegen

Zweiter Gutachter
Prof. Dr. Friedrich Dinkelacker
Leibniz Universität Hannover

Tag der Einreichung
05.02.2021

Tag der mündlichen Prüfung
21.07.2021

Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Forschungstätigkeit als Doktorand in der Abteilung Vorentwicklung Ottomotoren der Daimler AG am Standort Stuttgart-Untertürkheim.

Besonders bedanken möchte ich mich bei Herrn Prof. Dr. Thomas Seeger für die wissenschaftliche Betreuung meiner Arbeit und die Übernahme des Hauptreferates. Als Leiter des Lehrstuhls für Technische Thermodynamik der Universität Siegen unterstützte er zu jeder Zeit mein Promotionsvorhaben. Darüber hinaus ermöglichte er mir die Forschungszusammenarbeit im Rahmen von optischen Wassersprayuntersuchungen mit Herrn Dr. Ingo Schmitz, dem ich ebenfalls für seinen Beitrag danke.

Des Weiteren bedanke ich mich bei Herrn Prof. Dr. Friedrich Dinkelacker, Leiter des Instituts für Technische Verbrennung der Leibniz Universität Hannover, für sein Interesse und die Übernahme des Koreferates.

Außerordentlicher Dank gilt auch dem gesamten Team der Vorentwicklung Thermodynamik Ottomotoren der Daimler AG unter der Leitung von Normann Freisinger und später Uwe Schaupp, welches mir die Forschungsarbeit ermöglichte und mich, insbesondere mit der fachlichen Betreuung durch Herrn Dr. Jürgen Friedrich und Herrn Dr. Tobias Böcking, stets unterstützte.

In enger Zusammenarbeit erfolgte darüber hinaus große Unterstützung durch das Prüffeldpersonal der Daimler AG. Hervorzuheben ist dabei die Mithilfe der Prüfstandsfahrer, welche im Rahmen der Arbeit zahlreiche experimentelle Versuche an Technologieträgeraggregaten durchführten. Einen wichtigen Beitrag leisteten auch das Team für die Betreuung der Indiziertchnik, die Motorenwerkstatt und die Aggregatetypbegleiter. Gemeinsam mit dem Konstruktionsteam wurden speziell zu Forschungszwecken neuartige Prototypenaggregate entwickelt. Ergänzend begleiteten das Simulationsteam sowie die Firma Autengine die experimentellen Versuche mit gezielten Strömungsberechnungen. Für dieses unterstützende Engagement bedanke ich mich recht herzlich.

Schlussendlich danke ich vor allem meiner Familie für den stetigen Rückhalt und die motivierenden Worte während meiner Promotionszeit.

Stuttgart, Januar 2021

Nils Neumann

Erklärung

Ich erkläre hiermit an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit ohne unzulässige Hilfe Dritter und ohne Benutzung anderer, nicht angegebener Hilfsmittel angefertigt habe. Die aus anderen Quellen direkt oder indirekt übernommenen Daten und Konzepte sind unter Angabe der Quelle gekennzeichnet.

Die Arbeit wurde bisher weder im In- noch im Ausland in gleicher oder ähnlicher Form einer anderen Prüfungsbehörde vorgelegt.

Es wurden keine Dienste eines Promotionsvermittlungsinstituts oder einer ähnlichen Organisation in Anspruch genommen.

Zu den vorgeschlagenen Mitgliedern der Promotionskommission bestehen keine verwandtschaftlichen Beziehungen, keine Verwandtschaft ersten Grades, Ehe, Lebenspartnerschaft oder eheähnliche Gemeinschaft.

Ich erkenne die Promotionsordnung der Naturwissenschaftlichen-Technischen Fakultät der Universität Siegen vom 6. August 2020 an.

Stuttgart, Januar 2021

Nils Neumann

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	i
Erklärung	ii
Inhaltsverzeichnis	iii
Abbildungsverzeichnis	v
Tabellenverzeichnis	ix
Formelverzeichnis	x
Abkürzungen	xii
Formelzeichen	xv
1 Kurzfassung	1
2 Einleitung	3
3 Grundlagen und Stand der Technik	5
3.1 Einflüsse auf den ottomotorischen Wirkungsgrad	5
3.1.1 Einfluss der Klopfestigkeit	8
3.1.2 Einfluss des Wandwärmeüberganges	10
3.2 Miller-Brennverfahren	12
3.3 Ladungsbewegung	15
3.4 Wassereinspritzung	19
3.5 Partikelemissionen	23
4 Technologien für zukünftige Ottomotoren	28
4.1 Zukünftige Anforderungen	28
4.2 Zielsetzung und Strategie	29
5 Experimentelles Umfeld und Methodik	32
5.1 Versuchsaggregate	32
5.2 Prüfstandsumgebung und Analysemethoden	37
5.2.1 Thermodynamische Verbrennungsanalyse	37
5.2.2 Abgasanalyse	40
5.2.3 Statistische Versuchsplanung	41
6 Ergebnisse	43
6.1 Basisuntersuchung hochverdichtetes Brennverfahren	43
6.2 Potentiale und Herausforderungen des Miller-Brennverfahrens	44
6.2.1 Ladungsbewegung und Ventilsteuerung	44
6.2.2 Miller-Nocken-Analyse	59
6.2.3 Potential steiler Miller-Nocken und Einfluss der Kolbengeometrie	64
6.2.4 Selektive Kühlung	71
6.3 Kraftstoffeinspritzungsstrategie- und Partikeluntersuchungen	77
6.3.1 Voruntersuchung Mehrfach-Kraftstoffeinspritzung	77

6.3.2	Verbrennungs- und Partikelanalyse mit 500 bar Kraftstoffeinspritzung	80
6.3.3	Potential optimierter Miller-Kraftstoffeinspritzungsstrategien	85
6.4	Wassereinspritzung beim Miller-Brennverfahren	91
6.4.1	Voruntersuchungen zur Wassereinspritzung	91
6.4.2	Einspritzstrategieuntersuchungen am Vollmotor	102
6.4.3	Ansätze zur Steigerung des Wasserwirkungsgrades	108
6.4.4	Strategien für eine partikelarme Wassereinspritzung	125
7	Zusammenfassung und Ausblick	128
	Literaturverzeichnis	132
Anhang		
A	Messstellenpläne Versuchsaggregate	
B	DoE-Optimierungen von GDI Strategien	
C	Durchlichtverfahren zur DWI Sprayuntersuchung	

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2-1: RDE Lastkollektiv eines Fahrzeugs der oberen Mittelklasse mit Downsizing-Ottomotor	3
Abbildung 3-1: Gleichraumprozess [8]	6
Abbildung 3-2: Einfluss des Verdichtungsverhältnisses auf den Gleichraumprozesswirkungsgrad [7]	7
Abbildung 3-3: Wärmezufuhr vor oder nach dem oberen Totpunkt beim Gleichraumprozess [8]	7
Abbildung 3-4: Identifizierung der Verluste des Gleichraumprozesses [8]	8
Abbildung 3-5: Arbeitsspiel ohne und mit klopfender Verbrennung	9
Abbildung 3-6: Einfluss der Verbrennungsschwerpunktlage auf die Verbrennungsgrößen [12]	10
Abbildung 3-7: Stationärer Temperaturverlauf in einer zylinderförmigen Brennraumwand [13, 14]	11
Abbildung 3-8: Gleichraumgrad in Abhängigkeit des Kurbelwinkels [9]	11
Abbildung 3-9: Definition Miller-Prozess [17]	12
Abbildung 3-10: Theoretische Auswirkungen eines frühen Einlass-Schließt [18]	14
Abbildung 3-11: Ladungsbewegungsformen im Brennraum [9]	16
Abbildung 3-12: Parameter zur Bestimmung des Durchflusskoeffizienten [11, 33]	17
Abbildung 3-13: Wassereinspritzkonzepte [39]	19
Abbildung 3-14: Stufen der Partikelbildung [79, 85]	25
Abbildung 3-15: Partikelentwicklung in Abhängigkeit des Kurbelwinkels [88]	25
Abbildung 3-16: Größenverteilung von verbrennungsmotorisch erzeugten Partikelemissionen [92, 94]	26
Abbildung 4-1: Technologische Untersuchungsschwerpunkte der Arbeit	30
Abbildung 5-1: Zylinderkopf Einzylinderaggregat EZ 1 [104, 105]	33
Abbildung 5-2: Vektorkanal des Einzylinderaggregates EZ 2 [104, 105]	34
Abbildung 5-3: AVT-Aktuatoren und optische Zugänge am Einzylinderaggregat EZ 3	34
Abbildung 5-4: Zylinderkopf und Saugrohr des Einzylinderaggregates EZ 3 [104, 105]	35
Abbildung 5-5: Kühlkreisläufe am Einzylinderaggregat EZ 4 [105, 106]	35
Abbildung 5-6: Bestimmung thermodynamischer Analysegrößen am Summenheizverlauf	39
Abbildung 5-7: Schematische Darstellung eines Systems für eine DoE-Untersuchung [114]	41
Abbildung 6-1: Einfluss einer hohen geometrischen Verdichtung auf den Verbrennungsschwerpunkt (H50)	43
Abbildung 6-2: Einfluss von Miller-Steuerzeiten ohne Ladungsbewegungsmaßnahmen	45
Abbildung 6-3: Einfluss von Ladungsbewegungsmaßnahmen bei Miller-Steuerzeiten	46
Abbildung 6-4: Einfluss der Ladungsbewegung auf die Zyklusschwankungen und den Spitzendruck	47
Abbildung 6-5: Vektorkanal [105]	47
Abbildung 6-6: DoE-Intersection-Grafik für optimierte symmetrische Tumblewellenpositionen	48
Abbildung 6-7: DoE-Intersection-Grafik für optimierte asymmetrische Tumblewellenpositionen	49

Abbildung 6-8: Verifikation von DoE optimierten Tumblewellenstellungen	50
Abbildung 6-9: Strömungskennwerte Vektorkanal [117]	50
Abbildung 6-10: Strömungsgeschwindigkeiten im Brennraum mit Vektorkanal [117].....	51
Abbildung 6-11: Lage der unteren Tumblewelle am Einzylinderaggregat EZ 1 und EZ 2 [104]	52
Abbildung 6-12: Einfluss der Ladungsbewegung bei Variation der Einlasssteuerzeiten.....	53
Abbildung 6-13: Miller-Einlasskanal-Varianten [105]	53
Abbildung 6-14: Durchfluss- und Tumble-Koeffizienten von Miller-Einlasskanal-Varianten [117].....	54
Abbildung 6-15: Vergleich ausgewählter Einlasskanäle im Teillastschnitt	54
Abbildung 6-16: Strömungsgeschwindigkeiten in der Ventilebene für ausgewählte Einlasskanäle [118]	55
Abbildung 6-17: Strömungsgeschwindigkeiten in der XZ-Ebene für ausgewählte Einlasskanäle [118].....	56
Abbildung 6-18: Tumble-Koeffizient nach der FKFS-Methode [118]	57
Abbildung 6-19: Radiale Einlassventilströmungsgeschwindigkeiten für ausgewählte Einlasskanäle [118]	58
Abbildung 6-20: Einfluss der Öffnungsbreite von mechanisch konformen Einlassventilhubverläufen	59
Abbildung 6-21: Einfluss des Einlassnockenhubes	60
Abbildung 6-22: Einfluss der Einlassnockenbreite	61
Abbildung 6-23: Einfluss der Einlassnockenflanken	62
Abbildung 6-24: Einfluss asymmetrisches Einlass-Schließt	63
Abbildung 6-25: Vergleich der 125°KW und 110°KW breiten Einlassnocke am Vollmotor VM 2	65
Abbildung 6-26: Varianten der Kolbenformen	66
Abbildung 6-27: Bewertung von Ventilhubprofilen auf Basis unterschiedlicher Kolbenvarianten.....	67
Abbildung 6-28: Verhalten von Einlassnocken- und Kolbenvarianten im Teillastschnitt	67
Abbildung 6-29: Verhalten von Einlassnocken- und Kolbenvarianten im Kennfeldausschnitt	68
Abbildung 6-30: Verhalten von Kolbenvarianten am Vollmotor VM 2 an der Volllast.....	69
Abbildung 6-31: Einfluss von Kolbenvarianten auf den Tumble- und TKE-Verlauf [118].....	70
Abbildung 6-32: Einfluss von Kolbenvarianten auf die lokale Strömungsgeschwindigkeit und TKE [118].....	70
Abbildung 6-33: Position und Bezeichnung der Temperaturmessstellen im Brennraumdach	71
Abbildung 6-34: Strömungsgeschwindigkeiten bei Variation des Zylinderkopfvolumenstromes [105]	72
Abbildung 6-35: Strömungsgeschwindigkeitsverteilung der Drosselblech-Varianten [105].....	72
Abbildung 6-36: Einfluss des ZK KW-Volumenstromes und der ZK KW-Verteilung	73
Abbildung 6-37: Einfluss der Kühlwassertemperatur	75
Abbildung 6-38: Mögliches selektives Kühlkonzept für Miller-Brennverfahren	76
Abbildung 6-39: SOI-Variation einer Einfach-Kraftstoffeinspritzung.....	77
Abbildung 6-40: Variation des GDI-Einspritzzeitpunktes einer Kleinstmenge	78

Abbildung 6-41: Methoden zur Voruntersuchung der GDI-Mehrfach-Einspritzung	79
Abbildung 6-42: Einfluss einer GDI-Mehrfach-Einspritzung auf das Verbrennungs- und Partikelverhalten	80
Abbildung 6-43: Kennlinien der GDI-Injektor-Varianten.....	81
Abbildung 6-44: Einfluss einer Kraftstoffdruckerhöhung bei einer Einfach-Einspritzung.....	82
Abbildung 6-45: Einfluss einer Kraftstoffdruckerhöhung bei einer Mehrfach-Einspritzung.....	83
Abbildung 6-46: Optische Aufnahmen von Miller-Einspritzstrategien bei Einspritzdruckvariation	84
Abbildung 6-47: Optimierte GDI-Mehrfach-Einspritzstrategien für das Miller-Brennverfahren.....	86
Abbildung 6-48: Vergleich ausgewählter Miller-Einspritzstrategien am Einzylinder EZ 3	87
Abbildung 6-49: Potential der Vierfach-Kraftstoffeinspritzung am Vollmotor VM 2.....	88
Abbildung 6-50: Einfluss der Einspritzstrategie auf den Verlauf der TKE im Brennraum [118].....	90
Abbildung 6-51: Lokale Lambda-Verteilung zum ZZP mit verschiedenen Miller-Einspritzstrategien [118]	90
Abbildung 6-52: Einfluss einer PWI- / DWI-SOI-Variation auf die Klopfestigkeit.....	91
Abbildung 6-53: Einfluss einer PWI- / DWI-Wassermengenvariation auf das Verbrennungsverhalten	93
Abbildung 6-54: Einfluss einer PWI- / DWI-Wassermengenvariation auf das Emissionsverhalten	94
Abbildung 6-55: Arbeitsgastemperaturen bei direkter Wassereinspritzung [122]	96
Abbildung 6-56: Einfluss des DWI-Einspritzzeitpunktes auf die Abgastemperatur	96
Abbildung 6-57: Einfluss einer zusätzlichen Wassereinspritzung in den Ausschietakt	97
Abbildung 6-58: DoE-Intersection-Grafik zur Parameteranalyse einer Zweifach-Direktwassereinspritzung	98
Abbildung 6-59: DoE-Intersection-Grafik zur Parameteranalyse einer Dreifach-Direktwassereinspritzung	99
Abbildung 6-60: Potential der Direktwassereinspritzung bei höheren Ansaugtemperaturen.....	101
Abbildung 6-61: Wirkung der Wassereinspritzung auf die Verbrennungsgeschwindigkeit	102
Abbildung 6-62: Auswirkungen unterschiedlicher Wasser- und Benzineinspritzstrategien am Vollmotor.....	103
Abbildung 6-63: Verbrennungsverhalten bei Direktwassereinspritzung am Vollmotor VM 1.....	104
Abbildung 6-64: Wasser-Kraftstoff-Verhältnis bei Direktwassereinspritzung am Vollmotor VM 1	105
Abbildung 6-65: Druck- und Temperaturverhältnisse bei Direktwassereinspritzung am Vollmotor VM 1	106
Abbildung 6-66: Einfluss der DWI auf die Abgasnachbehandlung am Vollmotor VM 1	107
Abbildung 6-67: Varianten der PWI-Injektoren und -Spraybilder.....	108
Abbildung 6-68: Optische Aufnahmen des PWI-Konzept-Injektor-Spraybildes mit 7 bar Wasserdruck.....	109
Abbildung 6-69: Varianten der DWI-Injektoren und -Spraybilder	110
Abbildung 6-70: Optische Aufnahmen unterschiedlicher DWI-Spraybilder [123].....	110
Abbildung 6-71: Quantifizierung der DWI-Sprayeigenschaften unterschiedlicher Spraybilder [123]	111
Abbildung 6-72: Einfluss des DWI-SOI und DWI-EOI.....	112
Abbildung 6-73: Wassermengenvariation mit unterschiedlichen Kanal- und Direktwasserinjektoren.....	113

Abbildung 6-74: Einfluss der PWI-Düsen Position auf die Klopfestigkeit	114
Abbildung 6-75: Optische Aufnahmen PWI-MLV-Injektor	115
Abbildung 6-76: Optische Aufnahmen PWI-Konzept-Injektor.....	115
Abbildung 6-77: Optische Aufnahmen DWI-Spray-A.....	116
Abbildung 6-78: Berechnete Verdampfungsrates der Kanal- und Direktwassereinspritzung	117
Abbildung 6-79: Kennlinien des weiterentwickelten DWI-Hochdruckinjektors	118
Abbildung 6-80: Optische Aufnahmen von DWI-Spraybildern bei einer Einspritzdruckvariation [123].....	119
Abbildung 6-81: Quantifizierung der DWI-Sprayeigenschaften bei einer Einspritzdruckvariation [123].....	120
Abbildung 6-82: Sprayschwankungen bei einer DWI-Einspritzdruckvariation [123]	121
Abbildung 6-83: Vergleich einer 200 bar und 350 bar Direktwassereinspritzung	121
Abbildung 6-84: Optische Aufnahmen DWI-Spray-A-HD mit 200 bar und 350 bar Einspritzdruck.....	122
Abbildung 6-85: Einfluss der Steuerzeiten auf die Wirkung der Direktwassereinspritzung.....	123
Abbildung 6-86: Einfluss der Last auf die Wirkung der Direktwassereinspritzung.....	124
Abbildung 6-87: Strategien für eine partikelarme Wassereinspritzung.....	125
Abbildung 6-88: Einfluss der Direktwassereinspritzung auf die Partikelgrößenverteilung	127

Tabellenverzeichnis

Tabelle 3-1: Vor- und Nachteile des Miller-Brennverfahrens.....	15
Tabelle 3-2: Anforderungen der Wassereinspritzkonzepte	21
Tabelle 3-3: Bestandteile der Partikel im Abgas [71, 77]	24
Tabelle 5-1: Basis-Brennraumgeometrie der Versuchsaggregate	32
Tabelle 5-2: Übersicht der Einzylinder-Versuchsaggregate.....	33
Tabelle 5-3: Übersicht der Vollmotor-Versuchsaggregate.....	36
Tabelle 5-4: Spezifikationen der Partikelmesstechnik [93, 112].....	40
Tabelle 6-1: Spezifikationen der GDI-Injektor-Varianten	81
Tabelle 6-2: Kenndaten des weiterentwickelten DWI-Hochdruckinjektors.....	118

Formelverzeichnis

Formel (3-1): Thermodynamischer Wirkungsgrad.....	5
Formel (3-2): Geometrisches Verdichtungsverhältnis.....	5
Formel (3-3): Isentropenexponent	5
Formel (3-4): Thermodynamischer Wirkungsgrad Gleichraumprozess	6
Formel (3-5): Temperatur- / Volumenbeziehung isentrope Kompression und Expansion.....	6
Formel (3-6): Temperaturbeziehung isentrope Kompression und Expansion.....	6
Formel (3-7): Wirkungsgrad Gleichraumprozess in Abhängigkeit des Verdichtungsverhältnisses.....	6
Formel (3-8): Effektiver Wirkungsgrad	8
Formel (3-9): Indizierter Wirkungsgrad	8
Formel (3-10): Gütegrad.....	8
Formel (3-11): Wärmestrom durch Brennraumwand	11
Formel (3-12): Gleichraumgrad.....	11
Formel (3-13): Effektives Verdichtungsverhältnis	13
Formel (3-14): Millergrad	13
Formel (3-15): Massenstrom durch das Einlassventil	17
Formel (3-16): Wirksamer Querschnitt am Einlassventil.....	17
Formel (3-17): Strömungsgeschwindigkeit am Ventilspalt.....	17
Formel (3-18): Dichte im Ventilspalt	17
Formel (3-19): Durchflusskoeffizient.....	17
Formel (3-20): Tumblezahl	18
Formel (3-21): Winkelgeschwindigkeit Tumble	18
Formel (3-22): Winkelgeschwindigkeit Kurbelwelle.....	18
Formel (3-23): Tumble-Koeffizient.....	18
Formel (3-24): Tumble-Drehmoment.....	18
Formel (3-25): Turbulente kinetische Energie	18
Formel (3-26): Wasser-Kraftstoff-Verhältnis.....	19
Formel (3-27): Wasserwirkungsgrad.....	21
Formel (5-1): Indizierter Mitteldruck	38
Formel (5-2): Effektiver Mitteldruck	38
Formel (5-3): Drehmoment	38
Formel (5-4): Indizierte und effektive Leistung	38
Formel (5-5): Indizierter und effektiver Wirkungsgrad.....	38

Formel (5-6): Indizierter und effektiver Kraftstoffverbrauch	38
Formel (5-7): Standardabweichung des indizierten Mitteldrucks	38
Formel (5-8): 1. Hauptsatz der Thermodynamik für den Verbrennungsmotor	38
Formel (5-9): Heizverlauf.....	39
Formel (5-10): Schnelles Heizgesetz.....	39
Formel (5-11): Linearer Ansatz zur Bestimmung des Polytropenexponenten	39
Formel (5-12): Messpunktanzahl bei einem vollfaktoriellen Versuchsplan.....	41

Abkürzungen

A	Auslass
AÖ	Auslass-Öffnet (bei 2 mm Ventilhub)
AS	Auslass-Schließt (bei 2 mm Ventilhub)
AV	Auslassventil
AVT	Active Valve Train
BD	Brenndauer
BD 5-50%	Brenndauer für 5-50% Energieumsatz
BD 50-90%	Brenndauer für 50-90% Energieumsatz
BD 5-90%	Brenndauer für 5-90% Energieumsatz
BE	effektiver Kraftstoffverbrauch
BI	indizierter Kraftstoffverbrauch
BV	Brennverzug
CFD	Computational Fluid Dynamics (numerische Strömungsmechanik)
CO	Kohlenstoffmonoxid
CO ₂	Kohlenstoffdioxid
DGV	Doppler Global Velocimetry
DoE	Design of Experiments
DWI	Direct Water Injection (Direktwassereinspritzung)
DWI-M	Direct Water Injection - Multi (Mehrfach-Wassereinspritzung)
DWI-S	Direct Water Injection - Single (Einfach-Wassereinspritzung)
E	Einlass
EÖ	Einlass-Öffnet (bei 2 mm Ventilhub)
EOI	End of Injection (Ende Einspritzzeitpunkt)
Eps	geometrisches Verdichtungsverhältnis (Epsilon)
ES	Einlass-Schließt (bei 2 mm Ventilhub)
EV	Einlassventil
EZ	Einzylindermotor
FES	frühes Einlass-Schließt
FKFS	Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren Stuttgart
GDI	Gasoline Direct Injection (Benzin-Direkteinspritzung)
GDI-M	Gasoline Direct Injection - Multi (Mehrfach-Benzin-Direkteinspritzung)
GDI-S	Gasoline Direct Injection - Single (Einfach-Benzin-Direkteinspritzung)

Abkürzungen

H05	Lage der Verbrennung bei 5% Energieumsatz, Brennbeginn
H05S	Standardabweichung H05
H10	Lage der Verbrennung bei 10% Energieumsatz
H50	Verbrennungsschwerpunkt bei 50% Energieumsatz
H50S	Standardabweichung H50
H90	Lage der Verbrennung bei 90% Energieumsatz, Brennende
H90S	Standardabweichung H90
HC	unverbrannte Kohlenwasserstoffe
HD	Hochdruck
HDEV	Hochdruckeinspritzventil
K	Konzentration
KW	Kühlwasser
LDA	Laser Doppler Anemometrie
LWOT	Ladungswechsel-OT
MLV	Mehrlochventil
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
NOX	Stickoxide
NVH	Noise, Vibration, Harshness (Geräusch, Vibration, Rauigkeit)
O2	Sauerstoff
OPF	Ottopartikelfilter
OT	oberer Totpunkt
P	Partikelanzahl
P2SR	Ladedruck / Saugrohrdruck
PAK	polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe
PEMS	Portable Emissions Measurement System
PIV	Particle Image Velocimetry
Pkw	Personenkraftwagen
PMAX	maximaler Spitzendruck
PMAXS	Standardabweichung des maximalen Spitzendruckes
PME	effektiver Mitteldruck
PMI	indizierter Mitteldruck
PMI-ND	indizierter Mitteldruck Niederdruckschleife
PMIS	Standardabweichung indizierter Mitteldruck (Sigma-PMI)

Abkürzungen

PWI	Port Water Injection (Kanalwassereinspritzung)
RDE	Real Driving Emissions
SEB	sichtbarer Einspritzbeginn
SOI	Start of Injection (Start Einspritzzeitpunkt)
ROZ	Research Oktanzahl
T	Temperatur
T2SR	Ansaugtemperatur / Saugrohrtemperatur
TKE	turbulente kinetische Energie
TW	Tumblewelle
UNECE	United Nations Economic Commission for Europe
VM	Vollmotor
ZG	Zylindergehäuse
ZK	Zylinderkopf
ZOT	Zünd-OT
ZZP	Zündzeitpunkt
°KW	Grad Kurbelwinkel
°KWn.OT	Grad Kurbelwinkel nach dem oberen Totpunkt
°KWv.OT	Grad Kurbelwinkel vor dem oberen Totpunkt
°KWv.LWOT	Grad Kurbelwinkel vor dem Ladungswechsel-OT
°KWn.ZOT	Grad Kurbelwinkel nach dem Zünd-OT
°KWv.ZOT	Grad Kurbelwinkel vor dem Zünd-OT
°KWv.ZZP	Grad Kurbelwinkel vor dem Zündzeitpunkt

Formelzeichen

A	Fläche	[m ²]
A_{AG}	Fläche auf der Arbeitsgasseite	[m ²]
A_K	Kolbenoberfläche	[m ²]
A_{KM}	Fläche auf der Kühlmittelseite	[m ²]
A_W	wirksamer Strömungsquerschnitt am Ventilspalt	[m ²]
A_g	geometrischer Ventilspaltquerschnitt	[m ²]
b_e	spezifischer effektiver Kraftstoffverbrauch	[g/kWh]
b_i	spezifischer indizierter Kraftstoffverbrauch	[g/kWh]
C_T	Tumble-Koeffizient	[-]
c_p	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck	[kJ/(kg*K)]
c_v	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen	[kJ/(kg*K)]
D	Zylinderbohrung	[m]
D_P	mittlerer Partikeldurchmesser	[m]
H_u	unterer Heizwert	[J/kg]
h_A	spezifische Enthalpie bei Austritt	[J/kg]
h_E	spezifische Enthalpie bei Eintritt	[J/kg]
L	Drehimpuls	[kg*m ² /s]
\dot{L}	Ableitung Drehimpuls	[Nm]
l_Z	Länge Zylinder	[m]
M_d	Drehmoment an der Kurbelwelle	[Nm]
MP	Messpunkte (eines Versuchsplans)	[-]
m_A	ausströmende Masse	[kg]
m_E	einströmende Masse	[kg]
m_{Leck}	Leckage	[kg]
\dot{m}	Massenstrom	[kg/s]
\dot{m}_B	Kraftstoffmassenstrom	[kg/s]
\dot{m}_W	Wassermassenstrom	[kg/s]
N	Drehzahl	[U/min]
P_e	effektive Leistung	[W]
P_i	indizierte Leistung	[W]
p	Druck	[Pa]

Formelzeichen

p_0	Druck Zustand 0 (unendlich großer Druckbehälter)	[Pa]
p_{me}	effektiver Mitteldruck	[Pa]
p_{mi}	indizierter Mitteldruck	[Pa]
p_{mr}	Reibmitteldruck	[Pa]
p_s	Druck im Ventilspalt	[Pa]
p_U	Umgebungsdruck	[Pa]
Q	Wärme	[J]
Q_B	Wärme aus Brennstoff	[J]
Q_H	Heizbedarf	[J]
Q_W	Wandwärme	[J]
\dot{Q}	Wärmestrom	[J/s]
$dQ_B/d\varphi$	Brennverlauf	[J/°KW]
$dQ_H/d\varphi$	Heizverlauf	[J/°KW]
$dQ_W/d\varphi$	Wandwärmeverlauf	[J/°KW]
q	Wärmestromdichte	[W/m ²]
q_{ab}	abgeführte Wärmestromdichte	[W/m ²]
q_{zu}	zugeführte Wärmestromdichte	[W/m ²]
R	allgemeine Gaskonstante	[(kg*m ²)/(s ² *mol*K)]
r	Radius	[m]
r_a	Radius bis zur Wand des Kühlmittelkanals (außen)	[m]
r_i	Radius bis zur Brennraumwand (innen)	[m]
S	Stufen (eines Versuchsplans)	[-]
s	Wandstärke	[m]
T	Temperatur	[°C]
T_{AG}	Temperatur Arbeitsgas	[°C]
T_{KM}	Temperatur Kühlmittel	[°C]
T_T	Tumble-Drehmoment	[Nm]
T_X	Temperatur im Punkt X	[°C]
T_a	Temperatur an der Wand des Kühlmittelkanals (außen)	[°C]
T_i	Temperatur an der Brennraumwand (innen)	[°C]
TKE	turbulente kinetische Energie	[m ² /s ²]
ΔT_{theo}	theoretische Temperaturabsenkung bei Wassereinspritzung bis zum Zündzeitpunkt	[°C]
ΔT_{ZZP}	reale Temperaturabsenkung bei Wassereinspritzung bis zum Zündzeitpunkt	[°C]

Formelzeichen

U	innere Energie	[J]
u_0	Strömungsgeschwindigkeit Zustand 0 (unendlich großer Druckbehälter)	[m/s]
u_s	(isentrop) Strömungsgeschwindigkeit im Ventilspalt	[m/s]
V	Volumen	[m ³]
V_{KV}	Kompressionsverzugsvolumen	[m ³]
V_{OT}	Volumen im oberen Totpunkt	[m ³]
V_{UT}	Volumen im unteren Totpunkt	[m ³]
V_c	Kompressionsvolumen	[m ³]
V_{eff}	effektives Zylinder-Hubvolumen	[m ³]
V_h	Zylinder-Hubvolumen	[m ³]
V_i	Volumen der Zelle i	[m ³]
\dot{V}	Volumenstrom	[m ³ /s]
VP	Variationsparameter (eines Versuchsplans)	[-]
v_X	spezifisches Volumen im Punkt X	[m ³ /kg]
v'_x	turbulente Schwankungsgeschwindigkeit im Zylinder in x-Achsen Richtung	[m/s]
v'_y	turbulente Schwankungsgeschwindigkeit im Zylinder in y-Achsen Richtung	[m/s]
v'_z	turbulente Schwankungsgeschwindigkeit im Zylinder in z-Achsen Richtung	[m/s]
WK_{ratio}	Wasser-Kraftstoff-Verhältnis	[-]
X_i	x-Koordinate des Zellenschwerpunktes i	[m]
X_m	x-Koordinate des Zylinderschwerpunktes	[m]
\dot{x}_i	Geschwindigkeit der Zelle i in x-Richtung	[m/s]
Z_T	Tumblezahl	[-]
Z_i	z-Koordinate des Zellenschwerpunktes i	[m]
Z_m	z-Koordinate des Zylinderschwerpunktes	[m]
z	Zylinderzahl	[-]
\dot{z}_i	Geschwindigkeit der Zelle i in z-Richtung	[m/s]
α_{AG}	Wärmeübergangskoeffizient auf der Arbeitsgasseite	[W/(m ² *K)]
α_K	Durchflusskoeffizient	[-]
α_{KM}	Wärmeübergangskoeffizient auf der Kühlmittelseite	[W/(m ² *K)]
ε	Verdichtungsverhältnis	[-]
ε_{eff}	effektives Verdichtungsverhältnis	[-]

Formelzeichen

ε_{geom}	geometrisches Verdichtungsverhältnis	[-]
ε_{φ}	kurbelwinkelabhängiges Verdichtungsverhältnis	[-]
η	Wirkungsgrad	[%]
η_{GRG}	Gleichraumgrad	[%]
η_V	Wirkungsgrad idealer Vergleichsprozess	[%]
η_{Wasser}	Wasserwirkungsgrad	[%]
η_e	effektiver Wirkungsgrad	[%]
η_i	indizierter Wirkungsgrad	[%]
η_{th}	thermodynamischer Wirkungsgrad	[%]
η_{thGR}	thermodynamischer Wirkungsgrad Gleichraumprozess	[%]
$\eta_{thGR,\varphi}$	kurbelwinkelabhängiger thermodynamischer Wirkungsgrad Gleichraumprozess	[%]
$\Delta\eta_{Bb}$	Leckage	[%]
$\Delta\eta_{LW}$	Ladungswechsel	[%]
$\Delta\eta_{Ww}$	Wandwärmeübergang	[%]
$\Delta\eta_g$	Gütegrad	[%]
$\Delta\eta_m$	mechanische Verluste	[%]
$\Delta\eta_{rL}$	reale Ladung	[%]
$\Delta\eta_{rV}$	realer Verbrennungsablauf	[%]
$\Delta\eta_{uV}$	unvollkommene Verbrennung	[%]
θ	Trägheitsmoment	[kg*m ²]
κ	Isentropenexponent / Polytropenexponent	[-]
λ	Wärmeleitfähigkeit	[W/(m*K)]
μ	Durchflusszahl am Ventilspalt	[-]
ϱ	Dichte	[kg/m ³]
ϱ_i	Dichte in der Zelle i	[kg/m ³]
ϱ_0	Dichte Zustand 0 (unendlich großer Druckbehälter)	[kg/m ³]
ϱ_s	Dichte im Ventilspalt	[kg/m ³]
$\sigma_{p_{mi}}$	Standardabweichung indizierter Mitteldruck	[bar]
φ	Kurbelwinkel	[°KW]
ω_K	Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle	[1/s]
ω_T	Winkelgeschwindigkeit des Tumbles	[1/s]

1 Kurzfassung

Ambitionierte CO₂-Flottenzielwerte und strenge Emissionsvorschriften zukünftiger Gesetzgebungen stellen hohe Anforderungen an die Fahrzeugentwicklung. Eine weitere Wirkungsgradsteigerung des Ottomotors trägt demzufolge dazu bei, die Zielwerte zu erreichen. Theoretisch steigt der Wirkungsgrad eines Ottomotors mit zunehmendem Verdichtungsverhältnis. In der Realität bietet ein steigendes Verdichtungsverhältnis in der unteren Teillast zwar Effizienzvorteile, jedoch sinkt die Klopfestigkeit bei höheren Lasten deutlich ab. Insbesondere bei Downsizing-Ottomotoren in Kombination mit hohem Fahrzeuggewicht können in Realfahrten häufig hohe Mitteldrücke beobachtet werden. Hierdurch wird Motorklopfen begünstigt, was eine Rücknahme des Zündwinkels erfordert. Die daraus resultierenden späten Verbrennungsschwerpunktlagen sind nicht wirkungsgrad-optimal. Eine hohe Klopfestigkeit ist somit für einen hohen Wirkungsgrad zukünftiger Downsizing-Brennverfahren essentiell.

In dem vorliegenden wissenschaftlichen Beitrag erfolgt die Untersuchung und Bewertung neuer Technologiekombinationen zur Wirkungsgradsteigerung des Ottomotors unter Berücksichtigung des Emissionsausstoßes. Im Mittelpunkt der vorrangig experimentellen Analysen, welche zusätzlich durch Berechnungen, Simulationen und optische Hochgeschwindigkeitsaufnahmen ergänzt werden, stehen das Miller-Brennverfahren, die direkte Hochdruckkraftstoffeinspritzung und die Wassereinspritzungstechnologie. Bei den experimentellen Versuchen kommen sowohl spezielle Einzylinderaggregate als auch Vollmotortechnologieträger zum Einsatz.

Insgesamt können mit dieser Arbeit die folgenden Kernergebnisse gewonnen werden:

- Zunehmend frühere Einlass-Schließt-Zeitpunkte bewirken eine kontinuierliche Steigerung der Klopfestigkeit. Ohne eine geeignete Ladungsbewegung nimmt dabei jedoch die Verbrennungsstabilität stark ab, sodass ein Betrieb bei höheren Lasten teilweise nicht mehr möglich ist.
- Die Einlassnocken-, Einlasskanal- und Kolbengeometrie beeinflussen die Ladungsbewegung signifikant. Ein zu geringer maximaler Einlassnockenhub kann die Ausbildung einer Tumbleströmung entscheidend stören. Das Zusammenspiel aus Einlasskanal- und Kolbengeometrie führt zu komplexen Strömungsstrukturen, welche sich bedeutend auf das Verbrennungsverhalten auswirken. Verluste durch verhältnismäßig geringe Durchflusswerte des Einlasskanals können durch eine gesteigerte Klopfestigkeit überkompensiert werden.
- Bei einer gezielten selektiven Kühlung, in Kombination mit einem deutlich reduzierten Kühlwasservolumenstrom, entstehen keine Nachteile für die Klopfestigkeit beim Miller-Brennverfahren.
- Mit einer für das Miller-Brennverfahren optimierten Mehrfach-Kraftstoffeinspritzung lässt sich der Wirkungsgrad und die Laufruhe bei gleichzeitig niedrigem Partikelemissionsniveau weiter steigern. Eine Kraftstoffdruckerhöhung von 350 bar auf 500 bar führt zu keiner grundlegenden Veränderung der thermodynamischen Verbrennung und kann unter Voraussetzung einer optimalen Einspritzstrategie sowie bestimmter Rahmenbedingungen eine weitere Reduktion der Partikelemissionen bewirken.
- Im Vergleich zur Kanalwassereinspritzung erzielt die Direktwassereinspritzung beim Miller-Brennverfahren eine deutlich stärkere Steigerung des Wirkungsgrades und der Laufruhe, wobei die Technologie aufgrund unvollständiger Wasserverdampfung bis zum Zündzeitpunkt theoretisch noch weiteres Potential bietet.
- Für eine partikelarme Verbrennung ist eine zeitliche Trennung von Kraftstoff- und Wassereinspritzung ratsam. Während bei kleinen Wassermengen eine Reduktion von Nanopartikeln zu beobachten ist, fördern größere Wassermengen die Partikelbildung und einen erhöhten Ausstoß von HC-Emissionen.

1 Abstract

Vehicle development must contend with the demands of ambitious CO₂ fleet targets and future legislation with stringent emissions standards. More efficient gasoline engines will help achieve these targets. In theory, the higher the compression ratio, the more efficient a gasoline engine is. In reality, increasing the compression ratio in the lower partial load may improve efficiency. But it will also substantially reduce knock resistance at higher loads. Under real driving conditions, high mean pressures tend to occur especially with downsizing gasoline engines combined with a high vehicle weight. This setup promotes engine knock and requires a reduction in the ignition angle. The resulting late center-of-combustion positions do not optimize efficiency. High knock resistance is therefore essential for future ultraefficient downsizing combustion processes.

This scientific work investigates and evaluates new technology combinations that make gasoline engines more efficient. These researches also consider exhaust emissions. The largely experimental analyses focus on the Miller combustion process, direct high-pressure fuel injection, and water injection technology. Calculations, simulations and optical high-speed photography supplement these analyses. The experimental tests are performed with special single-cylinder engines and four-cylinder engine technology prototypes.

This work produced the following key findings:

- Increasingly earlier closing times of the intake valves steadily increase knock resistance. Combustion stability is reduced clearly where there is no suitable charge movement. Therefore operation at higher loads is no longer possible in some cases.
- The intake-cam, intake-port and piston geometries significantly affect the charge movement. Insufficient maximum intake cam lift can decisively disrupt tumble flow formation. The interplay of intake-port and piston geometries results in complex flow structures. These have a substantial impact on combustion behavior. Increased knock resistance can overcompensate losses caused by relatively low intake-port flow rates.
- Specific selective cooling, in combination with a far lower coolant volumetric flow, does not decrease knock resistance with the Miller combustion process.
- Multiple fuel injection optimized for the Miller combustion process further increased efficiency and smooth running. It also resulted in low particulate emission levels. Increasing fuel pressure from 350 bar to 500 bar does not fundamentally change thermodynamic combustion. This fuel pressure increase can further reduce particulate emissions provided an optimal injection strategy and certain boundary conditions exist.
- Compared with port water injection, direct water injection delivers much better efficiency and smooth running with the Miller combustion process. This technology theoretically offers even greater potential because of the incomplete water vaporization up to the ignition point.
- Timing separation for fuel and water injection is recommended for low-particulate combustion. While fewer nanoparticles are visible with low quantities of water, larger quantities of water promote particulate formation and increase HC emissions.

2 Einleitung

Der Einsatz von Verbrennungsmotoren in zukünftigen Fahrzeugantrieben ist aktuell ein polarisierendes Thema und wird häufig in der Öffentlichkeit vor dem Hintergrund des global fortschreitenden Klimawandels angeregt diskutiert.

Grundsätzlich führen Treibhausgase in der Atmosphäre zu einer Erwärmung des Klimas. Während der natürliche Treibhauseffekt das Leben auf der Erde erst möglich macht, bewirkt der anthropogene Treibhauseffekt eine zusätzliche Erwärmung [1, 2]. Durch eine Erderwärmung können negative Auswirkungen für das Ökosystem entstehen [2–4]. Eine Maßnahme zur Reduktion von Treibhausgasen besteht in einer Verminderung des CO₂-Ausstoßes aus der Verbrennung von fossilen Kraftstoffen [5]. In der Europäischen Union gilt für Pkw-Hersteller seit dem 1. Januar 2020 ein Flottenzielwert von 95 g CO₂/km. Dieser Wert soll bis zum Jahr 2030 um 37,5% reduziert werden [6], was einem Flottenzielwert von 59,4 g CO₂/km entspricht. Dieses ambitionierte Ziel stellt die Fahrzeugindustrie vor große Herausforderungen.

Eine Möglichkeit zur Reduktion des CO₂-Ausstoßes besteht in der Elektrifizierung des Antriebsstranges. Neben Hybridfahrzeugen, bei denen sowohl ein Elektro- als auch ein Verbrennungsmotor Teil des Antriebssystems ist, bieten Pkw-Hersteller zunehmend reine Elektrofahrzeuge an. Auch wenn ein hoher Grad an elektrifizierten Fahrzeugen im Straßenverkehr angestrebt wird, ist ein Mix aus verschiedenen Antriebskonzepten in Zukunft wahrscheinlicher. In Anbetracht der noch nicht vollständig ausgebauten Ladeinfrastruktur sowie dem Kundeninteresse an hohen Fahrzeugreichweiten, wird der Verbrennungsmotor, in konventioneller und hybridisierter Form, auch noch in den nächsten Jahren in modernen Pkws vorzufinden sein. Demzufolge ist eine weitere Effizienzsteigerung des Verbrennungsmotors zur Erreichung der Flottenziele nach wie vor von hoher Bedeutung.

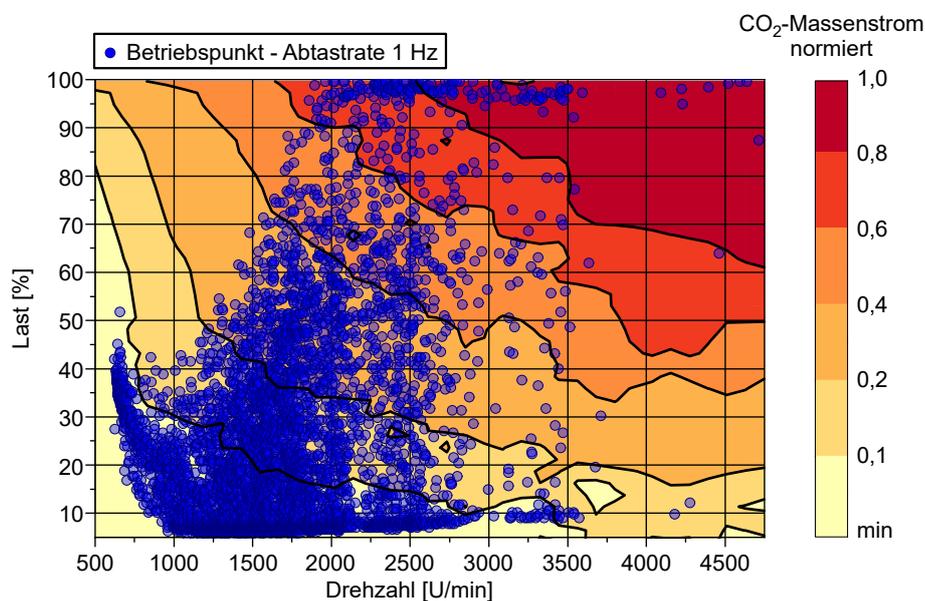


Abbildung 2-1: RDE Lastkollektiv eines Fahrzeugs der oberen Mittelklasse mit Downsizing-Ottomotor

In der Vergangenheit haben sich Downsizing-Ottomotoren als Fahrzeugantrieb etabliert. Das Downsizing-Konzept bietet unter anderem Vorteile hinsichtlich Bauraumbedarf, Gewicht, Aufheizverhalten und Entdrosselung. Mit zunehmendem Fahrzeuggewicht und höheren Leistungsanforderungen in RDE-Fahrten treten jedoch häufig hohe Mitteldrücke auf, wodurch Motorklopfen begünstigt wird. Die erforderliche Spätverstellung des Zündwinkels führt zu späten Verbrennungsschwerpunktlagen, welche nicht wirkungsgradoptimal sind. Beispielhaft zeigt Abbildung 2-1 ein RDE Lastkollektiv eines Fahrzeugs der oberen Mittelklasse mit einem turboaufgeladenen 1,6 Liter Downsizing-Ottomotor und konventionellem Brennverfahren. Der Motor leistet

maximal 115 kW bei einem Drehmoment von 250 Nm. Insbesondere bei höherer Teillast und Vollast im Drehzahlbereich zwischen 1750 U/min bis 3500 U/min entstehen hohe CO₂-Ausstöße.

Der thermodynamische Wirkungsgrad eines Ottomotors nimmt theoretisch mit steigendem Verdichtungsverhältnis zu. In der Realität lässt sich somit bei unterer Teillast und optimalen Verbrennungsschwerpunktlagen eine Wirkungsgradsteigerung erreichen. Bei höherer Teillast und Vollast wird durch hohe Verdichtungsverhältnisse jedoch in der Regel Motorklopfen begünstigt. Für möglichst hohe Wirkungsgrade im gesamten Motorkennfeld ist demzufolge eine hohe Klopfestigkeit des Brennverfahrens erforderlich. Aufgrund zukünftiger Abgasgesetzgebungen, welche zunehmend strengere Anforderungen stellen, muss eine Wirkungsgradsteigerung darüber hinaus unter Berücksichtigung limitierter Schadstoffe erfolgen. Hierzu zählen neben gasförmigen Emissionen auch Partikel. Die Weiterentwicklung der Zertifizierungsmesstechnik ermöglicht dabei die Erfassung von immer feineren Partikeln, deren Reglementierung durch zukünftige Gesetzgebungen somit wahrscheinlicher wird.

Im Rahmen dieser Arbeit erfolgt die Untersuchung verschiedener Technologien und deren Kombination zur weiteren Wirkungsgradsteigerung des Ottomotors. Hierbei werden alle Effizienzmaßnahmen hinsichtlich des Emissionsverhaltens bewertet. Die Untersuchungen finden auf Basis eines hochverdichteten homogenen Brennverfahrens statt und zielen auf eine Klopfestigkeitssteigerung bei gleichzeitig möglichst niedrigem Emissionsniveau ab. Im Fokus stehen dabei insbesondere das Miller-Brennverfahren, die Kraftstoffeinspritzung und die Wassereinspritzungstechnologie.

Das folgende Kapitel 3 vermittelt die notwendigen Grundlagen, welche für das Verständnis der Arbeit notwendig sind. Hierbei wird auch der aktuelle Stand von Wissenschaft und Technik aufgezeigt. Kapitel 4 thematisiert mögliche Technologien für zukünftige Ottomotoren. Im Zuge dessen werden zukünftige Anforderungen ermittelt, woraus letztendlich eine Ableitung der Zielsetzung und Strategie dieser Arbeit erfolgt. Die Basis für die wissenschaftlichen Ergebnisse bilden experimentelle Versuche an Einzylinder- und Vollmotortechnologieträgern. Dabei werden die Versuchsergebnisse teilweise durch Berechnungs- und Simulationsergebnisse sowie optische Aufnahmen ergänzt. Das experimentelle Umfeld sowie die angewendeten Analysemethoden sind in Kapitel 5 dokumentiert, wobei unter anderem auf die eingesetzten Versuchsaggregate, Rahmenbedingungen sowie Mess- und Auswertetechnik eingegangen wird. Die Ergebnisse, welche in Kapitel 6 erläutert werden, sind in insgesamt vier Teilabschnitte gegliedert. Im ersten Abschnitt werden die Auswirkungen einer hohen Verdichtung auf das Klopfestigkeitsverhalten bewertet. Die Untersuchung stellt dabei die Ausgangslage für die Anwendung klopfestigkeitssteigernder Technologien dar. Der zweite Abschnitt beschäftigt sich mit der Analyse von Maßnahmen zur optimalen Umsetzung des Miller-Brennverfahrens. Hierbei werden vor allem Potentiale und Herausforderungen aufgezeigt. Die Kraftstoffeinspritzung und Gemischbildung besitzt einen hohen Einfluss auf das Partikelemissionsverhalten. Demzufolge findet im dritten Abschnitt spezifisch für das Miller-Brennverfahren eine Optimierung und Bewertung von Strategien zur homogenen Hochdruckkraftstoffeinspritzung statt. Thema des vierten und letzten Abschnittes ist die Kombination des Miller-Brennverfahrens mit der Wassereinspritzung. Neben dem Aufzeigen der Auswirkungen von unterschiedlichen Wassereinspritzkonzepten erfolgt dabei auch die Analyse von Ansätzen zur weiteren Optimierung dieser Technologie. Schlussendlich fasst Kapitel 7 die gewonnenen wissenschaftlichen Erkenntnisse dieser Arbeit bewertend zusammen und bietet damit eine Empfehlung für die zukünftige Motorentwicklung.

3 Grundlagen und Stand der Technik

In diesem Kapitel werden die technischen Grundlagen vermittelt, die zum Verständnis dieser Arbeit notwendig sind. Die im Folgenden ausgeführten Erläuterungen sind nach dem neusten Stand der Technik verfasst. Da die Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit auf eine Wirkungsgradsteigerung abzielen, beschäftigt sich das erste Teilkapitel mit den Einflüssen auf den ottomotorischen Wirkungsgrad. Dabei wird aufgezeigt, welche Einflüsse zu einer Abweichung von der idealen Verbrennung führen können. Mit dem Ziel der Wirkungsgradsteigerung kommen bei den experimentellen Versuchen das Miller-Brennverfahren und die Wassereinspritzungstechnologie als Effizienzmaßnahmen zum Einsatz. Daher geht das darauffolgende Teilkapitel auf das Arbeitsprinzip des Miller-Brennverfahrens ein. Da bei diesem Brennverfahren Ladungsbewegungsmaßnahmen notwendig sind, erläutert Kapitel 3.3 die notwendigen strömungstechnischen Grundlagen in der Verbrennungsmotorentwicklung. Der aktuelle Stand der Forschung sowie das Wirkprinzip der Wassereinspritzungstechnologie sind in Kapitel 3.4 aufgeführt. Schlussendlich vermittelt das letzte Teilkapitel Grundkenntnisse zum Thema Partikelemissionen, welche bei experimentellen Verbrennungsuntersuchungen im Rahmen dieser Arbeit häufig betrachtet und bewertet werden.

3.1 Einflüsse auf den ottomotorischen Wirkungsgrad

Beim Verbrennungsmotor handelt es sich um eine Energieumwandlungsmaschine, welche die im Brennstoff gespeicherte chemische Energie zunächst im Brennraum in thermische und dann über den Kolben in mechanische Energie umsetzt [7]. Für einen hohen Wirkungsgrad soll dabei aus dem zugeführten Brennstoff ein möglichst großer Anteil in mechanische Energie gewandelt werden. Entscheidend hierfür ist der thermodynamische Verbrennungsprozess, welcher den tatsächlich erreichbaren Wirkungsgrad bestimmt [8]. Zur Veranschaulichung eines realen Motorprozesses dienen sogenannte Kreisprozesse, bei denen vereinfachend angenommen wird, dass die Verbrennung einer Wärmezufuhr und der Ladungswechsel einer Wärmeabfuhr entsprechen. Der Ladungswechsel erfolgt im unteren Totpunkt unter Vernachlässigung möglicher Verluste. Da der Brennraum als adiabat betrachtet wird, gibt es keinen Wärmeaustausch zwischen der Zylinderfüllung und den Brennraumwänden. Unter der Annahme eines reibungsfreien Systems verlaufen Kompression und Expansion isentrop. Die Berechnung eines geschlossenen Kreisprozesses erfolgt unter der Voraussetzung eines idealen Arbeitsgases mit konstanter Zusammensetzung und konstanter Wärmekapazität. Im Gegensatz dazu sind bei einem realen Motor die Stoffgrößen des Arbeitsgases abhängig von Temperatur und Druck [9]. Unter Annahme eines idealen Arbeitsgases lässt sich der thermodynamische Wirkungsgrad (auch als thermischer Wirkungsgrad bezeichnet) für einen geschlossenen Kreisprozess grundsätzlich wie folgt berechnen [9]:

$$\eta_{th} = \frac{q_{zu} - q_{ab}}{q_{zu}} \quad (3-1)$$

Das geometrische Verdichtungsverhältnis besitzt einen entscheidenden Einfluss auf den Wirkungsgrad und den Mitteldruck. Es berechnet sich aus dem Quotienten des maximalen Brennraumvolumens und des Brennraumvolumens bei oberen Totpunkt [9]:

$$\varepsilon_{geom} = \frac{V_c + V_h}{V_c} \quad (3-2)$$

Ein weiterer wichtiger Einflussfaktor auf den Wirkungsgrad stellt der Isentropenexponent dar, welcher sich aus den spezifischen Wärmekapazitäten des Arbeitsgases berechnet [9]:

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} = 1 + \frac{R}{c_v} \quad (3-3)$$

Arbeitsgase mit hoher spezifischer Wärmekapazität, welche demnach einen kleinen Isentropenexponenten besitzen und entsprechend große Wärmemengen speichern können, erwärmen sich weniger unter Kompression. Folglich führt dies zu einem geringeren Druckanstieg. Im Gegensatz dazu führt ein hoher Isentropenexponent bei Wärmezufuhr zu einem gesteigerten Druckanstieg, was sich über die erhöhte Volumenänderungsarbeit positiv auf den Wirkungsgrad auswirkt [9].

Für die Beschreibung einer idealen ottomotorischen Verbrennung hat sich in der Thermodynamik der in Abbildung 3-1 dargestellte Gleichraumprozess als Vergleichsprozess durchgesetzt. Dieser ideale Kreisprozess stellt den bestmöglichen thermodynamischen Prozess dar, der in einer Verbrennungskraftmaschine theoretisch umgesetzt werden kann [8, 9]. Der Gleichraumprozess wird durch eine isochore Wärmezufuhr und –abfuhr sowie durch eine isentrope Kompression und Expansion beschrieben [9]. Charakteristisch für diesen Prozess ist, dass die Wärmezufuhr ausschließlich im oberen Totpunkt bei konstantem Volumen stattfindet. Folglich müsste bei einem realen Motor die Verbrennung im oberen Totpunkt im Idealfall unendlich schnell ablaufen, was praktisch nicht umsetzbar ist [7]. Entsprechend führt dieser Prozess zu einer hohen thermischen und mechanischen Belastung. Infolge der hohen Spitzendrücke und Druckgradienten würden Geräuschemissionen begünstigt werden. Faktisch müsste der isochore Ladungswechsel unendlich schnell ablaufen, was in der Realität nicht möglich ist [9].

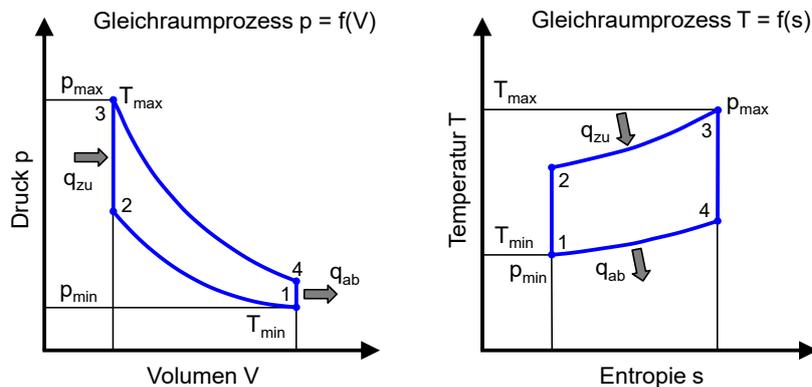


Abbildung 3-1: Gleichraumprozess [8]

Unter Berücksichtigung der Gleichung (3-1) ergibt sich die Berechnung des thermodynamischen Wirkungsgrades für den Gleichraumprozess wie folgt [7]:

$$\eta_{th} = \frac{q_{zu} - q_{ab}}{q_{zu}} = 1 - \frac{q_{ab}}{q_{zu}} = 1 - \frac{c_v * (T_4 - T_1)}{c_v * (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 * \left(\frac{T_4}{T_1} - 1\right)}{T_2 * \left(\frac{T_3}{T_2} - 1\right)} \quad (3-4)$$

Für die isentrope bzw. adiabate Kompression und Expansion kann folgende Beziehung aufgestellt werden [7]:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{\kappa-1} = \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{\kappa-1} = \frac{T_4}{T_3} \quad (3-5)$$

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2} \quad (3-6)$$

Mit Gleichung (3-4) und Gleichung (3-6) ergibt sich damit [7]:

$$\eta_{thGR} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{\kappa-1} = 1 - \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{\kappa-1} \quad (3-7)$$

Gleichung (3-7) verdeutlicht den direkten Einfluss des Verdichtungsverhältnisses und der Stoffeigenschaften des Arbeitsgases auf den thermodynamischen Wirkungsgrad des Gleichraumprozesses [8]. Allerdings wird mit Abbildung 3-2 ersichtlich, dass mit immer höheren Verdichtungsverhältnissen die Wirkungsgradsteigerung im Verhältnis dazu immer kleiner ausfällt, bis schließlich nahezu ein Sättigungsverhalten vorliegt [7].

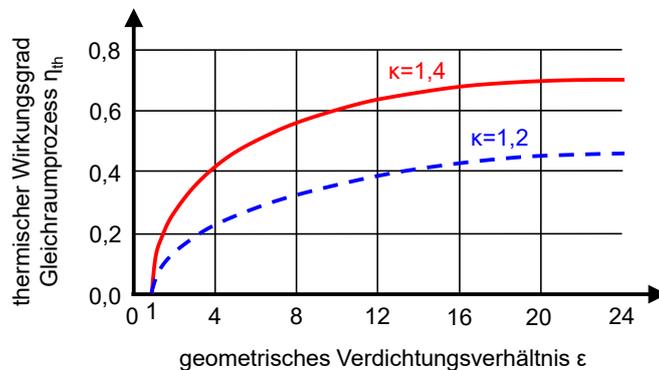


Abbildung 3-2: Einfluss des Verdichtungsverhältnisses auf den Gleichraumprozesswirkungsgrad [7]

Des Weiteren verdeutlicht das pV-Diagramm in Abbildung 3-3, dass eine Wärmezufuhr vor oder nach dem oberen Totpunkt zu einer Absenkung des effektiven Verdichtungsverhältnisses und damit zu einer Wirkungsgradabnahme führt. Nach Gleichung (3-1) muss damit zwingend eine erhöhte Wärmeabfuhr erfolgen. Aus dem Gleichraumprozess lässt sich für einen idealen Ottomotorprozess somit ableiten, dass für einen hohen Wirkungsgrad ein hohes Verdichtungsverhältnis anzustreben ist. Außerdem sollte die Verbrennung in der Nähe des oberen Totpunktes mit möglichst kurzen Brenndauern ablaufen [8]. Zudem wirkt sich ein hoher Isentropenexponent positiv auf den Prozesswirkungsgrad aus [9].

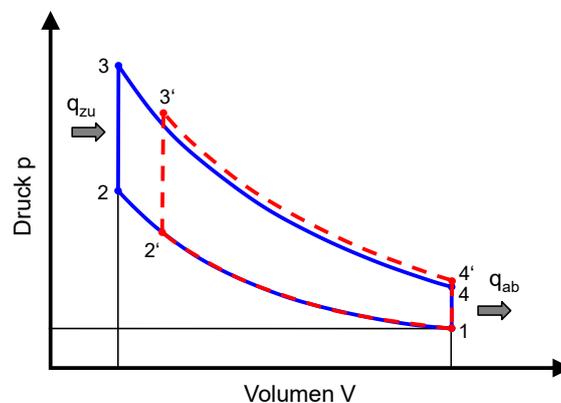


Abbildung 3-3: Wärmezufuhr vor oder nach dem oberen Totpunkt beim Gleichraumprozess [8]

Abhängig vom Verdichtungsverhältnis sowie dem Isentropenexponenten des Arbeitsgases weist der Gleichraumprozess einen bestimmten Verlustanteil auf. Abbildung 3-4 veranschaulicht die Verluste des Gleichraumprozesses. Zur Reduzierung dieser Verluste müsste die Expansion soweit fortgeführt werden, bis das Anfangsdruckniveau (Fläche I) beziehungsweise sogar wieder das Anfangstemperaturniveau (Fläche II) erreicht ist. Da die Fläche III im Ts-Diagramm nicht nutzbar ist, handelt es sich um einen nicht umkehrbaren Kreisprozess [8].

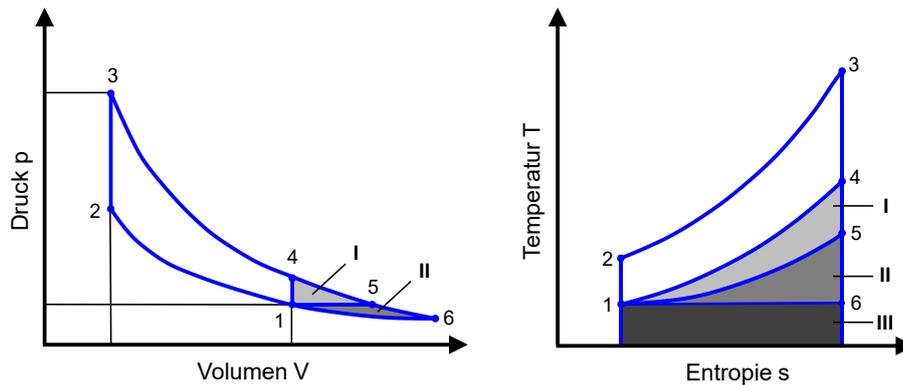


Abbildung 3-4: Identifizierung der Verluste des Gleichraumprozesses [8]

Des Weiteren besitzt ein realer Motor Verluste, welche bei idealen Vergleichsprozessen nicht berücksichtigt werden. Zur Bestimmung dieser Verluste kommt daher die Verlustanalyse zum Einsatz, welche die unterschiedlichen Einflüsse und Wirkungsgrade mittels einer Prozessrechnung (die Berechnungsverfahren sind in [10] beschrieben) ermittelt. Bei dieser Verlustanalyse findet ein Bezug auf den idealen Gleichraumprozess, welcher eine optimale Energieausnutzung darstellt, statt [9, 10].

Unter Berücksichtigung der Verlustteilung setzt sich die Wirkungsgradkette zur Bestimmung des effektiven Wirkungsgrades η_e eines realen Motors wie folgt zusammen [7, 10]:

$$\eta_e = \eta_i - \Delta\eta_m \quad (3-8)$$

$$\text{mit } \eta_i = \eta_V - \Delta\eta_g \quad (3-9)$$

$$\Delta\eta_g = \Delta\eta_{rL} + \Delta\eta_{uV} + \Delta\eta_{rV} + \Delta\eta_{Ww} + \Delta\eta_{Bb} + \Delta\eta_{LW} \quad (3-10)$$

Mit den Wirkungsgraden:

η_e Effektiver Wirkungsgrad

η_i Indizierter Wirkungsgrad

η_V Wirkungsgrad idealer Vergleichsprozess (Gleichraumprozess)

Sowie den Verlusten:

$\Delta\eta_m$ Mechanische Verluste

$\Delta\eta_g$ Gütegrad

$\Delta\eta_{rL}$ Reale Ladung

$\Delta\eta_{uV}$ Unvollkommene Verbrennung

$\Delta\eta_{rV}$ Realer Verbrennungsablauf

$\Delta\eta_{Ww}$ Wandwärmeübergang

$\Delta\eta_{Bb}$ Leckage

$\Delta\eta_{LW}$ Ladungswechsel

3.1.1 Einfluss der Klopfestigkeit

Besonders die Klopfestigkeit eines Ottomotors beeinflusst den realen Verbrennungsverlauf vorzugsweise bei hohen Lasten. Je nach Intensität der klopfenden Verbrennung kann eine starke akustische Belastung sowie eine mechanisch beziehungsweise thermisch hervorgerufene Schädigung des Ottomotors entstehen [10, 11]. Grundsätzlich handelt es sich beim Klopfen um ein irreguläres Verbrennungsphänomen der vorgemischten Verbrennung. Bei einem vorgemischtem Luft-Kraftstoff-Gemisch sind Brennstoff und Oxidationsmittel möglichst

homogen im Brennraum verteilt und die Flammenfront verläuft nach der Zündung mit einer bestimmten Geschwindigkeit durch den Brennraum [10]. Klopfen tritt auf, wenn sich das Gemisch nach dem Zündzeitpunkt selbstentzündet, bevor es von der durch die Zündung ausgelösten Flammenfront erfasst wird [7, 9]. Bei der chemischen Reaktion können sehr hohe Druckwellen mit Ausbreitungsgeschwindigkeiten von über 1000 m/s auftreten [10]. Infolge der reflektierten und interferierenden Druckwellen entstehen hochfrequente Druck-Eigenresonanzen mit steilen Druckgradienten im Frequenzbereich von > 5 kHz [9], welche deutlich im Brennraumdrucksignal zu sehen sind. Dabei kann die Klopfintensität zwischen den jeweiligen Arbeitsspielen schwanken [9]. Aufgrund der sehr schnellen Energieumsetzung steigen Druck und Temperatur stark an [9, 10]. Es entstehen hohe Strömungsgeschwindigkeiten an der Brennraumwand, wodurch der Wandwärmeübergang stark zunimmt und somit die thermische Belastung zusätzlich steigt [9]. Eine Spätverstellung der Zündung wirkt dem Klopfen entgegen. Hierdurch entstehen allerdings späte Schwerpunktlagen der Verbrennung, welche nicht wirkungsgradoptimal sind [7]. Je später die Zündung erfolgt, desto größer ist das zur Verfügung stehende Brennraumvolumen während der Verbrennung. Durch die entsprechende Druck- und Temperaturreduktion im noch unverbrannten Gemisch werden die Bedingungen für eine lokale Selbstentzündung beziehungsweise für eine klopfende Verbrennung somit entschärft.

Abbildung 3-5 zeigt jeweils ein Arbeitsspiel ohne und mit klopfender Verbrennung. Da für eine Selbstentzündung Vorreaktionen erforderlich sind, welche einen gewissen Zeitraum benötigen, wird Klopfen besonders bei niedrigen Drehzahlbereichen begünstigt [7, 9–11].

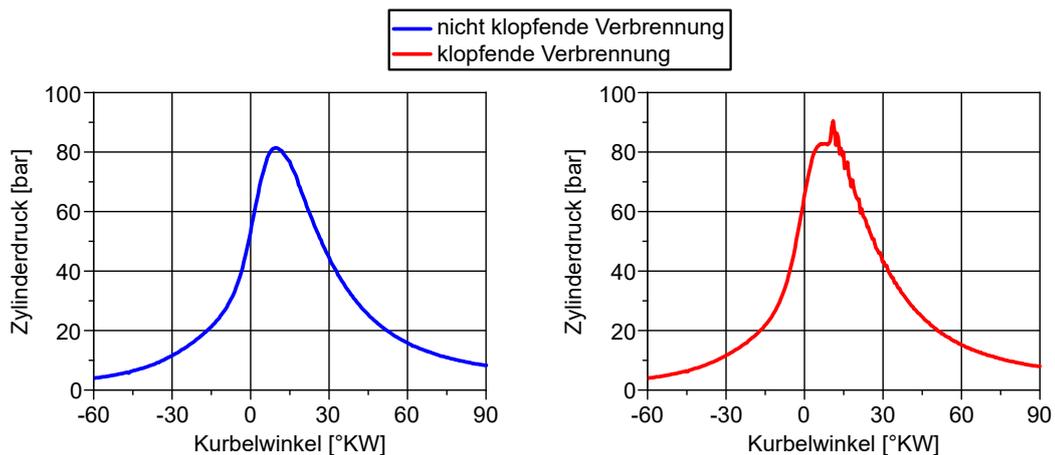


Abbildung 3-5: Arbeitsspiel ohne und mit klopfender Verbrennung

Eine Steigerung der Klopfestigkeit eines Ottomotors wird durch die folgenden Maßnahmen unterstützt [7, 9, 10]:

- Niedrige Gemischtemperaturen im Brennraum bei Verdichtungsende
 - Verringerung der Ansaugtemperatur
 - Erhöhung der Wärmekapazität des Gemisches
 - Vermeidung von Wärmestrahlung ausgehend von heißen Brennraumoberflächen (Kühlung von Brennraumwänden, kleiner Brennraum bzw. kleine Oberflächen)
 - Verringerung des Verdichtungsverhältnisses
 - Vermeidung von Brennraumablagerungen, welche den Wärmetübergang vermindern
- Verkürzung der Brenndauer
 - Verringerung der Zeit für Vorreaktionen durch Erhöhung der Drehzahl
 - Erhöhung der Flammengeschwindigkeit durch Ladungsbewegung

- Kurze Flammwege durch konstruktive Gestaltung des Brennraumes (z. B. Verringerung des Brennraumvolumens)
- Niedrige zyklische Schwankungen
- Verwendung eines Kraftstoffes mit hoher Oktanzahl

Generell besitzt die Lage des Verbrennungsschwerpunktes Auswirkungen auf die Brenndauer und die Verbrennungsstabilität (vgl. Erläuterungen der thermodynamischen Verbrennungsgrößen in Kapitel 5.2.1). Abbildung 3-6 veranschaulicht den Zusammenhang dieser Größen anhand einer Beispielmessung bei einer Drehzahl von 2000 U/min und zwei unterschiedlichen Lastpunkten. Hieraus wird deutlich, dass bei späteren Verbrennungsschwerpunktlagen eine Zunahme der Brenndauer und eine Abnahme der Verbrennungsstabilität erfolgt. Demzufolge begünstigt eine Klopfestigkeitssteigerung, welche zu früheren Verbrennungsschwerpunktlagen führt, eine Verkürzung der Brenndauer und eine Erhöhung der Verbrennungsstabilität.

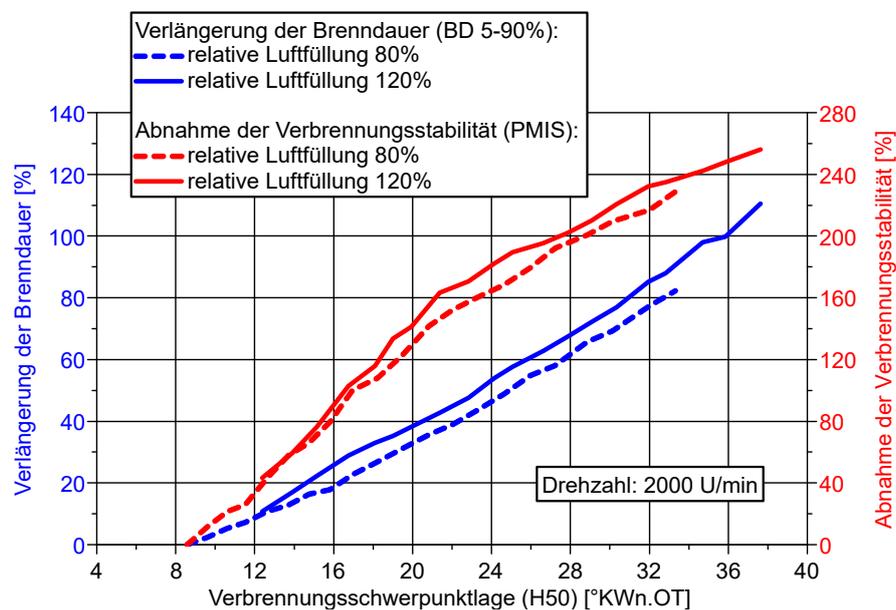


Abbildung 3-6: Einfluss der Verbrennungsschwerpunktlage auf die Verbrennungsgrößen [12]

3.1.2 Einfluss des Wandwärmeeüberganges

Eine Kühlung des Verbrennungsmotors ist erforderlich, um eine thermische Überlastung der Bauteile zu vermeiden [10]. Grundsätzlich stellt die abgeführte Wärmeenergie eines Verbrennungsmotors einen Wirkungsgradverlust dar, da diese nicht in mechanische Arbeit umgesetzt wird. Abhängig von der Größe des Wärmestromes zwischen Arbeitsgas und Kühlmedium entsteht ein entsprechender Einfluss auf den Brennraumdruck und die Brennraumtemperatur, was sich folglich auf den Wirkungsgrad, das Emissionsverhalten und die Abgastemperatur auswirkt [10]. Da es sich bei der Verbrennung um einen stark instationären Prozess handelt, liegen die mittleren Bauteiltemperaturen weit unter der Arbeitsgasspitzentemperatur [9]. Hinsichtlich der Wärmeübertragung ist eine Betrachtung der brennraumbegrenzenden Wände als ebene Fläche zulässig, da die Temperaturschwankungen des Arbeitsgases nur wenige Millimeter in diese eindringen [13]. Wird jedoch genau genommen die Zylinderform einer Brennraumwand, welche von einem Kühlmedium umgeben ist, berücksichtigt, kann das in Abbildung 3-7 gezeigte Modell und dessen Temperaturverlauf für einen stationären Betrieb angenommen werden [14].

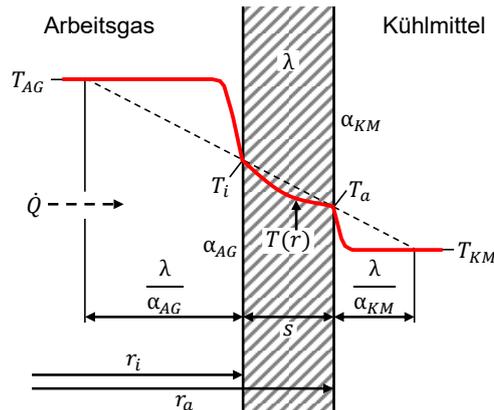


Abbildung 3-7: Stationärer Temperaturverlauf in einer zylinderförmigen Brennraumwand [13, 14]

Gleichung (3-11) beschreibt in diesem Zusammenhang den Wärmestrom \dot{Q} vom Arbeitsgas über die zylinderförmige Brennraumwand in das Kühlmedium [14]. Allgemein wird der Wärmeübergangskoeffizient von dem wandnahen Strömungsfeld beeinflusst. Mit Zunahme der turbulenten Strömung in diesem Bereich steigt auch der Wandwärmeübergang [9].

$$\dot{Q} = \alpha_{AG} * A_{AG} * (T_{AG} - T_i) = \frac{\lambda}{s} * \frac{2 * \pi * (r_a - r_i) * l_Z}{\ln\left(\frac{r_a}{r_i}\right)} * (T_i - T_a) = \alpha_{KM} * A_{KM} * (T_a - T_{KM}) \quad (3-11)$$

Die Wärmeübertragung vom Arbeitsgas in das Kühlmedium erfolgt grundsätzlich über die drei folgenden Mechanismen [13]:

1. Wärmeleitung in gasförmigen, festen und flüssigen Stoffen
2. (überwiegend erzwungene) Konvektion durch bewegte gasförmige und flüssige Stoffe
3. Wärmestrahlung zwischen gasförmigen und festen Stoffen

Während die Wärmeübertragung auf der Kühlmittelseite nur über die ersten beiden Mechanismen abläuft, sind auf der Arbeitsgasseite alle drei Mechanismen beteiligt [13].

$$\eta_{GRG} = \frac{\eta_{thGR,\varphi}}{\eta_{thGR}} = \frac{1 - \varepsilon_\varphi^{1-\kappa}}{1 - \varepsilon^{1-\kappa}} \quad (3-12)$$

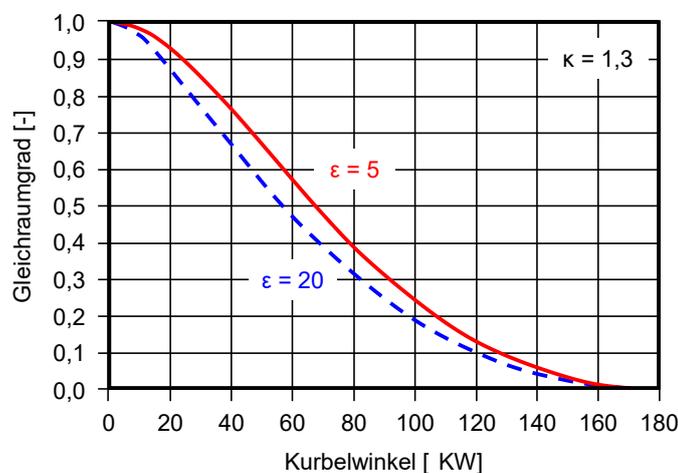


Abbildung 3-8: Gleichraumgrad in Abhängigkeit des Kurbelwinkels [9]

Unter Berücksichtigung des Gleichraumprozesses kann mit zunehmenden Abstand des Kolbens vom oberen Totpunkt immer weniger Wärmeenergie in mechanische Arbeit umgewandelt werden. Entsprechend ist der Wirkungsgradverlust umso höher, desto näher am OT eine Wärmeabfuhr erfolgt. In diesem Zusammenhang ist der in Gleichung (3-12) beschriebene Gleichraumgrad eine geeignete Größe zur Darstellung des Wärmeanteils, welcher in Abhängigkeit des Kurbelwinkels in mechanische Arbeit umgewandelt werden kann [9]. In Abbildung 3-8 ist der Gleichraumgrad in Abhängigkeit des Kurbelwinkels aufgetragen.

Bei einem realen Motor wird besonders in der Expansionsphase Wärme aufgrund hoher Gastemperaturen und turbulenter Strömungen an die Brennraumwand abgegeben. Folglich vermindert die abgeführte Wärme den Zylinderinnendruck und somit die nutzbare innere Arbeit [9]. Bei der theoretischen Betrachtung einer isolierten Brennraumwand ließe sich die sonst verlorene Wandwärme für den Arbeitsprozess nutzen. Allerdings erreicht der Wirkungsgrad im Idealfall maximal nur den des Gleichraumprozesses. In der Literatur werden Untersuchungen beschrieben, bei denen Isolationsmaßnahmen im Brennraum vorgenommen wurden [10]. Dabei konnte festgestellt werden, dass ein minimierter Wandwärmeübergang zu einer höheren Arbeitsprozessstemperatur führt. Daraus resultierend wurde eine abnehmende Zylinderfüllung aufgrund der reduzierten Luftdichte beobachtet, wodurch Leistungsverluste entstanden. Des Weiteren trat der Effekt ein, dass bei höheren Wandwärmepertemperaturen die Flamme näher an die Wand heranbrannte. Als Folge konnte sogar eine Erhöhung des Wandwärmeübergangskoeffizienten festgestellt werden [10].

3.2 Miller-Brennverfahren

Das Miller-Brennverfahren, welches ursprünglich auf einer Erfindung von Ralph Miller aus dem Jahr 1952 basiert [15], unterscheidet sich im Gegensatz zu einem konventionellem Brennverfahren durch den Schließzeitpunkt des Einlassventils. Bei diesem Brennverfahren wird das Einlassventil bereits während des Ansaugtaktes beziehungsweise vor dem unteren Totpunkt geschlossen, wodurch eine Zwischenexpansionsphase entsteht [16]. Abbildung 3-9 zeigt einen idealisierten Miller-Prozess im Vergleich zu einem konventionellen Gleichraumprozess.

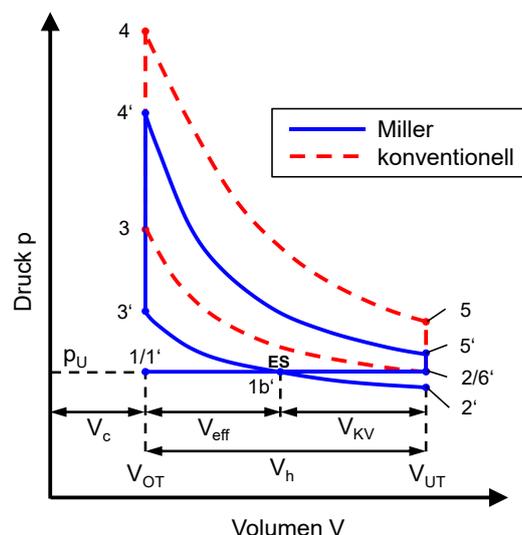


Abbildung 3-9: Definition Miller-Prozess [17]

In Abbildung 3-9 beginnt die Ansaugphase im Punkt 1/1'. Beim Miller-Prozess schließt das Einlassventil bereits im Punkt 1b' bevor der Kolben den unteren Totpunkt erreicht. Danach wird die Zylinderladung weiter expandiert, bevor die Kompressionsphase bei einem Druckniveau unterhalb des Ansaugdruckes im Punkt 2' beginnt.

Am Ende der Kompressionsphase liegt der Verdichtungsdruck in Punkt 3' deutlich erkennbar unterhalb dem des konventionellen Prozesses in Punkt 3. Nach der isochoren Wärmezufuhr läuft der Miller-Prozess bis zum Beginn der Ausschleppphase im Punkt 2/6', im Vergleich zum konventionellen Prozess auf einem niedrigeren Druckniveau ab [17].

Umso früher das Einlassventil schließt, desto mehr erfolgt eine Verringerung des effektiven Verdichtungsverhältnisses, welches auch als Kompressionsverhältnis bezeichnet werden kann. Das effektive Verdichtungsverhältnis ist definiert durch die Kolbenposition, bei dem der Zylinderdruck dem Ansaugdruck des Motors entspricht. Abhängig von der Kolbenposition ergibt sich ein im Vergleich zum Hubvolumen reduziertes Zylindervolumen, woraus sich ein Kompressionsverzug ergibt [18]. Folglich gilt für das Kompressionsverhältnis beziehungsweise das effektive Verdichtungsverhältnis [17, 18]:

$$\varepsilon_{eff} = \frac{V_h - V_{KV} + V_c}{V_c} = \frac{V_{eff} + V_c}{V_c} \quad (3-13)$$

Demnach entsteht beim Miller-Brennverfahren ein unterschiedliches Kompressions- und Expansionsverhältnis. Das Verhältnis zwischen geometrischem und effektiven Verdichtungsverhältnis wird als Millergrad bezeichnet [17]:

$$Millergrad = \frac{\varepsilon_{geom}}{\varepsilon_{eff}} = \frac{V_h + V_c}{V_{eff} + V_c} \quad (3-14)$$

Grundsätzlich führt das frühe Schließen des Einlassventils und die damit einhergehende Absenkung des effektiven Verdichtungsverhältnisses zu einer reduzierten Zylinderfüllung [16, 17], welche durch eine Anhebung des Saugrohrdruckes kompensiert werden muss, um Leistungsverluste zu vermeiden. Hieraus ergeben sich für einen aufgeladenen Ottomotor Auswirkungen auf das Verhalten im lastabhängigen gedrosselten und aufgeladenen Betriebszustand. Entsprechend kann die Drosselklappe im niedrigen Teillastbereich aufgrund des höheren erforderlichen Saugrohrdruckes weiter geöffnet werden, was zu einer stärkeren Entdrosselung des Ladungswechsels führt und sich damit vorteilhaft auf den Arbeitsprozess auswirkt [19, 20]. Im Verhältnis dazu ist im aufgeladenen Betriebsbereich ein höherer Ladedruck erforderlich [10, 16]. Daraus resultiert für turboaufgeladene Ottomotoren auch ein Anstieg des Turbineneintrittsdrucks, welcher die Ausschlepparbeit erhöht und damit den Wirkungsgrad negativ beeinflussen kann [16, 18]. Zusätzlich stellt der gesteigerte Ladedruckbedarf im Hinblick auf ein schnelles Ansprechverhalten des Turboladers im Transientbetrieb eine Herausforderung dar [21]. Für ein möglichst hohes Effizienzpotential des Miller-Brennverfahrens und gutes Instationärverhalten [21] ist folglich eine spezielle Abstimmung des Aufladesystems erforderlich [17, 22].

Mit zunehmendem Millergrad steigt der Kompressionsverlust an, was wiederum einen Nachteil für den Wirkungsgrad des Arbeitsprozesses darstellt. Abbildung 3-10 zeigt in diesem Zusammenhang am idealisierten Ottokreisprozess den Kompressionsverlust beim frühen Einlass-Schließen im Vergleich zu konventionellen Steuerzeiten. Für eine vereinfachte Betrachtung wurde ein neutrales Spüldruckgefälle (Saugrohrdruck = Abgasgedruck) angenommen. Aus der Abbildung 3-10 wird deutlich, dass im Miller-Betrieb Drosselverluste vermieden werden können, allerdings die Kompressionsverluste mit immer früherem Einlass-Schließen weiter zunehmen, was den Prozesswirkungsgrad reduziert [18]. Theoretische Berechnungen in [18] zeigen, dass erst die Kombination mit einem erhöhten geometrischen Verdichtungsverhältnis zu einer Kompensation der Kompressionsverluste führt, wodurch eine Wirkungsgradsteigerung möglich wird. Mit den durchgeführten Berechnungen in [18] wird allerdings auch deutlich, dass der positive Einfluss eines erhöhten Verdichtungsverhältnisses auf den Wirkungsgrad sinkt, umso stärker der Millergrad ist. Im Vergleich zu einem Motor mit kleinerem Hubvolumen und konventionellen Steuerzeiten sowie einer vergleichbaren Kompression des Arbeitsgases stellt das Miller-Brennverfahren ein Verfahren nach dem Prinzip der verlängerten Expansion dar [23], mit dem zusätzliche Expansionsarbeit gewonnen wird, wodurch der thermodynamische Wirkungsgrad steigt [24]. Obwohl das Miller-

Brennverfahren in der Literatur häufig als Verfahren mit verlängerter Expansion bezeichnet wird [17], liegt bei gegebenem Hubraum genau genommen eine verkürzte Kompressionsphase und keine verlängerte Expansionsphase vor [23].

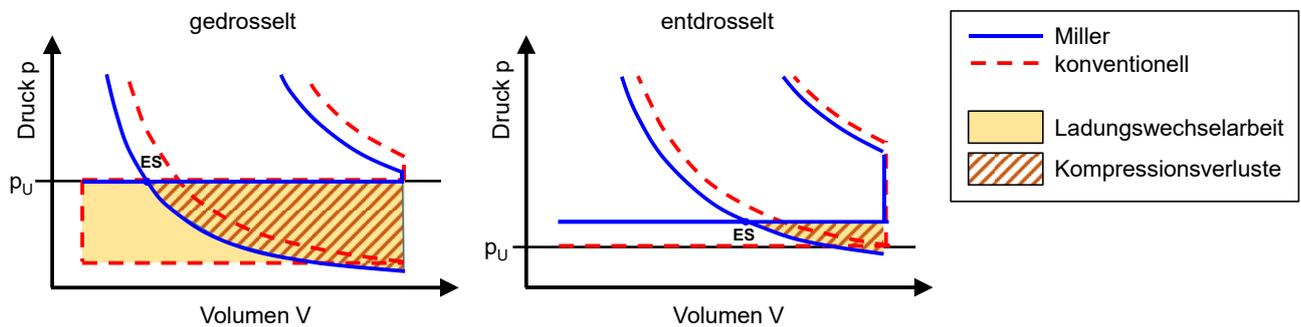


Abbildung 3-10: Theoretische Auswirkungen eines frühen Einlass-Schließts [18]

In Folge der Dekomprimierung bei frühem Einlass-Schließts besitzt das Arbeitsgas eine geringere Temperatur zu Beginn des Kompressionstaktes als bei konventionellen Steuerzeiten [16]. Umso früher dabei das Einlass-Schließts erfolgt, desto stärker reduziert die Zwischenexpansionsphase die Arbeitsgastemperatur bei Kompressionsbeginn und somit auch bei Kompressionsende [9, 16]. Bei höheren Lasten wird durch die reduzierte Kompressionsendtemperatur eine Steigerung der Klopfestigkeit begünstigt [9, 10, 19]. Dies gilt allerdings nur dann, wenn die Ansauglufttemperatur trotz des erhöhten Ladedruckbedarfs auf einem ausreichend niedrigen Niveau gehalten werden kann, wodurch die Anforderungen an die externe Ladeluftkühlung steigen [9, 17]. Aufgrund der gesteigerten Klopfestigkeit ist der Betrieb des Motors entweder mit einem höheren Mitteldruck oder einem erhöhten Verdichtungsverhältnis möglich [16]. Eine gesteigerte Klopfestigkeit führt außerdem zu früheren Schwerpunktlagen der Verbrennung, wodurch das Abgastemperaturniveau besonders bei hohen Lasten und Drehzahlen abgesenkt werden kann. Vor dem Hintergrund des thermischen Bauteilschutzes lässt sich so ein stöchiometrisches Luft-Kraftstoff-Verhältnis länger beibehalten, beziehungsweise eine Anreicherung des Gemisches sogar ganz vermeiden [25]. Entsprechend wird die Abgasnachbehandlung mit einem Drei-Wege-Katalysator nicht beeinträchtigt und die Konvertierung der gasförmigen Schadstoffe erfolgt im gesamten Motorkennfeld.

Allgemein stellen Wandwärmeverluste in der Kompressionsphase einen Verlust für den Arbeitsprozess dar. Ein weiterer positiver Effekt, der durch das frühe Einlass-Schließts entsteht, ist, dass infolge der verringerten Arbeitsgastemperatur in der Kompressionsphase Wandwärmeverluste reduziert werden [17, 18], was in Kombination mit einem erhöhten geometrischen Verdichtungsverhältnis von Vorteil ist.

Eine Herausforderung beim Miller-Brennverfahren stellt die Erhaltung einer ausreichenden Ladungsbewegung dar. Durch das frühe Einlass-Schließts mit geringen Ventilhuben entsteht ein Ladungsbewegungsverlust, der durch Ladungsbewegungsmaßnahmen im Einlasskanal kompensiert werden muss [26]. Dabei können Durchflussverluste entstehen, welche zusätzlich einen erhöhten Ladedruck erfordern und die maximal erreichbare spezifische Leistung einschränken [26]. Eine mangelnde Ladungsbewegung kann zu einer längeren Brenndauer, einer schlechten Gemischbildung [9] und zu einem längeren Brennverzögerung führen [26], was sich wiederum negativ auf das Wirkungsgradpotential auswirkt. Des Weiteren wirkt sich ein erhöhtes geometrisches Verdichtungsverhältnis negativ auf den Erhalt der Tumblebewegung aus. Abhilfe kann eine optimierte Kolbenform schaffen, welche die Ladungsbewegung unterstützt [27]. Auch ein Hub-/Bohrungsverhältnis > 1 fördert aufgrund der gesteigerten Kolbengeschwindigkeit die Ladungsbewegung [28]. Zusammenfassend sind die Vor- und Nachteile des Miller-Brennverfahrens in Tabelle 3-1 aufgeführt.

Miller-Brennverfahren	
Vorteile	Nachteile
<ul style="list-style-type: none"> • Entdrosselung in der unteren Teillast • Reduktion der Kompressionstemperatur <ul style="list-style-type: none"> ○ Steigerung der Klopfestigkeit bei höheren Lasten ○ Verringerung der Wandwärmeverluste • Möglichkeit zur Steigerung des geometrischen Verdichtungsverhältnisses <ul style="list-style-type: none"> ○ Steigerung des Wirkungsgrades • Möglichkeit zur Steigerung des Mitteldruckes • Reduktion der Abgastemperatur <ul style="list-style-type: none"> ○ Verzicht auf Gemischanreicherung zum Bauteilschutz 	<ul style="list-style-type: none"> • Zunahme der Kompressionsverluste • schlechte Ladungsbewegung <ul style="list-style-type: none"> ○ nachteiliges Verbrennungsverhalten ○ schlechtere Gemischaufbereitung • höherer Ladedruckbedarf • höherer Abgasgegendruck bei Turboaufladung • hohe Anforderungen an die Ladeluftkühlung

Tabelle 3-1: Vor- und Nachteile des Miller-Brennverfahrens

Schlussendlich sei darauf hingewiesen, dass in der Literatur Brennverfahren mit spätem Einlass-Schließt gelegentlich auch als Miller-Verfahren bezeichnet werden [20]. Diese Begriffsdefinition ist auf den von Ralph Miller erfundenen Motor zurückzuführen, mit welchem neben einem frühen Einlass-Schließt auch ein spätes Einlass-Schließt realisierbar war [15]. Dennoch wird für Verfahren mit spätem Einlass-Schließt in der Literatur üblicherweise der Begriff Atkinson-Verfahren verwendet [17, 20]. Dies ist durch das Patent von James Atkinson begründet, welcher bereits zuvor im Jahr 1887 ein Verfahren mit spätem Einlass-Schließt erfand [29]. Historisch gesehen ist also die ursprüngliche Erfindung eines Verfahrens mit spätem Einlass-Schließt James Atkinson und mit frühem Einlass-Schließt Ralph Miller zuzuordnen.

3.3 Ladungsbewegung

Die Ladungsbewegung eines Verbrennungsmotors ist definiert durch das Strömungsfeld im Brennraum. Dieses Strömungsfeld lässt sich in global gerichtete Makroströmungen und zahlreich ungerichtete Mikroströmungen differenzieren. Die globalen Makroströmungen können dabei abhängig von der Strömungsrichtung in die Ladungsbewegungsformen Tumble-, Drall-, und Quetsch-Strömung eingeteilt werden [9]. Durch Maßnahmen in der Ansaugstrecke oder im Brennraum ist eine Beeinflussung der Ladungsbewegungsintensität möglich. Generell ist die Flammengeschwindigkeit im Brennraum von der Brenngeschwindigkeit des ruhenden Arbeitsgases, der Strömungsgeschwindigkeit und der Expansionsgeschwindigkeit des umgesetzten Ladungsteiles abhängig. Je nach Ladungsbewegungsmaßnahme können daher deutliche Auswirkungen auf den Verbrennungsablauf entstehen. Eine Veränderung der Ladungsbewegung kann die Verbrennungsgeschwindigkeit, die Klopfestigkeit, die Verbrennungsstabilität, den Ladungswechsel und den Kraftstoffverbrauch beeinflussen. Möglich sind auch Auswirkungen auf die Gemischaufbereitung und das Emissionsverhalten [30]. Es ist zu berücksichtigen, dass zur Generierung einer gerichteten Ladungsbewegung ein gewisser Energieaufwand nötig ist [10]. Grundsätzlich ist eine Zunahme der Motordrehzahl [31] zuträglich, wodurch die Kolbengeschwindigkeit steigt. Hinsichtlich des Wandwärmeüberganges steigt dieser mit erhöhter Ladungsbewegung an [10].

Abbildung 3-11 zeigt schematisch die unterschiedlichen Ladungsbewegungsformen im Brennraum. Die Tumble-Strömung ist charakterisiert durch eine walzenförmige Strömung, welche senkrecht zur Zylinderlängsachse rotiert. Der Tumble-Wirbel bildet sich in der Ansaugphase aus und wird in der Kompressionsphase zunehmend verformt. Am Ende der Kompressionsphase löst sich dieser Wirbel in viele kleine Turbulenzen auf, wodurch ein hochturbulentes Strömungsfeld entsteht, was positive Auswirkungen auf die Gemischbildung und den Verbrennungsablauf hat [9]. Die Tumble-Strömung lässt sich durch Schirmventile, Maskierungen im Venturbereich, Klappen im Einlasskanal oder der Einlasskanalgeometrie selbst [32] intensivieren. Bei der Drall-Strömung findet eine Rotation der Strömung um die Zylinderlängsachse statt. Obwohl die Drall-Bewegung in der Kompressions-, Verbrennungs- und Expansionsphase durch Reibung an den Brennraumwänden und Dissipation beeinflusst wird, bleibt die charakteristische Strömungsbewegung anders als bei der Tumble-Strömung nahezu vollständig erhalten. Eine Erzeugung der Drall-Strömung wird durch die Kombination eines abgeschalteten Einlasskanals beziehungsweise Einlassventils und einem sogenannten Tangentialkanal, bei welchem die Einströmungsrichtung tangential zur Zylinderwand erfolgt, ermöglicht. Alternativ kann die Ansaugluft auch über einen spiralförmigen Einlasskanal zugeführt werden. Bei der Quetsch-Strömung handelt es sich um eine nach innen gerichtete Strömung, welche durch einen brennrauminternen Verdrängungsvorgang des Arbeitsgases im Bereich des oberen Totpunktes entsteht. Dafür sind üblicherweise die Randbereiche des Kolbens konstruktiv so gestaltet, dass der Abstand zum Zylinderkopf sehr gering ist und das Kompressionsvolumen weitestgehend von einer Kolbenmulde bestimmt wird [9].

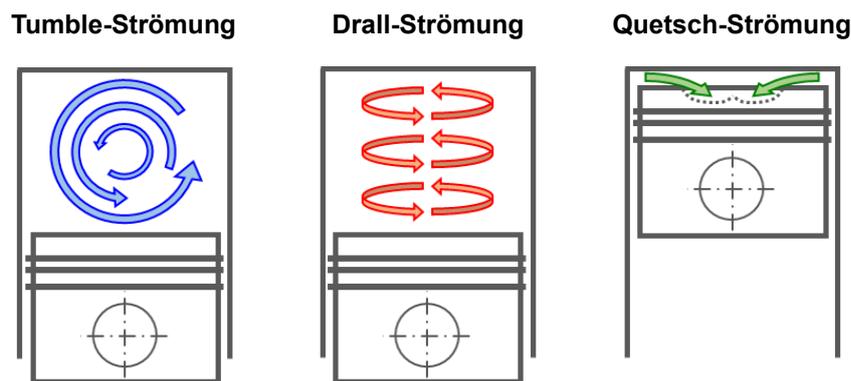


Abbildung 3-11: Ladungsbewegungsformen im Brennraum [9]

Während die Drall-Strömung, außer bei Otto-Magerkonzepten, vorrangig bei Dieselmotoren vorzufinden ist, kommt die Tumble-Strömung häufig bei Ottomotoren zur Anwendung [9]. Die Charakterisierung des Strömungsverhaltens eines Tumble-Einlasskanals kann über den Durchflusskoeffizienten α_K , den Tumble-Koeffizient C_T , die Tumblezahl Z_T und die turbulente kinetische Energie TKE erfolgen.

Der Durchflusskoeffizienten α_K beschreibt die Durchlässigkeit am Ventil, womit der Einfluss auf den Ladungswechsel ersichtlich wird [11]. Abbildung 3-12 zeigt die notwendigen Parameter am Einlassventil zur Bestimmung des Durchflusskoeffizienten α_K , welcher sich über die darauffolgend aufgeführten Schritte berechnet [33].

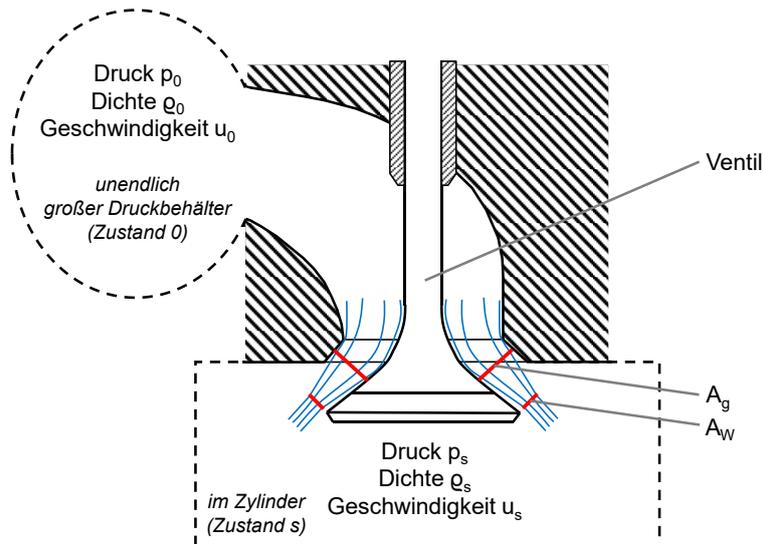


Abbildung 3-12: Parameter zur Bestimmung des Durchflusskoeffizienten [11, 33]

Für den Massenstrom durch das Einlassventil gilt [33]:

$$\dot{m} = \dot{V} * \rho = \mu * A_g * u_s * \rho_s = A_w * u_s * \rho_s \quad (3-15)$$

Nach Umformung ergibt sich der wirksame Querschnitt A_w . Dieser entsteht im Vergleich zum geometrischen Querschnitt A_g aufgrund der Einschnürung der Strömung, der Dichteunterschiede und durch die Reibungsverluste im Gasstrom sowie an den Wänden [33]:

$$A_w = \frac{\dot{m}}{u_s * \rho_s} \quad (3-16)$$

Unter Annahme einer verlustfreien Strömung und eines idealen Gases, welches eine isentrope Zustandsänderung erfährt, kann die Geschwindigkeit u_s im Ventilschlitz nach [33] durch die Ausströmgleichung von Saint-Venant und Wantzel (vgl. auch [34]) bestimmt werden:

$$u_s = \sqrt{u_0^2 + 2 * \frac{\kappa}{\kappa - 1} * \frac{p_0}{\rho_0} * \left[1 - \left(\frac{p_s}{p_0} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right]} \quad (3-17)$$

Des Weiteren ergibt sich nach [33] die Dichte im Ventilschlitz wie folgt:

$$\rho_s = \rho_0 * \left(\frac{p_s}{p_0} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \quad (3-18)$$

Letztendlich berechnet sich der Durchflusskoeffizient α_K durch den Bezug des wirksamen Querschnitts A_w auf die Kolbenoberfläche A_K (Gleichung (3-19)). Die Berechnung des wirksamen Querschnitts A_w verdeutlicht, dass der Durchflusskoeffizient α_K von der Ventilloffnung abhängig ist [33].

$$\alpha_K = \frac{A_w}{A_K} \quad (3-19)$$

Eine gängige Methode zur Quantifizierung der Tumblebewegung im Brennraum ist die Bestimmung einer Tumblezahl Z_T . Die Tumblezahl Z_T wird durch den Quotienten der Winkelgeschwindigkeit zwischen der Ladungsbewegung und der Kurbelwelle gebildet (Gleichung (3-20)) [10].

$$Z_T = \frac{\omega_T}{\omega_K} \quad (3-20)$$

Die Bestimmung der Winkelgeschwindigkeit der Ladungsbewegung erfolgt dabei in stationären Strömungsversuchen mit Hilfe von sogenannten integrativen oder differentiellen Messmethoden. Bei den integrativen Messmethoden erfolgt die Messung der Strömungseigenschaften meist über ein Drehflügelrad oder Drehmomentenmessgerät in einer Zylinderattrappe. Im Gegensatz dazu wird bei differentiellen Messmethoden das axiale Strömungsfeld in mehreren Punkten durch eine spezielle Strömungsgeschwindigkeitsmesstechnik (z. B. LDA, PIV oder DGV Messmethode) erfasst, woraus die Strömungsstruktur ersichtlich wird. Über diese Strömungsstruktur lassen sich verschiedene Parameter ableiten, mit denen letztendlich die Berechnung der Tumblezahl erfolgt [35]. Für eine detailliertere Erläuterung der Vorgehensweisen und Berechnungsformeln bei integrativen sowie differentiellen Messmethoden sei an dieser Stelle auf [35] verwiesen. Alternativ kann die Tumblezahl über ein simulationsgestütztes 3D-CFD-Verfahren berechnet werden (siehe Gleichung (3-21) und (3-22), die Berechnungsverfahren sind detailliert in [36] erläutert). Bei dem 3D-CFD-Verfahren findet eine Auswertung der Strömungsgeschwindigkeiten in den jeweiligen Zylinderebenen statt [36]. Abhängig von der festgelegten Netzstruktur findet eine Strömungsauswertung in kleinen Bereichen statt, wodurch das 3D-CFD-Verfahren Ähnlichkeiten zu differentiellen Messmethoden aufweist.

$$\omega_T = \frac{L}{\theta} = \frac{\sum_{\text{Zellen}} \varrho_i * V_i * [(Z_i - Z_m) * \dot{x}_i - (X_i - X_m) * \dot{z}_i]}{\sum_{\text{Zellen}} \varrho_i * V_i * ((Z_i - Z_m)^2 + (X_i - X_m)^2)} \quad (3-21)$$

$$\omega_K = 2 * \pi * \frac{N}{60} \quad (3-22)$$

Darüber hinaus lässt sich mit dem 3D-CFD-Verfahren ein sogenannter Tumble-Koeffizient C_T ermitteln, welcher von dem Tumble-Drehmoment T_T , dem Ansaugmassenstrom \dot{m} , der isentropen Strömungsgeschwindigkeit am Einlassventil u_s und der Zylinderbohrung D abhängig ist (siehe Gleichung (3-23)). Je nach Richtung der Tumblebewegung im Zylinder kann der Tumble-Koeffizient positive oder negative Werte annehmen [37].

$$C_T = \frac{2 * T_T}{\dot{m} * u_s * D} \quad (3-23)$$

$$T_T = \dot{L} \quad (3-24)$$

Eine weitere Kenngröße zur Beurteilung des Ladungsbewegungsverhaltens ist die turbulente kinetische Energie, welche die turbulenten Schwankungsbewegungen der Arbeitsgasmasse über die mittlere spezifische Energie beschreibt. Die turbulente kinetische Energie TKE berechnet sich wie folgt [10]:

$$TKE = \frac{1}{2} * \left(v_x'^2 + v_y'^2 + v_z'^2 \right) \quad (3-25)$$

Die Tatsache, dass der Tumble in der Kompressionsphase gestaucht wird, bis dieser im Gegensatz zum Drall in komplexe Strömungsstrukturen zerfällt und sich in Turbulenz auflöst, stellt besonders bei integrativen Methoden eine Herausforderung bei der Bestimmung der Tumblezahl dar. Abweichungen bezüglich der Ladungsbewegung im realen Motor können vor allem dadurch entstehen, dass am stationären Strömungsprüfstand eine Abbildung des Kolbens inklusive Aufwärtsbewegung üblicherweise nicht berücksichtigt wird. Dies kann dazu führen, dass Verbrennungsergebnisse und Tumble-Kennwerte teilweise schlecht korrelieren [38].

3.4 Wassereinspritzung

Die Wassereinspritzung beim Ottomotor führt zu einer Abkühlung des Arbeitsgases, wodurch der thermodynamische Arbeitsprozess signifikant beeinflusst wird [39]. Dieser Effekt kann genutzt werden, um eine Steigerung des Wirkungsgrades, einen verringerten Anreicherungsbedarf, ein verbessertes Emissionsverhalten und eine Erhöhung der Motorleistung zu erzielen [40, 41]. Grundsätzlich ermöglicht eine Wassereinspritzung eine Verringerung der Verdichtungsendtemperatur sowie eine Reduktion des Verdichtungsenddruckes [42] und damit eine Steigerung der Klopfestigkeit, was zu früheren Verbrennungsschwerpunktlagen führt [39, 43–45]. Abhängig von der verwendeten Wassermenge lässt sich ein Wasser-Kraftstoff-Verhältnis bestimmen, welches durch das Verhältnis von eingespritztem Wassermassenstrom zu Brennstoffmassenstrom definiert ist [46]:

$$WK_{ratio} = \frac{\dot{m}_W}{\dot{m}_B} \quad (3-26)$$

Vor dem historischen Hintergrund wurde die Wassereinspritzungstechnologie in militärischen Kolbenflugmotoren bereits in der Zeit des zweiten Weltkrieges zur Leistungssteigerung eingesetzt [47]. So waren beispielsweise Jagdflugzeuge des Typs Messerschmitt Bf 109 mit einer Wasser-Methanol-Einspritzung zur Leistungssteigerung des verbauten 12 Zylinder Daimler-Benz-Motors ausgestattet [48]. In der Vergangenheit wurde die Technologie ebenfalls zur Leistungssteigerung in der Formel-1 sowie im Rallye-Motorsport verwendet. Bei Großdieselmotoren dient die Wassereinspritzung zur Reduktion der Stickoxidemissionen [49]. Die bisher bekannten Serienfahrzeuge mit integrierter Wassereinspritzung zur Ladeluftkühlung sind der SAAB 99 Turbo [50] und der BMW M4 GTS [51].

Je nach Position der Wasserinjektoren und Integration in die jeweilige Bauteilgruppe am Motor ergeben sich unterschiedliche Wassereinspritzungskonzepte. Die möglichen Konzepte und Injektorpositionen sind in Abbildung 3-13 dargestellt.

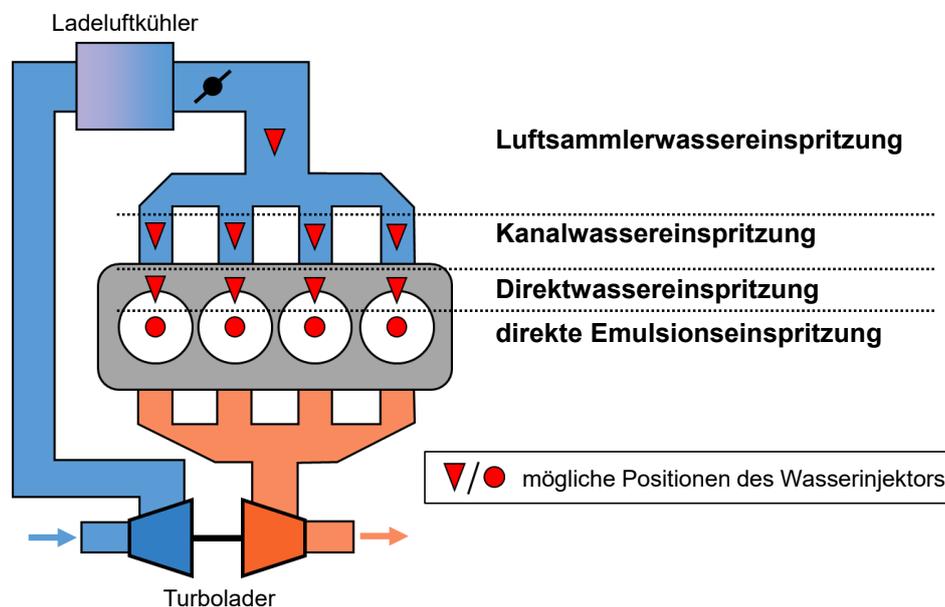


Abbildung 3-13: Wassereinspritzkonzepte [39]

Demnach kann eine Wassereinspritzung im Luftsammler oder Saugrohr beziehungsweise Einlasskanal erfolgen. Vorteilhaft ist hierbei, dass bei einer Einspritzung in der Ansaugstrecke nur ein verhältnismäßig niedriger Wasserdruck notwendig ist [39, 52]. Im Gegensatz zur Kanal-Wassereinspritzung ist die Sammler-Wassereinspritzung mit nur einem oder wenigen Wasserinjektoren umsetzbar und somit sehr kostengünstig [46].

Theoretisch ist bei diesen beiden Konzepten der Einspritzzeitpunkt frei wählbar. Auch eine permanente Einspritzung über 720°KW ist denkbar. Allerdings besteht bei geschlossenen Einlassventilen die Gefahr, dass die Ventilteller und der Einlasskanal intensiv mit Wasser benetzt werden. Benetzungsvorgänge begünstigen die Bildung großer Tropfen und Wandfilme, was eine schnelle Verdampfung des Wassers behindert [39, 45, 52]. Allgemein führt die Benetzung einer heißen Wand mit Wasser dazu, dass Wärme aus der Wand gezogen wird [39], wodurch sich das Potential einer eingespritzten Wassermenge zur Kühlung des Arbeitsgases verringert [53]. Darüber hinaus kann eine Benetzung der Zylinderlaufbahn zu einem Wassereintrag in das Motoröl führen [53], in dem das Wasser über die Kolbenringe ins Kurbelgehäuse abgestreift wird. In diesem Zusammenhang zeigen Untersuchungen in [54], dass besonders bei großen Wassermengen und niedriger drehzahlbedingter Strömungsgeschwindigkeiten im Zylinder verstärkt Wandbenetzungsvorgänge auftreten können. Thermodynamisch betrachtet kann die Ansaugluft Wasser in gasförmiger Form nur bis zu einem bestimmten Sättigungspunkt aufnehmen, bevor dieses in flüssiger Form auskondensiert. Bei Überschreitung des Sättigungspunktes ist mit einer ungleichen Wasserverteilung zwischen den Zylindern aufgrund von Kondensationsvorgängen zu rechnen, was besonders bei einem großen Abstand zwischen Einspritzung und Brennraumeintritt relevant werden kann [46]. Für die Direktwassereinspritzung sind die Integration eines Brennraumwasserinjektors sowie eine Wasserhochdruckversorgung nötig. Ein geregeltes Wasser-Hochdrucksystem erfordert ein Hochdruckrail, Regelventile und Drucksensorik sowie eine Steuerungslogik, was die Systemkomplexität deutlich erhöht [52]. Auch bei der Direktwassereinspritzung ist der Einspritzzeitpunkt frei wählbar und erfolgt separat zur Benzineinspritzung. Der hohe Freiheitsgrad bezüglich der Einspritzstrategie ermöglicht neben der Einfach-Einspritzung darüber hinaus eine Mehrfach-Wassereinspritzung. Somit ist auch eine zusätzliche Einspritzung in den Ausschietakt realisierbar [39]. Der hohe Druck begünstigt eine feine Zerstäubung des Wassers [39, 45]. Allerdings weisen [45] und [55] auch drauf hin, dass mit einer Erhöhung des Einspritzdruckes die Spray-Penetration zunehmen kann, wodurch Wandbenetzungsvorgänge eintreten können. Ein Nachteil des Systems ist, dass der Direktwassereinspritzungsinjektor bei abgeschalteter Wassereinspritzung nicht gekühlt wird, was zu einer Schädigung des Injektors führen kann [46]. Erfahrungen an Erdgasmotoren [56] zeigen allerdings, dass während des Motorbetriebs abgeschaltete Brennrauminjektoren mit einer speziell entwickelten wärmeableitenden Schutzhülse wirksam gekühlt werden können. Entsprechend wäre diese Lösung auch zur Kühlung eines abgeschalteten Direktwassereinspritzungsinjektors denkbar.

Ein weiteres Wassereinspritzkonzept stellt die Emulsionseinspritzung dar. Bei der Emulsionseinspritzung werden Kraftstoff und Wasser vor dem Injektor gemischt und gemeinsam in den Brennraum eingespritzt. Folglich ist der Einspritzzeitpunkt des Wassers immer an den Einspritzzeitpunkt des Kraftstoffes gekoppelt [52]. Da Wasser und Kraftstoff nicht ineinander lösbar sind, ist bei einem Emulsionssystem entweder ein Zusatzemulgator auf Tensidbasis oder ein spezielles Einspritz- beziehungsweise Mischungssystem erforderlich, damit eine Trennung in zwei Phasen möglichst vermieden wird [57, 58]. Untersuchungen in [59] und [60] deuten darauf hin, dass eine stabile Wasser-Emulsion nur durch den Zusatz von Tensiden erzeugt werden kann. Während bei Mischungssystemen zwar der erforderliche Wasseranteil zum Kraftstoff beigemischt werden kann, ist die Erzeugung einer vollständig homogenen Emulsion allerdings nicht oder nur sehr schwer möglich. Neben dem zusätzlichen Kostenfaktor bei Verwendung eines Emulgators weist [61] auf Untersuchungen mit Diesel-Wasser-Emulsionen hin, bei welchen Emulgatorbestandteile zur Entstehung von Feinstpartikeln führten. Bei Verwendung einer Emulsions-Mischungsvorrichtung muss eine homogene Verteilung der Mischung auf den jeweiligen Zylinder sichergestellt sein [46]. Eine weitere Herausforderung beim Emulsionskonzept besteht insbesondere darin, das Wasser-Kraftstoff-Verhältnis im dynamischen Fahrbetrieb schnell verändern zu können [46, 62]. Daher sollte die Herstellung der Emulsion möglichst dicht am oder im Einspritzventil erfolgen, um eine Bereitstellung des Wassers bei dynamischen Lastwechseln mit kurzen Ansprechzeiten zu erreichen [63]. Aufgrund der zusätzlichen Wassermenge muss der Emulsionsinjektor für einen entsprechend höheren Durchsatz ausgelegt werden, was sich wiederum auf die Genauigkeit bei der Einspritzung von minimalen Kraftstoffmengen negativ auswirkt [64].

Generell sorgt eine Wassereinspritzung in den Luftsammler bereits für eine Kühlung der Ansaugluft, bevor diese in den Brennraum eintritt. Im Gegensatz dazu wird mit der Kanalwassereinspritzung und insbesondere der Direktwassereinspritzung sowie der Emulsionseinspritzung ein möglichst großer Wärmeentzug direkt im Brennraum beabsichtigt [52]. Allgemein lassen sich die vier Wassereinspritzkonzepte neben den technischen Anforderungen an Wasserinjektoren und -pumpen auch hinsichtlich Bauraumbedarf und Systemkosten differenzieren. Zusammenfassend werden die Anforderungen der jeweiligen Wassereinspritzkonzepte in Tabelle 3-2 verglichen.

Anforderung	Luftsammler-wassereinspritzung	Kanal-wassereinspritzung	Direkt-wassereinspritzung	Direkte Emulsions-einspritzung
Einspritzdruck	●	●	●●●	●●●
Systemkomplexität	●	●●	●●●	●●●
Bauraumbedarf	●	●●	●●●	●●
Systemkosten	●	●●	●●●	●●
[●] mittel, [●●] hoch, [●●●] sehr hoch				

Tabelle 3-2: Anforderungen der Wassereinspritzkonzepte

Die bei der Wassereinspritzung hervorgerufene Verringerung der Arbeitsgastemperatur basiert auf unterschiedlichen Wirkmechanismen. Dabei besitzt der Wärmeentzug aus dem Arbeitsgas den größten Einfluss. Der Wärmeentzug wird durch die vier folgenden Prozesse erzielt [39]:

- Verdunstung des Wassers
- Aufheizen des Wassers und Verdunstung bis zum Siedepunkt
- Verdampfung des Wassers ab dem Siedepunkt
- Überhitzung des Wasserdampfes über den Siedepunkt

Insgesamt bewirkt der Verdampfungsprozess des Wassers den höchsten Wärmeentzug. Zutraglich ist hierbei die hohe Verdampfungsenthalpie des Wassers von 2257 kJ/kg (bei 100°C und 1,013 bar) [10]. Im Vergleich dazu besitzt Super-Benzin nur eine Verdampfungsenthalpie von 420 kJ/kg (bei 30 bis 190°C und 1,013 bar) [10]. Entsprechend verfügt Wasser über eine gut fünfmal so hohe Verdampfungsenthalpie wie Ottokraftstoff. Damit ein hoher Wärmeentzug aus dem Arbeitsgas in der Verdichtungsphase erzielt wird, muss möglichst viel Wassermasse bis zum Zündzeitpunkt verdampfen. Abhängig von der bis zum Zündzeitpunkt tatsächlich abgesenkten Arbeitsgastemperatur durch die verdampfte Wassermenge, bezogen auf die theoretische Arbeitsgastemperaturabsenkung bei vollständiger Verdampfung des Wassers, ergibt sich der Wasserwirkungsgrad. Demnach berechnet sich der Wasserwirkungsgrad nach folgender Gleichung [65]:

$$\eta_{Wasser} = \frac{\Delta T_{ZZP}}{\Delta T_{theo}} \quad (3-27)$$

Generell ist eine hohe Zerstäubungsgüte des Wassersprays mit kleinen Tropfendurchmessern für einen hohen Wasserwirkungsgrad förderlich [39]. Untersuchungen in [54] zeigen, dass es bei Wassereinspritzung zu einer Schichtung und damit zu einer inhomogenen Verteilung des Wassers im Brennraum kommen kann. Zurückgeführt wird dieses unter anderem auch auf die Stoffeigenschaften des Wassers, welche zu größeren Tropfen im Vergleich zu Kraftstoff führen und in Kombination mit der hohen Verdampfungsenthalpie eine Homogenisierung erschweren. Ergänzend verdeutlichen die Ergebnisse von [55], dass die Eigenschaften von Wasser im Vergleich zu Benzin zu einem schlechteren Strahlauflbruch sowie zu einer tieferen Spray-Penetration am Ende der Einspritzung führen. Insgesamt wirken sich somit Effekte wie Wandbenetzung, unvollständige Verdampfung, nur

lokale Kühlung und ungünstige Arbeitgasschichtung maßgeblich negativ auf den Wasserwirkungsgrad aus. Für eine möglichst optimale Ausnutzung des Wassers müssen die Position des Injektors, das Spraybild, der Einspritzdruck und der Einspritzzeitpunkt aufeinander abgestimmt werden [39]. In diesem Zusammenhang können die optimale Injektorposition und das optimale Spraybild stark vom angestrebten Betriebspunkt sowie von der Ladungsbewegung abhängig sein, wodurch eine motorspezifische Auslegung des Sprays erforderlich wird [66]. Untersuchungen in [39] zeigen, dass erst in der Kompressionsphase ausreichende Temperaturen für einen Verdampfungsvorgang des Wassers erreicht werden. Die Brennraumtemperaturen in der Ansaugphase bewirken im Gegensatz dazu lediglich eine Erwärmung und Verdunstung. Sehr frühe Einspritzzeitpunkte, welche deutlich vor der Kompressionsphase liegen, können zudem Wandbenetzungsvorgänge verstärken. Grundsätzlich reduziert eine Steigerung der Motordrehzahl den Zeitraum für die Verdampfung des Wassers. Bei Erhöhung der Motordrehzahl verringert sich somit besonders bei der Direktwassereinspritzung, trotz systembedingter feiner Zerstäubung und der Möglichkeit zur Einspritzung in der Kompressionsphase, der Wasserwirkungsgrad [39].

Ein weiterer, eher untergeordneter, Effekt zur Reduktion der Arbeitsgastemperatur ist, dass bei Wassereinspritzung die absolute Arbeitsgasmasse im Brennraum zunimmt, wodurch die Wärmekapazität der Zylinderladung ansteigt [39]. Untersuchungen in [39] zeigen jedoch, dass die Wärmekapazität des Arbeitsgases bei Einspritzung eines Wasser-Kraftstoff-Verhältnisses von 30% nur um ca. 2% bis 4% zunimmt, was mit der eingebrachten geringen Wassermenge korreliert. Die spezifische Wärmekapazität einer Luft-Wasser-Mischung steigt, da es sich im Gegensatz zur Ansaugluft bei Wasser um ein dreiatomiges Molekül handelt [67]. In der Verdichtungsphase begünstigen niedrige Arbeitsgastemperaturen, infolge der höheren Wärmekapazität der Zylinderladung, eine Steigerung der Klopfestigkeit. Darüber hinaus werden die Temperaturen in der Verbrennungs- und Ausschleppphase reduziert [39]. In diesem Zusammenhang zeigen Berechnungen in [43] und [68], dass der Isentropenexponent bei gleicher Arbeitsgastemperatur unter Zugabe von Wasserdampf abnimmt, was sich in der Expansionsphase theoretisch negativ auf den Prozesswirkungsgrad auswirkt [68]. Da allerdings der Isentropenexponent temperaturabhängig ist und mit fallender Temperatur zunimmt, wird dieser Effizienznachteil leicht durch den Kühlungseffekt überkompensiert [68]. Letztendlich besitzt der Wärmeentzug durch die Verdampfung des Wasser im direkten Vergleich einen deutlich größeren Einfluss auf die Steigerung der Klopfestigkeit als die Zunahme der Wärmekapazität der Zylinderladung [39]. Die insgesamt geringere Arbeitsgastemperatur führt darüber hinaus zu reduzierten Wandwärmeverlusten, was sich wiederum positiv auf den Prozesswirkungsgrad auswirkt [43, 69].

Durch die gesteigerte Klopfestigkeit bietet die Wassereinspritzung Potential zur weiteren Anhebung des geometrischen Verdichtungsverhältnisses, was den Teillastwirkungsgrad verbessert [57]. Die höhere Dichte der Zylinderladung trägt zur Reduzierung des Ladedruckbedarfes bei [62]. Alternativ kann die Kühlleistung für Motor und Ladeluft verringert werden [43], wodurch auch der Bauraumbedarf für den Kühler sinkt [49]. Grundsätzlich nimmt die Abgastemperatur bei Wassereinspritzung ab [43, 62].

Während der Verbrennungsphase weist der Wasserdampf die Eigenschaften eines Inertgases auf. Infolge dessen verlangsamt sich die Ausbreitungsgeschwindigkeit der Flammenfront, wodurch prinzipiell längere Brenndauern entstehen [39, 63]. Die daraus resultierenden Nachteile auf den Wirkungsgrad können allerdings durch die gesteigerte Klopfestigkeit überkompensiert werden [39]. [53] weist darauf hin, dass durch Tropfen-Gas-Interaktion eine Störung der Ladungsbewegung auftreten kann, wodurch das Turbulenzniveau reduziert wird und somit eine geringere Flammenausbreitungsgeschwindigkeit entsteht.

Bei Einsatz der Wassereinspritzung, auf Basis eines homogenen Brennverfahrens, kann hinsichtlich des Rohemissionsverhaltens eine Abnahme von NO_x -Emissionen und eine Zunahme von HC-Emissionen beobachtet werden. Ursache für dieses Emissionsverhalten ist die geringere Arbeitsgastemperatur sowie der inerte Wasserdampf, wodurch die Bildung von thermischem NO_x reduziert und die Nachoxidation von HC erschwert wird. Des Weiteren fördert eine Verstärkung des Quench-Effektes die Bildung von HC-Emissionen [39, 44].

Neben dem Potential zur Wirkungsgradsteigerung bietet die Wassereinspritzung weitere indirekte Vorteile. Aufgrund der geringeren Abgastemperatur sinkt die thermische Belastung, wodurch der Einsatz von Turboladern mit variabler Turbinengeometrie möglich wird oder Materialkosten beim Turbolader eingespart werden können. Darüber hinaus erlaubt die Klopfestigkeitssteigerung eine Aufhebung der bisher notwendigen Momentenbegrenzung bei Verwendung von Schlechtkraftstoff [66].

Eine Herausforderung beim Einsatz der Wassereinspritzungstechnologie stellt eine ausreichende Versorgung beziehungsweise Speicherung von Wasser im Fahrzeug dar. Wird ein nachfüllbares Tanksystem verwendet, sollte eine möglichst gleichbleibende Wasserqualität, welche bei destilliertem oder demineralisiertem Wasser gegeben ist, über die Betriebszeit des Fahrzeuges sichergestellt sein. Bei schwankender Wasserqualität, die beispielsweise bei Leitungswasser auftreten kann, müssen Auswirkungen auf die Motormechnik und das Emissionsverhalten berücksichtigt werden [39]. Das zur Einspritzung benötigte Wasser lässt sich alternativ über ein Onboard-Wassergewinnungssystem generieren. Potenziell geeignete Wasserquellen im Fahrzeug sind dabei das Kondensat aus der Klimaanlage, Regenwasser und Abgaskondensat, wobei das Motorabgas die ergiebigste Quelle ist [66, 70]. Beim Kondensat aus der Klimaanlage sowie dem Regenwasser ist zu berücksichtigen, dass die Menge stark von den klimatischen Bedingungen abhängig ist [66]. Grundsätzlich sind bei der Auslegung des gesamten Wassereinspritzsystems Vorkehrungen zur Vermeidung von Frostschäden, Verschmutzungen und Kontamination zu treffen [70]. Ein Ansatz hierfür stellt die Verwendung einer Wasser-Ethanol-Mischung dar [64]. Einerseits können durch den Einsatz eines solchen Mediums komplexe und kostenintensive Vorkehrungsmaßnahmen am Wassereinspritzsystem eingespart werden [64], andererseits können höhere Sicherheitsanforderungen an das Tanksystem entstehen sowie höhere Kosten für das Medium an sich [66]. Um das Einfrieren des Wassers zu verhindern, beziehungsweise ein Auftauen zu ermöglichen, kann alternativ eine elektrische Heizung oder ein Kühlmittelwärmetauscher eingesetzt werden. Ist die Erhitzung des Wassers über 70°C möglich, eignet sich das System auch zur Vermeidung von Bio-Kontamination. Aufgrund des großen Bedarfes an Heizleistung entsteht damit allerdings ein erhöhter Kraftstoffverbrauch für den Kunden [49]. Der Wasserbedarf ist vorrangig davon abhängig in welchem Last-Drehzahl-Bereich der Motor betrieben wird. Bei mittleren und kleinen Lasten ist meist kein oder nur sehr wenig Wasser notwendig [49]. Neben dem Nutzerprofil wird der Wasserbedarf darüber hinaus von der Betriebsstrategie zur Wassereinspritzung sowie der Fahrzeug- und Motorkonfiguration bestimmt [39, 70]. Auch die Ansauglufttemperatur, die von der Umgebungslufttemperatur abhängig ist, besitzt einen Einfluss [49]. Für einen möglichst geringen Wasserbedarf sollte ein hoher Wasserwirkungsgrad angestrebt werden [53], wodurch sich Tankintervalle reduzieren oder der Wassertank, beziehungsweise das Wasserrückgewinnungssystem, kleiner dimensioniert werden können. Hieraus resultieren besonders bei häufiger Verwendung der Wassereinspritzung im Motorkennfeld Vorteile für ein kundennahes Anwendungsszenario [52].

3.5 Partikelemissionen

Allgemein bezeichnet der Sammelbegriff „Partikel“ eine Aerosolemission, welche verschiedene organische und anorganische Abgasbestandteile enthält. Im Wesentlichen bestehen motorische Partikelemissionen aus Rußpartikeln, die durch eine unvollständige Verbrennung von Kohlenwasserstoffverbindungen entstehen [71]. Ottomotoren mit modernen Kraftstoff-Kanaleinspritzungssystemen bieten meist eine gute Gemischaufbereitung, die eher zu geringen Partikelemissionen führt. Beim Einsatz der effizienteren Kraftstoff-Direkteinspritzung zeigen Untersuchungen allerdings, dass es zu einer deutlichen Erhöhung des Partikelaustrages kommen kann. Eine Umstellung von der äußeren auf die innere Gemischbildung fördert demnach die Partikelbildung [72]. In der Europäischen Union wurde für Pkw-Ottomotoren mit Direkteinspritzung erstmalig im Jahr 2009 mit der Abgasnorm Euro 5 ein streckenbezogener Grenzwert für die ausgestoßene Partikelmasse festgelegt. Mit der Einführung der nachfolgenden Emissionsnorm Euro 6 im Jahr 2014 fand zusätzlich eine Limitierung der

Partikelanzahl statt [73–75]. Die zu erfassenden Partikel sind dabei durch die UNECE Regelung Nr. 83 definiert. Dieser Regelung nach handelt es sich bei Abgasbestandteilen, welche sich bei einer Temperatur von maximal 52°C aus verdünntem Abgas auf einem teflonbeschichteten Glasfaserfilter abscheiden, um partikelförmige Schadstoffe. Zur Bestimmung der Partikelanzahl ist eine Entfernung aller flüchtigen Bestandteile sowie eine Verdünnung des Abgases erforderlich. Anschließend werden alle Partikel mit einem Durchmesser von mehr als 23 nm erfasst [76]. Demzufolge können sich Partikel generell aus festen und flüchtigen Abgasbestandteilen zusammensetzen. Dabei lassen sich die Bestandteile weiter in insgesamt fünf Gruppen unterteilen, welche in Tabelle 3-3 aufgeführt sind [77].

Partikel	
Flüchtige Bestandteile	Nicht flüchtige Bestandteile
<ul style="list-style-type: none"> • Organische Bestandteile • Sulfate • Nitrate 	<ul style="list-style-type: none"> • Kohlenstoffhaltige Verbindungen (Ruß) • Asche (z. B. aus Kraftstoffadditiven, dem Öl oder metallischem Abrieb)

Tabelle 3-3: Bestandteile der Partikel im Abgas [71, 77]

Die anteilige Zusammensetzung der gesamten Partikelemissionen aus den jeweiligen Bestandteilen ist abhängig von den verwendeten Betriebsstoffen, dem Betriebspunkt und dem Verschleißverhalten des Motors [71]. Bei den flüchtigen Bestandteilen tritt ab einem bestimmten Temperaturniveau ein Massenverlust auf. In Abhängigkeit dieser Temperaturen kann entsprechend eine Klassifizierung nach geringer und hoher Flüchtigkeit vorgenommen werden [78]. Daraus schlussfolgert [79], dass Bestandteile mit hoher Flüchtigkeit leicht im Abgassystem verdampfen und somit wenig Einfluss auf die gemessenen Emissionen besitzen. Bestandteile mit geringer Flüchtigkeit können jedoch über den Abgasstrang in die Umwelt gelangen. [80] deutet darauf hin, dass die Messung flüchtiger Bestandteile eine Herausforderung darstellt, da es je nach Bedingungen im Abgasstrang und des Verdünnungssystems der Messanlage zu unterschiedlich starken Kondensationseffekten kommen kann.

Für die Bildung des kohlenstoffhaltigen Rußes, welcher zu den nicht flüchtigen Bestandteilen zählt, haben sich in der Literatur vorrangig zwei Ansätze etabliert. Dabei handelt es sich um die Elementarkohlenstoffhypothese und die Acetylenhypothese [71]. Eine genaue Erläuterung dieser Hypothesen und deren chemischen Prozesse erfolgt in [71, 81–83]. Beide Hypothesen haben gemeinsam, dass der Partikelbildungsprozess durch eine Pyrolysereaktion des Kraftstoffes ausgelöst wird [71]. Begünstigt werden diese endothermen Pyrolysereaktionen in erster Linie durch hohe Temperaturen und Sauerstoffmangel. Beim Ablauf der Reaktionen findet eine Zersetzung sowie Umwandlung von Kohlenwasserstoffverbindungen statt. Dabei entstehen ungesättigte und polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe (PAK) [79, 84]. Daraus bilden sich wiederum Partikelkeime, die weiter anwachsen [81].

In Abbildung 3-14 sind die Stufen der Partikelbildung detailliert veranschaulicht. Bei dem Partikelbildungsprozess lassen sich insgesamt fünf verschiedene Zwischenstufen unterscheiden. Die durch die Pyrolyse des Brennstoffes generierten polyzyklischen aromatischen Kohlenwasserstoffe bilden die Partikelvorläufer. Diese formieren sich durch einen Nukleationsprozess zu Partikelkeimen. Durch Koagulation und weiteres Oberflächenwachstum entstehen die sogenannten Primärpartikel. Nach der Agglomeration dieser Primärpartikel zu größeren Kettenstrukturen ist der Partikelbildungsprozess abgeschlossen. Die letztendlichen Partikelemissionen liegen erst nach einer sechsten Stufe, dem Oxidationsprozess, vor [85]. Der Oxidationsprozess kann kontinuierlich während des gesamten Partikelbildungsprozesses ablaufen. Grundsätzlich steigen die Pyrolyse- und Oxidationsraten mit zunehmender Temperatur an. Beim Temperaturanstieg erhöhen sich die Oxidationsraten jedoch wesentlich

stärker. Demzufolge können mit zunehmender Temperatur bei einer vorgemischten Verbrennung, mit homogener Sauerstoffverteilung, deutlich geringere Partikelemissionen identifiziert werden als bei einer diffusen Verbrennung mit inhomogener Sauerstoffverteilung [85, 86]. Nach den Untersuchungen von [87] beginnt der Partikelbildungsprozess ab einer Temperatur von ca. 1400 K und erreicht sein Maximum bei etwa 1700 K. Oberhalb dieser Temperatur überwiegt der Partikeloxidationsprozess.

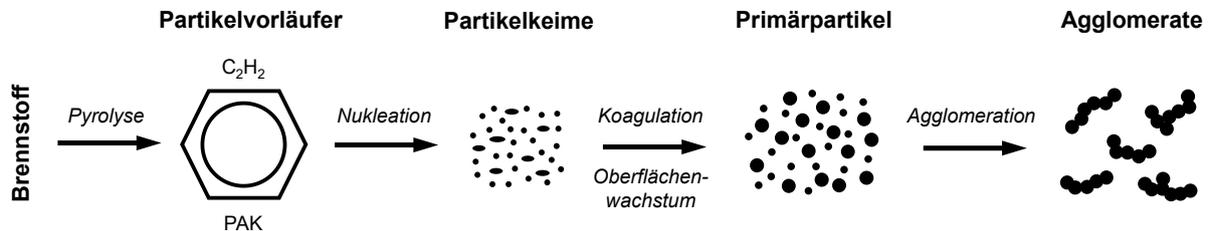


Abbildung 3-14: Stufen der Partikelbildung [79, 85]

Abbildung 3-15, welche ursprünglich auf Untersuchungen zur Oxidation von Dieselmotoren basiert [88], zeigt die Partikelentwicklung sowie die Rußkonzentration in Abhängigkeit des Kurbelwinkels. Die Rußkonzentration steigt im Verlauf des Partikelbildungsprozesses zunehmend an, bevor eine Konzentrationsabnahme durch Oxidationsvorgänge im Brennraum erfolgt. Nach dem Austritt der Partikel aus dem Brennraum ist jedoch eine weitere Veränderung der Partikelgrößenverteilung sowie -anzahl durch Koagulations- und Agglomerationseffekte entlang des Abgasstranges möglich [89]. Im Abgasstrang überlagert sich die Bewegung der Partikel entlang des Abgasstromes aufgrund ihrer geringen Größe mit einer Diffusionsbewegung [71, 77], welche sich durch die Brown'sche Molekularbewegung beschreiben lässt [90, 91]. Hierdurch kann in der Abgasstrecke ein sogenannter „storage-release“ Effekt entstehen, bei dem sich die Partikel an den Rohrwänden anlagern und wieder lösen. Bei einer Messgasentnahme am Ende des Abgasstranges kann dieser Effekt dazu führen, dass die von dem Verbrennungsprozess generierte Partikelkonzentration zu der gemessenen Konzentration abweicht. Dies gilt insbesondere bei transientem Motorbetrieb [77].

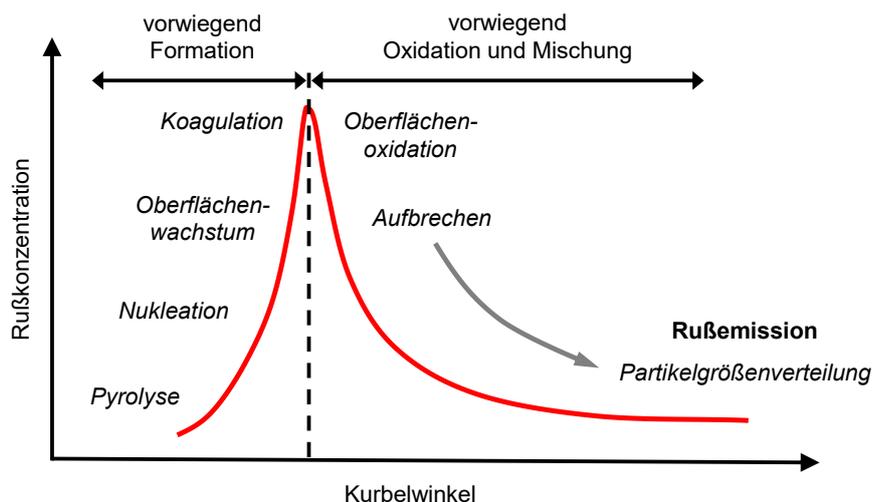


Abbildung 3-15: Partikelentwicklung in Abhängigkeit des Kurbelwinkels [88]

Die Bestimmung der Partikelgröße erfolgt grundsätzlich über den Partikeldurchmesser. Da die geometrische Form eines realen Partikels in den seltensten Fällen einer idealen Kugel entspricht, ist eine Größeneinteilung, rein über den geometrischen Durchmesser, problematisch. Zudem reicht der geometrische Durchmesser allein nicht aus,

um Rückschlüsse auf das Partikelverhalten in einer Luftströmung zu ziehen. Geeigneter ist daher die Beschreibung des Partikels über den aerodynamischen Durchmesser, welcher nicht nur die geometrische Größe, sondern auch die Dichte und die Form des Partikels berücksichtigt. Dabei ist der aerodynamische Durchmesser definiert durch den Durchmesser einer idealen Kugel, welche eine Dichte von 1 g/cm^3 besitzt und in der Luft dieselbe Fallgeschwindigkeit besitzt, wie die von dem gemessenen Partikel [91].

Je nach Größenentwicklung der Partikel lassen sich diese in drei Größencharakter einteilen. Partikel, bei denen es sich vorrangig um Primärpartikel handelt, können dem Nukleationsmodus zugeordnet werden. Im Agglomerationsmodus befinden sich größere Partikel, welche bereits koaguliert und agglomeriert sind. Sehr große Partikel und Stäube sind dem Grobmodus zuzuteilen [91, 92]. Gewöhnlich enthält das Abgas von direkteinspritzenden Ottomotoren jedoch keine Partikel, die sich im Grobmodus befinden [71]. Beim Partikelgrößenklassifizierer Cambustion DMS 500 werden ottomotorisch erzeugte Partikel mit einer ungefähren Größe von $< 35 \text{ nm}$ dem Nukleationsmodus und $> 35 \text{ nm}$ dem Agglomerationsmodus zugeordnet [93], wobei sich die beiden Modi im Bereich von 35 nm zu einem gewissen Anteil überlappen. In Abbildung 3-16 ist exemplarisch die Größen-, Oberflächen- und Massenverteilung von verbrennungsmotorisch erzeugten Partikelemissionen dargestellt. Dabei basieren die Messdaten ursprünglich auf den Untersuchungen von Dieselabgas [92]. Neben der Einteilung in die verschiedenen Partikelmodi lassen sich atmosphärische Partikel darüber hinaus in den folgenden Größenkategorien unterscheiden [92]:

- $D_p < 50 \text{ nm}$: Nanopartikel
- $D_p < 100 \text{ nm}$: ultrafeine Partikel (PM_{0,1})
- $D_p < 2,5 \text{ }\mu\text{m}$: feine Partikel (PM_{2,5})
- $D_p < 10 \text{ }\mu\text{m}$: PM₁₀

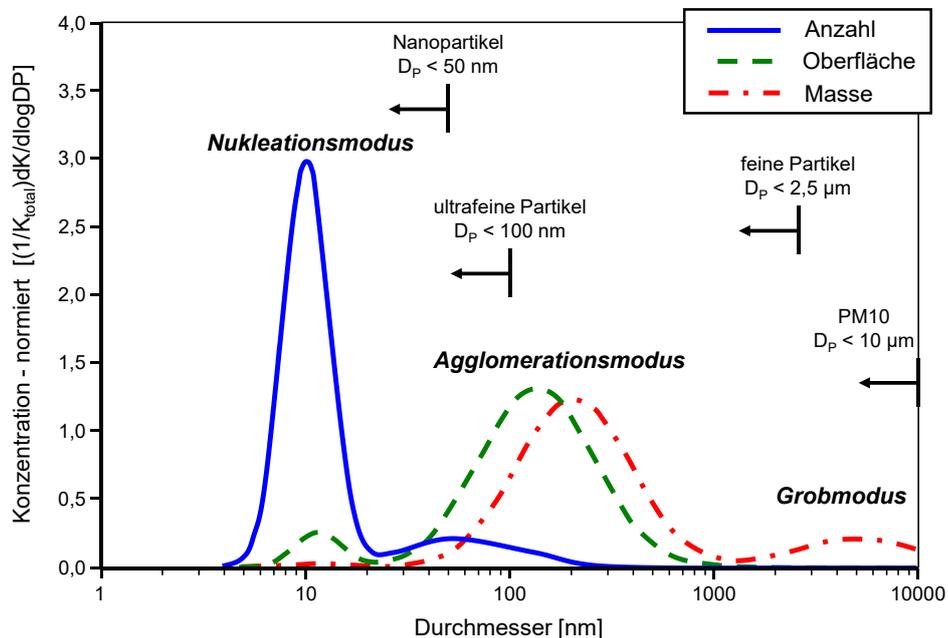


Abbildung 3-16: Größenverteilung von verbrennungsmotorisch erzeugten Partikelemissionen [92, 94]

Bei der Ermittlung von sogenanntem Feinstaub in der Luft werden vorrangig Partikel der Größenordnung PM₁₀ und PM_{2,5} erfasst. Zusätzlich erfolgt dabei in seltenen Fällen auch die Bestimmung von ultrafeinen Partikeln (PM_{0,1}). In Abhängigkeit des aerodynamischen Durchmessers können Partikel unterschiedlich tief in die Atemwege eines Menschen vordringen. Partikel mit einem aerodynamischen Durchmesser $D_p < 10 \text{ }\mu\text{m}$ (PM₁₀) gelangen dabei bis in die Bronchien und Bronchiolen. Ist der aerodynamische Durchmesser $D_p < 2,5 \text{ }\mu\text{m}$ (PM_{2,5})

kann ein Transport bis in die Lungenbläschen stattfinden. Ultrafeine Partikel ($D_p < 100$ nm) und Nanopartikel ($D_p < 50$ nm) können über die Membran der Lungenbläschen in den menschlichen Blutkreislauf gelangen. Grundsätzlich lassen sich in Studien zahlreiche gesundheitliche Belastungen durch Partikelemissionen feststellen. Hierzu gehören unter anderem eine Beeinträchtigung der Lungenfunktion und des Herz-Kreislaufsystems. Darüber hinaus weisen die Studien auf eine erhöhte Sterblichkeitsrate und eine krebserzeugende Wirkung hin [95].

Mit der gesetzlichen Limitierung der Partikelemissionen für Ottomotoren wurden die Forschungsarbeiten in der Motorentwicklung hinsichtlich der Partikelbeschaffenheit, der Partikelentstehung und –vermeidung sowie der messtechnischen Erfassung deutlich intensiviert [71]. Laut [71] wird in den Veröffentlichungen die Entstehung hoher Partikelemissionen durch die folgenden Effekte am häufigsten thematisiert:

- Spray-Bauteil-Interaktion
- Qualität der Homogenisierung
- Injektorverkokung
- Diffusionsverbrennung
- Chemische Zusammensetzung und physikalische Eigenschaften des Kraftstoffes

In [96] werden eine Reihe von Einflussfaktoren auf die Partikelbildung bei einem direkteinspritzenden Ottomotor zusammengefasst. Den Untersuchungen nach führt die Zunahme des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses und der Temperatur des Kühlwassers zu einer Reduktion des Partikel ausstoßes. Hinsichtlich der Ladungsbewegung bewirkt eine Erhöhung des Tumbles zuerst eine Verringerung der Partikelemissionen. Mit sehr starkem Tumble steigen die Partikelwerte allerdings wieder an. Bei Zunahme des Dralls wird ein Abfallen der Partikelemissionen beobachtet. Die Erhöhung des Kraftstoffeinspritzdruckes kann abhängig vom gewählten Einspritzzeitpunkt ebenfalls zu einer Partikelreduktion führen. Den Analysen zufolge lässt sich mit entsprechender Wahl des Einspritzzeitpunktes der Partikel ausstoß minimieren [96].

Zur Verringerung des Ausstoßes von Partikelemissionen aus dem Verbrennungsprozess in die Umwelt kann im Abgasstrang eines Ottomotors ein Partikelfilter integriert werden. Üblicherweise besteht dieser sogenannte Ottopartikelfilter (kurz OPF) aus einem keramischen Substrat mit wechselseitig verschlossenen Kanälen. Die Filtereffizienz ist dabei unter anderem von der Geometrie und der Porengrößenverteilung des Filters abhängig. Darüber hinaus besitzen auch die Abgastemperatur, der Abgasvolumenstrom sowie der Beladungszustand mit Asche- und Rußpartikeln einen Einfluss auf die Filtereffizienz [97]. Je nach Abgasnachbehandlungskonzept und Verfügbarkeit des Bauraumes ist eine Positionierung des Partikelfilters im Unterboden des Fahrzeuges oder motornah möglich. Wird der Filter des Weiteren mit einem katalytisch aktiven Material beschichtet, dient dieser zusätzlich zur Reduktion gasförmiger Schadstoffe [98]. Der vom Partikelfilter erzeugte Differenzdruck kann sich auf die CO₂-Emissionen sowie auf das Leistungs- und Drehmomentverhalten des Motors auswirken [97]. Experimentelle Untersuchungen in [97] zeigen, dass die Beladung des Filters mit Rußpartikeln zu einem Anstieg des Differenzdruckes führt. Eine passive Rußregeneration während des Motorbetriebes ist unter der Voraussetzung von ausreichendem hohem Restsauerstoff und Temperaturniveau möglich [99]. Bei zu hoher Rußbelastung im Filter kann in Abhängigkeit des Gegendruckes oder eines berechneten Rußbelastungsmodells eine aktive Rußregeneration eingeleitet werden [100]. Hierbei ist zu berücksichtigen, dass die erforderliche Anhebung der Abgastemperatur für die aktive Rußregeneration zu einem Anstieg des Kraftstoffverbrauches führt.

4 Technologien für zukünftige Ottomotoren

In diesem Kapitel wird der Einsatz möglicher Technologien für zukünftige Ottomotoren diskutiert. Hierzu findet im ersten Schritt eine Analyse der zukünftigen Anforderungen an Brennverfahren statt. Neben den gesetzlichen Vorgaben durch die Europäische Union stehen dabei auch die zunehmende Elektrifizierung sowie die Kundenakzeptanz von Downsizing-Motoren im Premiumsegment im Fokus. Der wissenschaftliche Beitrag im Rahmen dieser Arbeit zielt auf die Erfüllung dieser zukünftigen Anforderungen ab. Demzufolge wird im zweiten Schritt die Zielsetzung und Strategie dieser Arbeit näher erläutert.

4.1 Zukünftige Anforderungen

In der Vergangenheit haben sich Downsizing-Motorkonzepte etabliert, um effiziente Kraftstoffverbräuche im Rahmen der zu jener Zeit vorherrschenden Gesetzgebung zu erzielen. Bei großvolumigen Motoren konnte in den damals gültigen Fahrzyklen, wie dem NEFZ, nur ein verhältnismäßig niedriger Gesamtwirkungsgrad identifiziert werden. Dies war darauf zurückzuführen, dass der Motor häufig bei nicht wirkungsgradoptimalen niedrigen Lasten betrieben wurde. Um günstigere Gesamtwirkungsgrade zu erreichen war folglich eine wirkungsgradsteigernde Entdrosselung des Motors nötig. Ein Ansatz bestand darin den Motor infolge einer Hubraumreduzierung bei höheren Mitteldrücken zu betreiben (vgl. [9]). Ein solches Downsizing-Konzept bietet darüber hinaus Vorteile hinsichtlich geringem Motorgewicht, reduziertem Bauraumbedarf und schnellem Aufheizverhalten.

Mit den zukünftigen Flottenverbrauchszielen und der zunehmend strengeren RDE-Gesetzgebung steigen die Anforderungen an den Ottomotor deutlich. Seit dem Jahr 2020 gilt in der Europäischen Union bereits ein Pkw Flottenverbrauchsziel von 95 g CO₂/km [101]. Ausgehend von diesem Wert wird von der Europäischen Union eine weitere Reduktion um 37,5% für das Jahr 2030 gefordert [6], was letztendlich einem Flottenverbrauchsziel von 59,4 g CO₂/km entspricht. Dabei muss dieses Ziel bei voraussichtlich zunehmend strengen Emissionsvorschriften in Realfahrten erreicht werden. Zudem ist zukünftig mit einer weiteren Verschärfung des Partikelmessbereiches zu rechnen. Mit der momentan zur Zertifizierung eingesetzten Partikelmessstechnik ist eine Messung von Partikeln bis zu einer Größe von 23 nm möglich. Gegenwärtig arbeiten PEMS-Entwickler daran [102, 103], den Messbereich von portablen Partikelmessgeräten zu erweitern, damit auch Partikelgrößen unterhalb von 23 nm zuverlässig erfasst werden können. Sobald diese Messtechnik mit einem ausreichenden Reifegrad verfügbar ist, wäre damit eine Limitierung der Partikel in diesem erweiterten Messbereich durch den Gesetzgeber denkbar. Auch wenn bei zukünftigen Motorgenerationen Ottopartikelfilter zum Einsatz kommen, müssen die Partikelrohmissionen nach wie vor zuverlässig beherrschbar sein, sodass kritische Partikeldurchbrüche vermieden werden. Darüber hinaus reduzieren niedrige Partikelrohmissionen notwendige Regenerationsvorgänge für den Partikelfilter, was sich positiv auf den Kraftstoffverbrauch auswirkt.

Im Vergleich zu Normzyklen, welche bislang zur Zertifizierung verwendet wurden, steigen bei Realfahrten die Lastanforderungen. Folglich entstehen bei Downsizing-Ottomotoren in Realfahrten häufig hohe Mitteldrücke, welche Motorklopfen begünstigen. Zur Vermeidung von Klopfschäden ist eine Zündwinkelrücknahme erforderlich, wodurch späte Verbrennungsschwerpunktlagen entstehen, welche nicht wirkungsgradoptimal sind. Besitzt der Motor zudem ein hohes Verdichtungsverhältnis, um den Teillastwirkungsgrad zu verbessern, muss für einen effizienten Betrieb, insbesondere bei höheren Lasten, eine hohe Klopfestigkeit gewährleistet sein. Insbesondere beim Einsatz von Downsizing-Motoren im Premiumsegment ist zu erwähnen, dass ein hohes Fahrzeugeigengewicht die Lastanforderungen zusätzlich anhebt, wodurch Maßnahmen zur Klopfestigkeitssteigerung immer relevanter werden. Die Steigerung der Klopfestigkeit stellt somit einen wichtigen Schlüssel für die weitere CO₂-Reduktion zukünftiger Motorgenerationen dar. Um den Kraftstoffverbrauch weiter zu senken

und somit die Flottenverbrauchsziele zu erreichen, werden die Antriebsstränge zunehmend elektrifiziert. Dies kann dazu führen, dass der Verbrennungsmotor, im Vergleich zu einer konventionellen Auslegung ohne Elektrifizierung, nicht mehr alle Betriebspunkte vollständig abdecken muss. Hybridsysteme bieten, je nach Grad der Elektrifizierung, eine unterschiedlich starke Unterstützung im Fahrbetrieb. Üblicherweise wird bei diesen Systemen eine Unterstützung bei niedrigen Lasten abgedeckt. Vor dem Hintergrund der zunehmenden Elektrifizierung sowie der erhöhten Lastanforderungen im Realfahrbetrieb verliert der angedrosselte Betriebsbereich somit an Bedeutung für den Verbrennungsmotor.

Für die Kundenakzeptanz von Downsizing-Konzepten, insbesondere im Premiumsegment, müssen ein ausreichendes Leistungsniveau sowie ein guter Fahrkomfort gewährleistet sein. Im Realfahrbetrieb sollte das häufige Anfahren von hohen Drehzahlen aufgrund der akustischen Belastung möglichst vermieden werden. Entsprechend ist für ein Motorkonzept die Verfügbarkeit eines hohen Drehmomentes, welches bereits bei kleinen Drehzahlen anliegt, förderlich. Um dem Komfortanspruch gerecht zu werden ist darüber hinaus auch bei hohen Lasten eine gute Laufruhe, beziehungsweise Stabilität des Brennverfahrens, von hoher Bedeutung. Letztendlich müssen die zur Wirkungsgradsteigerung eingesetzten Technologiekomponenten am Verbrennungsmotor in einem guten Verhältnis des Kosten-/CO₂-Reduktionspotentials stehen. Überdies wird in einem Hybridantriebsstrang der Kostendruck auf den Verbrennungsmotor signifikant durch den Grad der Elektrifizierung bestimmt, da mit zunehmender elektrischer Leistung des Antriebsstranges die Kosten für Elektromotoren, Steuerungselektronik und Batterie steigen. Folglich nimmt der Spielraum für den Einsatz kostenintensiver Wirkungsgradmaßnahmen am Verbrennungsmotor mit steigender Elektrifizierung des Antriebsstranges ab.

4.2 Zielsetzung und Strategie

In Anbetracht der Anforderungen an zukünftige Ottomotoren-Brennverfahren nimmt die weitere Effizienzsteigerung eine wichtige und anspruchsvolle Kernaufgabe in der Motorentwicklung ein. Der Theorie nach steigt der Wirkungsgrad mit zunehmendem Verdichtungsverhältnis. In der Realität ist dieser Ansatz allerdings nur in Kombination mit einer hohen Klopfestigkeit des Motors zielführend. Mit der Intention einer weiteren Wirkungsgradsteigerung von Downsizing-Ottomotoren werden daher, im Rahmen dieser Arbeit auf Basis eines homogenen Brennverfahrens mit möglichst hohem Verdichtungsverhältnis, Technologiemaßnahmen zur Steigerung der Klopfestigkeit untersucht und bewertet. Vor dem Hintergrund des Komforts und der Fahrbarkeit ist beim Einsatz dieser Maßnahmen eine ausreichende Laufruhe des Motors zu gewährleisten. Homogene Brennverfahren ermöglichen eine recht zuverlässige Konvertierung der gasförmigen Schadstoffkomponenten über einen Drei-Wege-Katalysator. Dennoch müssen die Untersuchungen unter Berücksichtigung des Schadstoffausstoßes erfolgen, da in Zukunft zunehmend schärfere Emissionsauflagen zu erwarten sind. Wie aus den zukünftigen Anforderungen an Ottomotoren in Kapitel 4.1 hervorgeht, sollte dabei ein besonderer Fokus auf dem Partikel-emissionsverhalten liegen.

Die Literatur (vgl. Kapitel 3.2) weist darauf hin, dass sich das Miller-Brennverfahren mit frühem Einlass-Schließt bei aufgeladenen Ottomotoren zur Klopfestigkeitssteigerung eignet. Bei Anwendung in bisher bestehenden Serienkonzepten werden schaltbare Miller-Nocken allerdings vorrangig nur im unteren Lastbereich als Maßnahme zur Entdrosselung eingesetzt. Einzig der Volkswagenkonzern verwendet aktuell das Miller-Brennverfahren in einem 96 kW starken 1,5 Liter Serien-Ottomotor auch zur Klopfestigkeitssteigerung im oberen Lastbereich (vgl. [28]). Angesichts der zukünftigen Notwendigkeit klopfester Brennverfahren wird in dieser Arbeit untersucht, welches Potential das Miller-Brennverfahren zur Klopfestigkeitssteigerung bietet und wo die Systemgrenzen dieser Technologie liegen. Hierfür ist die thermodynamische Beurteilung des Einflusses von Verdichtungsverhältnis, Ventilsteuerung und Ladungsbewegung auf das Brennverfahren nötig. Bei der Umsetzung des Miller-Brennverfahrens sind auch die im Premiumsegment vorherrschenden Leistungs- und

Komfortansprüche zu berücksichtigen. Eine weitere Maßnahme zur Klopfestigkeitssteigerung stellt die Wassereinspritzungstechnologie dar. Auf Grundlage des Miller-Brennverfahrens werden daher unterschiedliche Wassereinspritzkonzepte untersucht. Im Fokus stehen dabei die Kanalwassereinspritzung und die kostenintensivere Direktwassereinspritzung. Die Literaturanalyse in Kapitel 3.4 weist darauf hin, dass es bei einer Luftsammleinspritzung mit hohen Wassermengen verstärkt zu Auskondensations- und Wandbenetzungsvorgängen kommen kann. Darüber hinaus ist eine exakt gleichmäßige Verteilung der Wassermenge über alle Zylinder schwierig. Beim Emulsionskonzept ist die stabile Emulsionsherstellung sowie die schnelle Regelung der Wassermenge im transienten Motorbetrieb eine Herausforderung. Außerdem muss beim Emulsionsinjektor ein Kompromiss bei der Auslegung des Durchflusses eingegangen werden, was die Zumessgenauigkeit des Injektors bei der Einspritzung kleinster Kraftstoffmengen reduziert. Aufgrund dieser Nachteile werden die Wassereinspritzung in den Luftsammler und Emulsionseinspritzung im Rahmen dieser Arbeit nicht näher betrachtet. Bei einer Effizienzsteigerung durch das Miller-Brennverfahren findet im Vergleich zu konventionellen Brennverfahren theoretisch mehr Umsatz von Wärmeenergie in mechanische Energie statt. Dies wirft die Frage auf, ob sich durch neuartige Kühlkonzepte der thermodynamische Wirkungsgrad weiter steigern lässt. Einen Ansatz hierfür bietet ein selektives Kühlsystem, dessen Wirkweise in verbrennungsmotorischen Versuchen analysiert wird. Im Hinblick auf das Verbrennungs- und Partikelemissionsverhalten kann die Gemischbildung einen entscheidenden Einfluss besitzen. Entsprechend wird in Untersuchungen analysiert, welche Kraftstoffeinspritzstrategie für das Miller-Brennverfahren, unter anderem auch in Kombination mit der Wassereinspritzung, geeignet ist und inwieweit sich diese mit einem niedrigen Partikelemissionsverhalten vereinbaren lässt. Zudem erzeugt die Applikation einer Einspritzstrategie keine zusätzlichen materiellen Kosten, wodurch die Frage nach dem Stellhebel entsprechend von Interesse ist.

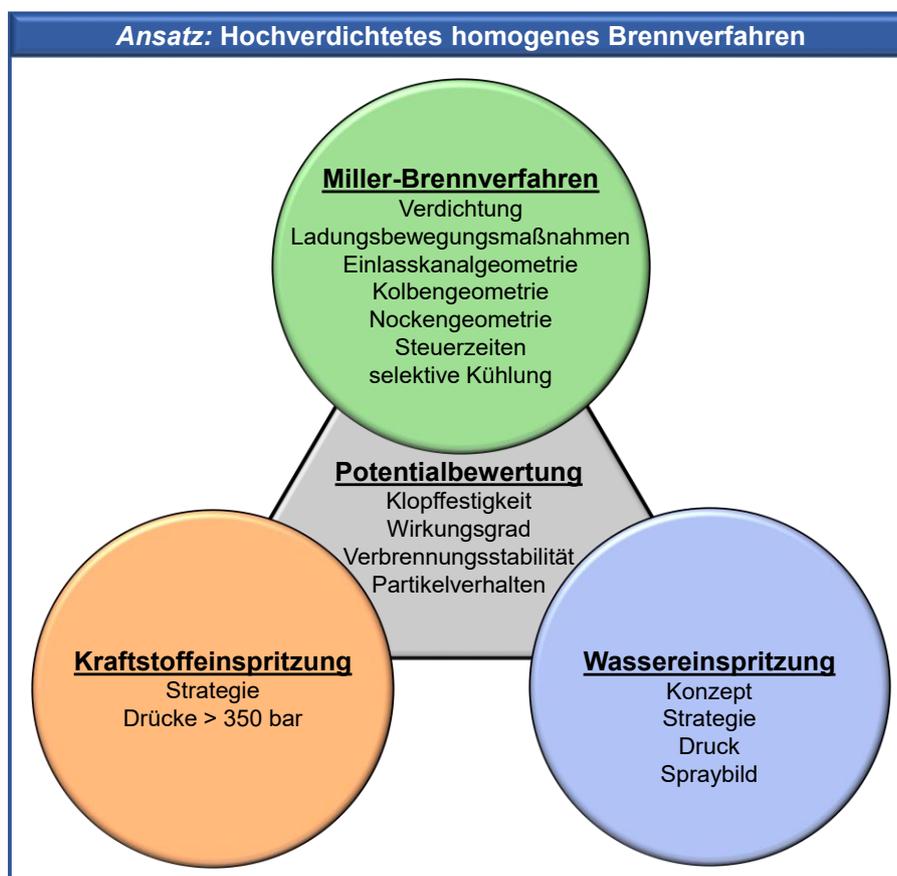


Abbildung 4-1: Technologische Untersuchungsschwerpunkte der Arbeit

Aus dieser Bewertung von Einzelmaßnahmen zur Erfüllung der Anforderungen an zukünftige Ottomotoren ergeben sich die technologischen Untersuchungsschwerpunkte dieser Arbeit, wozu demnach das Miller-Brennverfahren, die Kraftstoffeinspritzung und die Wassereinspritzung zählen. Abbildung 4-1 gibt hierzu einen zusammenfassenden Überblick. Dabei liegt nahe, dass sich die einzelnen Technologien untereinander bezüglich der Klopfestigkeit, des Wirkungsgrades, der Verbrennungsstabilität und des Partikelverhaltens beeinflussen. Bei einer Technologiekombination mit dem Ziel der Ausschöpfung eines möglichst hohen Potentials ist daher zu klären, wie diese Technologien optimal zusammenwirken. Letztendlich lassen sich somit Forschungsfragen generieren, welche mit gezielten Experimenten in dieser Arbeit geklärt werden sollen:

- Wie lässt sich ein Miller-Brennverfahren wirksam umsetzen?
- Welches Potential zur Klopfestigkeitssteigerung bietet das Miller-Brennverfahren?
- Welche Kraftstoffeinspritzstrategie ist für das Miller-Brennverfahren geeignet?
- Welche Vorteile bieten Kraftstoffdrücke > 350 bar beim Miller-Brennverfahren?
- Welches Potential bietet eine Wassereinspritzung auf Basis des Miller-Brennverfahrens?
- Welche Kombination von Kraftstoff- und Wassereinspritzstrategien ist zielführend?

5 Experimentelles Umfeld und Methodik

Für die experimentelle Untersuchung und Bewertung der unterschiedlichen Brennverfahrenstechnologien kommen sowohl Einzylinder- als auch Vollmotorprototypen zum Einsatz. Dieses Kapitel enthält eine Beschreibung der verwendeten Versuchsaggregate und –rahmenbedingungen. Des Weiteren werden die zur Versuchsauswertung angewandten Analysemethoden erläutert sowie auf spezifisch eingesetzte Messtechnik eingegangen.

5.1 Versuchsaggregate

Bei allen eingesetzten Versuchsaggregaten handelt es sich um spezielle Technologieträgerprototypen, die ausschließlich zu Untersuchungen im Rahmen der Vorentwicklung konstruiert wurden. Das Downsizing-Motorkonzept basiert auf einer Neuentwicklung, wobei die Brennraumgeometrie zwar an Serienaggregate angelehnt ist, allerdings für das Brennverfahren deutlich modifiziert wurde. Hervorzuheben ist dabei das Hub-Bohrungsverhältnis von 1,1, welches zu erhöhten Kolbengeschwindigkeiten führt und somit die Ladungsbewegung unterstützt. Abgesehen von der Kolbengeometrie und dem damit erzeugten Verdichtungsverhältnis besitzen alle Versuchsaggregate die gleiche Brennraumgeometrie. Die Kenndaten dieser Basis-Brennraumgeometrie eines Zylinders sind in der Tabelle 5-1 beschrieben. Betrieben werden alle Versuchsaggregate grundsätzlich mit dem Ottokraftstoff Super Plus, welcher eine Oktanzahl von ROZ 98 besitzt.

Hubraum [cm ³]	375
Hub [mm]	83
Bohrung [mm]	76
Hub-Bohrungs-Verhältnis	1,1
Anzahl Ventile	4
Ventildurchmesser Einlass [mm]	27,8
Ventilwinkel Einlass [°]	19
Ventildurchmesser Auslass [mm]	23,5
Ventilwinkel Auslass [°]	21
Verdichtung (Varianten)	12,0:1 / 12,8:1 / 13,0:1 / 13,3:1 / 14,0:1

Tabelle 5-1: Basis-Brennraumgeometrie der Versuchsaggregate

Die Aufbauzustände und Hardwarekonfigurationen der Einzylinder-Technologieträger sind in Tabelle 5-2 aufgeführt. Vorrangig unterscheiden sich die Versuchsaggregate durch den Einlasskanal, welcher entweder als Füllungskanal mit integrierten Ladungsbewegungsmaßnahmen oder als Hochtumblekanal vorliegt. Als variable Ladungsbewegungsmaßnahmen kommen neben einer Tumbleklappe auch Tumblewellen zum Einsatz. Weitere charakteristische Unterscheidungsmerkmale sind der verwendete Kolben mit entsprechendem Verdichtungsverhältnis, das Kühlkonzept, der maximal mögliche Kraftstoffdruck, der Einsatz von Wassereinspritzinjektoren und die Art des Ventiltriebes. Je nach verbauter Hardware sind die entsprechenden Einzylinderaggregate in der Tabelle 5-2 mit a oder b gekennzeichnet. Bei dem zentral über dem Brennraum angeordneten Kraftstoffinjektor handelt es sich um ein elektromagnetisches Mehrlochventil (MLV) der Generation HDEV6 von der Firma BOSCH. Der Injektor ist ein Prototyp, bei dem das Spraybild und der Durchfluss für die Anwendung im Vorentwicklungskonzeptmotor abgestimmt wurden. Die seitlich zwischen den Auslassventilen angeordnete

Zündkerze mit dem Durchmesser M10 von der Firma NGK wird durch eine 60 mJ Zündspule mit Einfachzündung betrieben. Für die Kanal- und Direktwassereinspritzung werden ebenfalls Prototypeninjektoren der Firma BOSCH verwendet. Eine Wassereinspritzung im Saugrohr (siehe Aggregat EZ 3) wird mittels Düsen der Firma Aquamist realisiert.

Aggregat	EZ 1 (a/b)	EZ 2	EZ 3 (a/b)	EZ 4
Hubraum [cm ³]	375	375	375	375
Verdichtung	12,8:1	12,8:1	a) 12,8:1 b) 13,3:1	12,8:1
Ventiltrieb	Nockenwellen	AVT	AVT	Nockenwellen
Einlassnockenbreite	a) 165°KW b) 125°KW	variabel	variabel	125°KW
Auslassnockenbreite	180°KW	variabel	variabel	180°KW
Benzineinspritzung	MLV 350 bar	MLV 350 bar	MLV 350 bar / 500 bar	MLV 350 bar
Einlasskanal	Füllungskanal, Tumblewelle, Tumbleklappe	Vektorkanal (8 Tumblewellen)	Hochtumblekanal (Variante B)	Füllungskanal, Tumbleklappe
Wassereinspritzung	PWI, DWI	-	Saugrohrdüsen, PWI, DWI	-
Selektive Kühlung	2 Kreisläufe	2 Kreisläufe	2 Kreisläufe	4 Kreisläufe, selektiv anströmbare Zylinderkopfbereiche

Tabelle 5-2: Übersicht der Einzylinder-Versuchsaggregate

Das Einzylinderaggregat EZ 1 verfügt einlassseitig über einen Füllungskanal, welcher mit einem Trennblech in der Kanalhälfte geteilt werden kann. Mittels einer Tumbleklappe lässt sich die untere Kanalhälfte verschließen. Als alternative Ladungsbewegungsmaßnahme steht eine um 60° Grad drehbare Tumblewelle im Bereich des unteren Kanales zur Verfügung. Ein Schnittbild durch den Zylinderkopf ist in Abbildung 5-1 dargestellt.

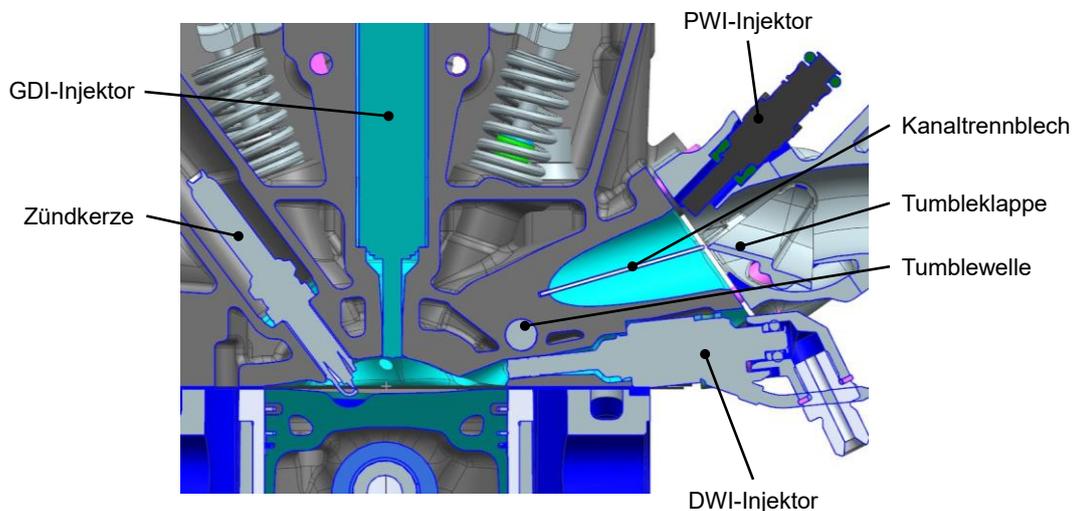


Abbildung 5-1: Zylinderkopf Einzylinderaggregat EZ 1 [104, 105]

Zur Untersuchung der Wassereinspritzungstechnologie ist das Versuchsaggregat EZ 1 mit einem Kanalwasserinjektor (PWI-Injektor) oberhalb des Einlasskanals ausgestattet. Des Weiteren befindet sich ein Direktwasserinjektor (DWI-Injektor) unterhalb des Einlasskanals. Die Direktwassereinspritzung findet somit seitlich zum Brennraum kurz unterhalb der Einlassventile statt. Die Wasserversorgung erfolgt am Einzylinderprüfstand grundsätzlich für die PWI-Injektoren mit einer speziell modifizierten elektrischen Niederdruckpumpe und für DWI-Injektoren mit einer hydraulisch geregelten Hochdruckpumpe der Firma Maximator. Zur Ventilsteuerung sind feste Nockenwellen verbaut, die über einen Riementrieb von der Kurbelwelle angetrieben werden. Ein mechanischer Nockenwellensteller ermöglicht die Einstellung der gewünschten Steuerzeiten auf der Einlass- und Auslassseite. Durch das zweigeteilte selektive Kühlkonzept lässt sich der Kühlwasserstrom für den Zylinderkopf und das –gehäuse getrennt regeln.

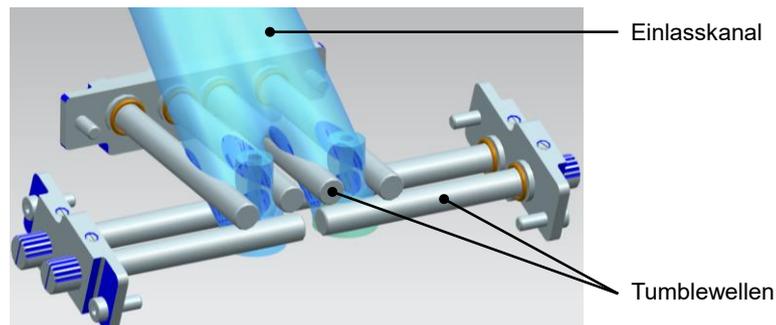


Abbildung 5-2: Vektorkanal des Einzylinderaggregates EZ 2 [104, 105]

Die konstruktive Auslegung des Einzylinderaggregates EZ 2 zielt auf eine detaillierte Untersuchung der Ladungsbewegung und Ventilsteuerung ab. Der Einlasskanal, welcher in Abbildung 5-2 abgebildet ist, basiert in seiner Grundgeometrie auf einem Füllungskanal. Durch acht am Kanalende integrierte Tumblewellen, die bis zu 60° Grad angestellt werden können, ist eine Beeinflussung der Strömungsrichtung möglich. Die Tumblewellen befinden sich unterhalb, oberhalb, seitlich außen sowie seitlich innen am Einlasskanal. Dieses Einlasskanal-Strömungs-Tool wird daher auch als Vektorkanal bezeichnet. Des Weiteren verfügt das Einzylinderaggregat EZ 2 über einen elektrohydraulischen Ventiltrieb (AVT) von der Firma Lotus. Dieser vollvariable Ventiltrieb bietet einen sehr hohen Freiheitsgrad, da nahezu beliebige Nockenkonturen und Steuerzeiten gefahren werden können.

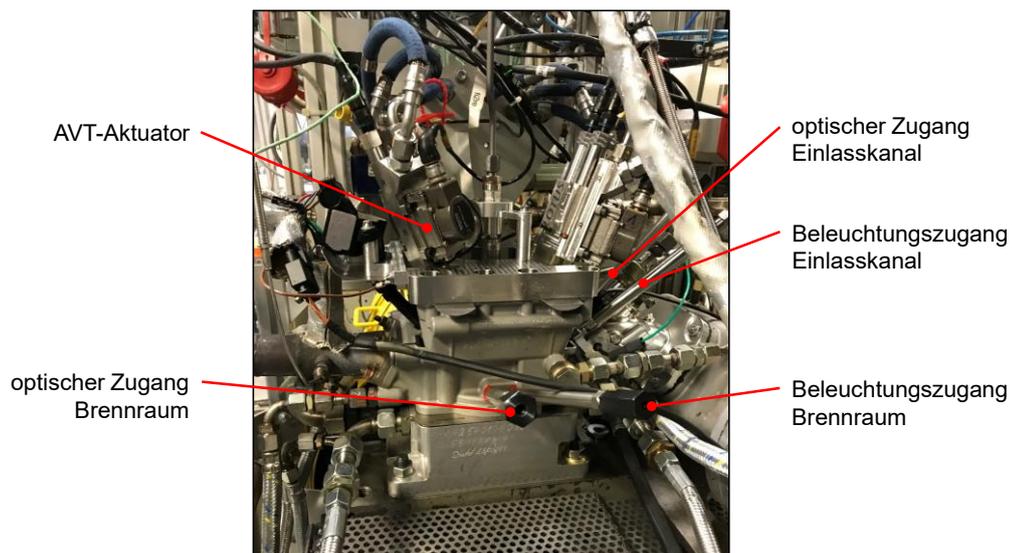


Abbildung 5-3: AVT-Aktuatoren und optische Zugänge am Einzylinderaggregat EZ 3

Bei dem Einzylinderaggregat EZ 3, dessen Zylinderkopf und Saugrohr in Abbildung 5-4 dargestellt ist, handelt es sich um eine Weiterentwicklung der Vorgängervarianten. Das Technologieträgeraggregat ist mit einem elektrohydraulischen Ventiltrieb (AVT) ausgestattet und besitzt einen für das Miller-Brennverfahren optimierten Hochtumbleeinlasskanal der Variante B (für Erläuterung der Hochtumblekanalvarianten siehe Kapitel 6.2.1). Darüber hinaus kann das Aggregat mit einem Kraftstoffdruck von bis zu 500 bar betrieben werden. Neben dem Kanalwasser- und Direktwasserinjektor lassen sich im Saugrohr bis zu sechs Wasserdüsen an unterschiedlichen Positionen integrieren. Des Weiteren ist das Aggregat mit optischen Zugängen im Brennraum und im Saugrohr ausgestattet. Abbildung 5-3 zeigt die AVT-Aktuatoren und optischen Zugänge am Versuchsaggregat EZ 3.

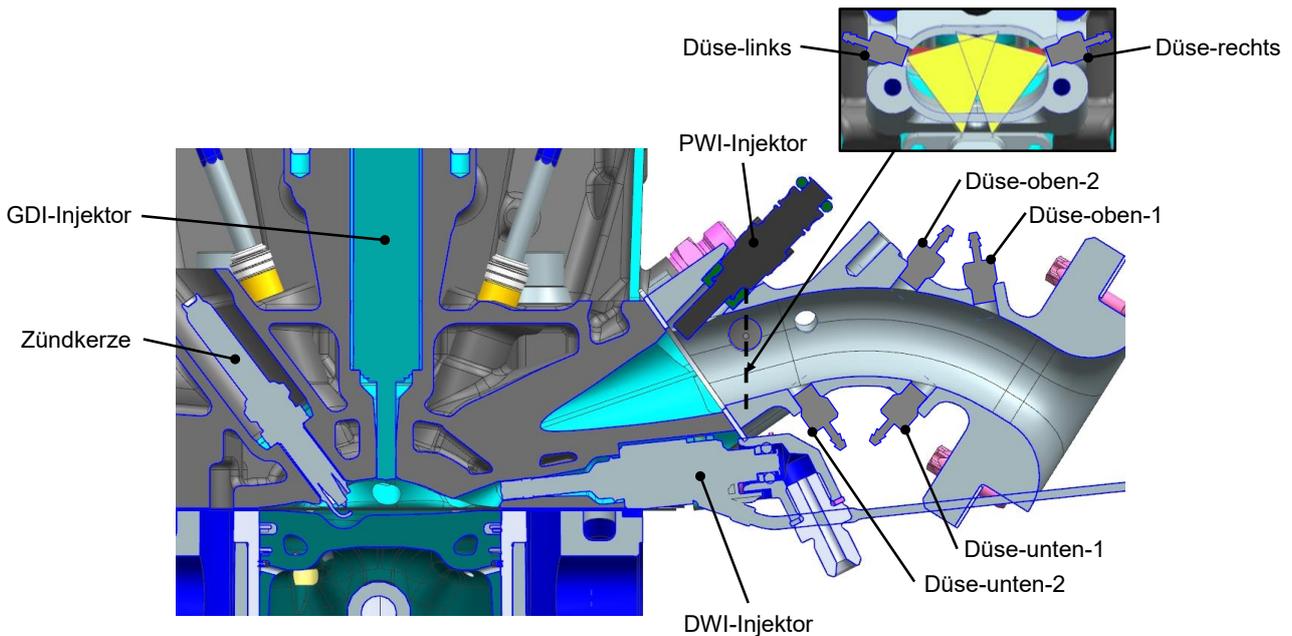


Abbildung 5-4: Zylinderkopf und Saugrohr des Einzylinderaggregates EZ 3 [104, 105]

Das Einzylinderaggregat EZ 4 ist speziell für die Untersuchung eines selektiven Kühlkonzeptes ausgelegt. Insgesamt verfügt das Aggregat über vier Kühlwasserkreisläufe, deren Volumenstromdurchsatz getrennt voneinander geregelt oder komplett abgeschaltet werden kann. Die Kühlkreisläufe am Einzylinderaggregat EZ 4 sind in Abbildung 5-5 zu sehen.

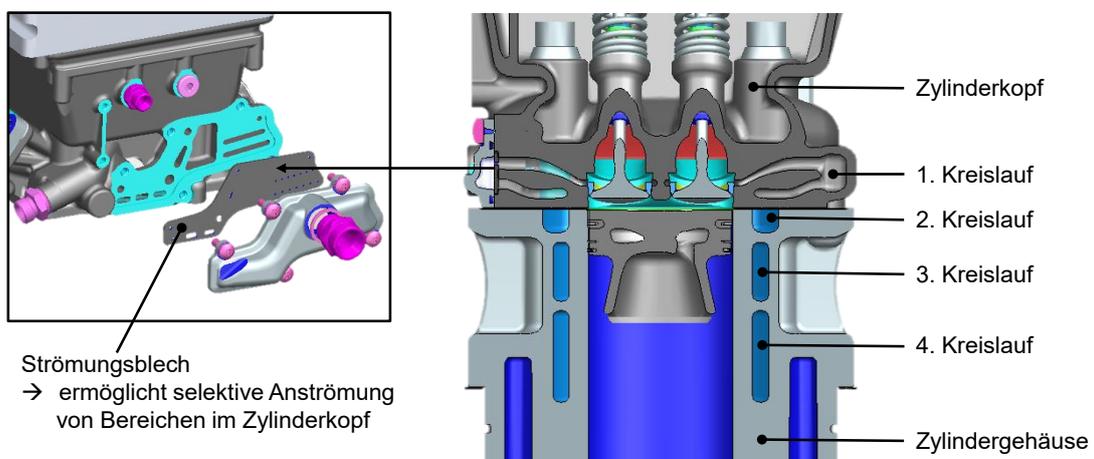


Abbildung 5-5: Kühlkreisläufe am Einzylinderaggregat EZ 4 [105, 106]

Während im Zylindergehäuse des Einzylinderaggregates EZ 4 entlang der Zylinderlaufbahn drei ringförmige Kühlwasserkreisläufe integriert sind, durchströmt das Kühlwasser den Zylinderkopf, im Gegensatz zu den bereits erläuterten Versuchsaggregaten, in Richtung der Kurbelwelle. Dieses sogenannte Längsstromkonzept reduziert Druckverluste und ermöglicht die selektive Anströmung von ausgewählten Bereichen im Zylinderkopf. Hierzu ist im Kühlkreislauf des Zylinderkopfes ein speziell ausgelegtes Strömungsblech integriert. Je nach selektiver Verteilung des Kühlwasserstromes besitzt das Strömungsblech Aussparungen mit unterschiedlich großen Strömungsquerschnitten, die den Durchfluss in den jeweiligen Kanälen im Zylinderkopf bestimmen (für nähere Erläuterungen der Strömungsblechvarianten siehe Kapitel 6.2.4). Am Prüfstand kommt eine zusätzliche Hochleistungskühlwasserpumpe zum Einsatz, die einen Gesamtdurchsatz von bis zu 90 l/min am Einzylinderaggregat ermöglicht. Des Weiteren verfügt der Versuchsträger über einen Füllungskanal mit Tumbleklappe, welche die untere Hälfte des Einlasskanals abschaltet. Die Ventilsteuerung erfolgt über riemengetriebene Nockenwellen.

Im Rahmen der experimentellen Untersuchungen wird die Übertragbarkeit von Ergebnissen aus Einzylinder-Grundlagenversuchen auf direkt verwandte 4-Zylinder-Vollmotortechologieträger geprüft. Die Vollmotoraggregate ermöglichen eine umfangreichere Untersuchung und Bewertung in größeren Motorkennfeldbereichen. Durch den verbauten Drei-Wege-Katalysator können so zudem Einflüsse auf die Abgasnachbehandlung genauer identifiziert werden. In Tabelle 5-3 sind die Hardwarekonfigurationen und Aufbauzustände der verwendeten Vollmotoraggregate aufgeführt. Hardwarevarianten sind dabei mit a, b und c gekennzeichnet. VM 1 besitzt ein Verdichtungsverhältnis von $\epsilon = 12,0$ sowie einen optimierten Hochtumbleinlasskanal der Variante A. Zusätzlich ist der Motor mit Direktwassereinspritzungsinjektoren ausgestattet. Beim Abgasturbolader handelt es sich um einen Flutenverbindungs-lader. Der weiterentwickelte Vollmotortechologieträger VM 2 wird mit einem Verdichtungsverhältnis von $\epsilon = 13,0$ oder $\epsilon = 14,0$ betrieben und ist mit einem Hochtumblekanal der Variante B ausgestattet. Auf der Einlassseite des Aggregates kann zudem zwischen einer 125°KW breiten oder einer 110°KW breiten Einlassnocke umgeschaltet werden.

Aggregat	VM 1	VM 2 (a/b/c)
Hubraum [cm ³]	1500	1500
Zylinder	4	4
Verdichtung	12,0:1	a, b) 13,0:1 c) 14,0:1
Einlassnockenbreite	125°KW 7,4 mm	a, c) 125°KW 7,4 mm b) 110°KW 7,1 mm
Auslassnockenbreite	180°KW 8,0 mm	180°KW 8,0 mm
Benzineinspritzung	MLV 350 bar	MLV 350 bar
Einlasskanal	Hochtumblekanal (Variante A)	Hochtumblekanal (Variante B)
Turbolader	Flutenverbindungs-lader	Flutenverbindungs-lader
Wassereinspritzung	DWI	-
Abgasnachbehandlung	Drei-Wege-Katalysator (Euro Norm 5)	Drei-Wege-Katalysator (Euro Norm 5)

Tabelle 5-3: Übersicht der Vollmotor-Versuchsaggregate

Die Motorsteuerung der Einzylinderaggregate erfolgt über ein FI2RE-System der Firma IAV. Das FI2RE-System bietet einen hohen Freiheitsgrad für den Betrieb von unterschiedlichsten Motoraktuatoren und –sensoren, wodurch beispielsweise die Ansteuerung von bauartverschiedenen Benzin- oder Wassereinjektoren ohne weiteres möglich ist. Vorteilhaft ist auch, dass Funktionen nahezu beliebig erweitert und integriert werden können. Die Vollmotoraggregate werden mit einem Entwicklungssteuergerät betrieben. Ein Schnittstellenmodul ermöglicht den Zugriff auf das Steuergerät über die Software INCA von der Firma ETAS. Mit INCA können Motorsteuergerätedaten aufgezeichnet und Applikationsvariablen verändert werden. Für die Direktwassereinspritzung am Vollmotor ist zusätzlich ein FI2RE-System in die Motorsteuerung eingebunden. Neben der Steuerung der Einspritzzeitpunkte und Injektoransteuerdauern dient das FI2RE-System am Vollmotor vorrangig als Endstufe für die DWI-Injektoren. Der Wasserdruck für die DWI-Injektoren wird über ein speziell entwickeltes elektrisch geregeltes Hochdruck-Common-Rail-System bereitgestellt.

5.2 Prüfstandsgebung und Anaylsemethoden

Zur experimentellen Untersuchung steht das Versuchsaggregat, welches zuvor auf einer speziellen Motorenpalette gerüstet wurde, in einer temperaturgeregelten Prüfzelle. Über eine Kardanwelle ist das Aggregat mit einer Belastungseinheit verbunden, welche zur Einstellung der Drehzahl und Last dient. Die Steuerung und Regelung des Prüfstandes erfolgt sowohl beim Einzylinder als auch beim Vollmotor über ein AVL PUMA-System. Das PUMA-System zeichnet darüber hinaus die Messdaten der am Prüfling und Prüfstand verbauten Sensoren und Messgeräte auf. Entlang der Ansaugstecke und des Abgasstranges sowie am Versuchsaggregat selbst sind diverse Temperatur- und Drucksensoren verbaut, die kontinuierlich vom PUMA-System erfasst werden. Das Luft-Kraftstoff-Verhältnis wird über eine Lambda-Sonde im Abgasstrang sowie durch eine Berechnung nach Brettschneider durch Messung der Abgasbestandteile ermittelt. Die Messstellenpläne für Einzylinder- und Vollmotoraggregate befinden sich im Anhang A.

Speziell auf dem Einzylinderprüfstand wird der erforderliche Ladedruck über eine externe Versorgungsanlage bereitgestellt, wobei der Feuchtigkeitsgehalt der Ladefrischlufte durch einen vorgelagerten Trocknungsvorgang auf konstantem Level bleibt. Zur Einstellung der gewünschten Ansaugtemperatur befindet sich in der Ansaugstrecke eine regelbare Heizung. Die Erfassung der angesaugten Luftmasse erfolgt durch einen hochpräzisen Rotationskolbenzähler, welcher am Beginn der Ansaugstrecke integriert ist. Unmittelbar vor dem Saugrohrluftsammler befindet sich ein Beruhigungsbehälter, der vorrangig zur Dämpfung von Pulsationen dient. Abgasseitig kann der Abgasgegendruck durch eine Abgasgegendruckklappe eingestellt werden. Bei Bedarf ermöglicht ein in PUMA hinterlegtes Ladedruck-Abgasgegendruck-Kennfeld die Simulation eines Abgasturbo-laders. Die durch eine Konditionieranlage geregelten Öl- und Kühlwassertemperaturen sowie die Durchflusswerte der flüssigen Medien orientieren sich an bauartverwandten Vollmotoren. Einzig davon ausgenommen sind spezielle Untersuchungen zur selektiven Kühlung, bei denen die Verteilungen, Durchflüsse und Temperaturen des Kühlwassers zu Analysezielen gezielt verändert werden.

5.2.1 Thermodynamische Verbrennungsanalyse

Zur Untersuchung des Verbrennungsverhaltens und des Ladungswechsels sind die Versuchsaggregate mit einer Hochdruckindizierung im Brennraum sowie einer Niederdruckindizierung im Ansaug- und Auspufftrakt ausgestattet. Mittels einer Winkelmarke an der Pleuellwelle und dem Messwert der piezoelektrischen Druckquarze können Druckverläufe über den Pleuellwinkel für jedes Arbeitsspiel mit Hilfe der Indizierauswerteeinheit aufgezeichnet werden. Aus der Indiziermessung lassen sich direkte und indirekte Analysegrößen ableiten [7]. Wichtige häufig verwendete Anaylsegrößen, wie beispielsweise der Spitzendruck (P_{MAX}),

indizierter Mitteldruck (PMI) und die Standardabweichung des indizierten Mitteldruckes (PMIS) lassen sich direkt aus dem Druckverlauf bestimmen.

Der indizierte Mitteldruck wird wie folgt berechnet [7]:

$$p_{mi} = \frac{1}{V_h} \oint p \, dV \quad (5-1)$$

Unter Berücksichtigung des Reibmitteldruckes setzt sich der effektive Mitteldruck wie folgt zusammen [7]:

$$p_{me} = p_{mi} - p_{mr} \quad (5-2)$$

Mit dem effektiven Mitteldruck lässt sich das Drehmoment eines 4-Takt Motors bestimmen [11]:

$$M_d = \frac{p_{me} * V_h}{4 * \pi} \quad (5-3)$$

Für die Berechnung der indizierten beziehungsweise effektiven Leistung eines 4-Takt Motors gilt [7]:

$$P_{i,e} = 0,5 * z * \frac{N}{60} * p_{mi,e} * V_h \quad (5-4)$$

Damit ergibt sich der thermische Wirkungsgrad durch die Differenz aus Motorleistung und der durch den Brennstoffmassenstrom zugeführten Energie [7]:

$$\eta_{i,e} = \frac{P_{i,e}}{\dot{m}_B * H_u} \quad (5-5)$$

Der spezifische indizierte beziehungsweise effektive Kraftstoffverbrauch berechnet sich wie folgt [7]:

$$b_{i,e} = \frac{\dot{m}_B}{P_{i,e}} = \frac{1}{\eta_{i,e} * H_u} \quad (5-6)$$

Ein Maß für die Verbrennungsstabilität, welche durch Zyklenschwankungen beeinflusst wird, ist die Standardabweichung des indizierten Mitteldruckes [11]:

$$\sigma_{p_{mi}} = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (p_{mi_i} - \bar{p}_{mi})^2} \quad (5-7)$$

Als Basis für die Berechnung vieler indirekten Analysegrößen dient der Heizverlauf. Dieser wird mit Hilfe des 1. Hauptsatzes der Thermodynamik aus dem Brennendruckverlauf bestimmt. Gleichung (5-8) beschreibt die Energiebilanz für den als instationäres offenes System betrachteten Brennraum, in Abhängigkeit der Änderung des Kurbelwinkels φ [7, 10].

$$-\frac{pdV}{d\varphi} + \frac{dQ_B}{d\varphi} - \frac{dQ_W}{d\varphi} + h_E \frac{dm_E}{d\varphi} - h_A \frac{dm_A}{d\varphi} - h_A \frac{dm_{Leck}}{d\varphi} = \frac{dU}{d\varphi} \quad (5-8)$$

Der linke Term der Gleichung (5-8) setzt sich aus der abgegebenen technischen Arbeit pdV/φ , der freiwerdenden Brennstoffwärme $dQ_B/d\varphi$, der abgeführten Wandwärme $dQ_W/d\varphi$ und den Enthalpieströmen von einbeziehungsweise ausströmenden Massen sowie Leckagen zusammen. Die Änderung der inneren Energie dU/φ des Motors steht auf der rechten Seite der Gleichung (5-8). Bei der Energiebilanz werden äußere Energien und die dem Motor zugeführte Brennstoffmasse vernachlässigt [7].

Der Heizverlauf $dQ_H/d\varphi$, dessen Berechnung in Gleichung (5-9) [10] dargestellt ist, beschreibt die dem System zugeführte Wärme und setzt sich aus dem als Brennverlauf $dQ_B/d\varphi$ abzüglich der abgeführten Wandwärme $dQ_W/d\varphi$ zusammen.

$$\frac{dQ_H}{d\varphi} = \frac{dQ_B}{d\varphi} - \frac{dQ_W}{d\varphi} = \frac{dU}{d\varphi} + \frac{pdV}{d\varphi} + h_A \frac{dm_{Leck}}{d\varphi} \quad (5-9)$$

Der Brennraumdruck sowie das kurbelwinkelabhängige Brennraumvolumen sind durch das Brennraumindiziersystem bekannt. Bei der Bestimmung des Heizverlaufes $dQ_H/d\varphi$ können Leckageverluste aufgrund des geringen Massentransportes vernachlässigt werden [107]. Zur Berechnung der inneren Energie müssen allerdings aufwendige Differentialgleichungen gelöst werden (vgl. [108]). Für die Berechnung des Heizverlaufes mit dem Indiziersystem am Prüfstand kommt daher ein einfacherer Algorithmus zum Einsatz (siehe Gleichung (5-10)) [109]. Dieses sogenannte schnelle Heizgesetz reduziert die Berechnungszeit und weist für viele Anwendungen eine ausreichende Modellierungsgüte auf [107].

$$\frac{dQ_H}{d\varphi} = \frac{1}{\kappa - 1} * \left(\kappa * \frac{pdV}{d\varphi} + \frac{dpV}{d\varphi} \right) \quad (5-10)$$

Da der Polytropenexponent temperaturabhängig ist, wird dieser im Indiziersystem durch einen linearen Ansatz nach Gleichung (5-11) bestimmt [110]. Der Ansatz, welcher von [111] entwickelt wurde, basiert auf einer Schätzung der Arbeitsgastemperatur bei 60°KW vor ZOT.

$$\frac{1}{\kappa - 1} = 2,39 + 0,0008 * \frac{T_{60}}{p_{60} * V_{60}} * p * V \quad (5-11)$$

Die Integration der Fläche unter dem Heizverlauf ergibt den Summenheizverlauf, welcher als Grundlage für die Berechnung vieler thermodynamischer Analysegrößen dient. Abbildung 5-6 zeigt beispielhaft einen Heiz- und Summenheizverlauf eines Arbeitsspiels sowie die Vorgehensweise zur Bestimmung der thermodynamischen Verbrennungsgrößen.

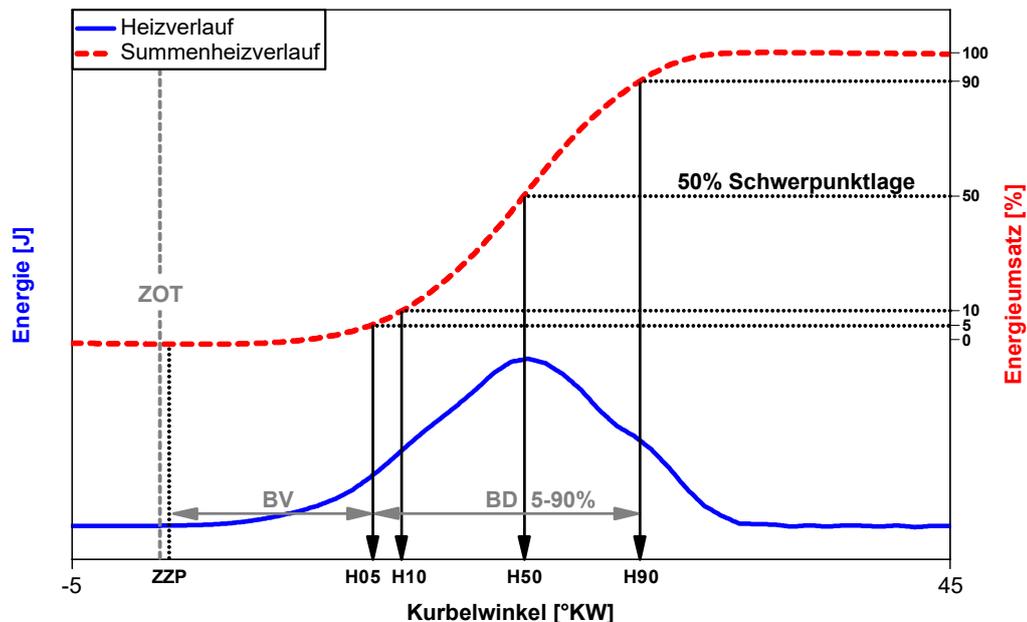


Abbildung 5-6: Bestimmung thermodynamischer Analysegrößen am Summenheizverlauf

Ein Energieumsatz von 50% entspricht einer Verbrennungsschwerpunktlage von 50% (H50). Analog dazu bilden sich die 5%, 10% und 90% Energieumsatzpunkte, mit welchen letztendlich die Brenndauern (BD) bestimmt

werden können. Der Brennverzögerung (BV) ist definiert durch die Zeit zwischen dem Zündzeitpunkt (ZZP) und dem 5% Energieumsatzpunkt (H05).

Am Einzylinderprüfstand erfolgt die Identifikation der Klopfgrenze über die Bestimmung der Klopfintensität nach einem festgelegten Kriterium über das Indiziersystem. Bei diesem Kriterium durchläuft das Brennraumdrucksignal einen Hochpassfilter, um ausschließlich den Anteil an hochfrequenten Druckschwingungen zu erhalten. Nach einer Gleichrichtung besteht das Signal nur noch aus positiven Werten. Im Anschluss folgt eine Integration in einem bestimmten Fenster vor und nach dem Druckmaximum. Der Wert für die Klopfintensität ergibt sich durch das Verhältnis der integrierten Werte nach und vor dem Druckmaximum (Klopfpegel zu Referenzpegel) [109]. Im Gegensatz dazu wird am Vollmotor eine klopfende Verbrennung über einen Klopf-sensor detektiert. Mit dem Klopf-sensor kann ein klopfendes Arbeitsspiel über die Messung von Körperschall und dem zu diesem Zeitpunkt vorliegenden Kurbelwinkel dem jeweiligen Zylinder zugeordnet werden. Dabei beeinflusst die Klopfintensität die Stärke des Zündwinkelrückzuges durch die Motorsteuerung.

5.2.2 Abgasanalyse

Sowohl am Einzylinder- als auch am Vollmotorprüfstand werden die Abgasemissionen bei verbrennungsmotorischen Versuchen analysiert. Zur Messung der Abgasbestandteile Kohlendioxid (CO₂) und Sauerstoff (O₂) sowie der gasförmigen Schadstoffe Kohlenmonoxid (CO), Stickoxide (NO_x) und unverbrannten Kohlenwasserstoffen (HC) kommt hierfür am Einzylinderprüfstand eine Abgasmessanlage des Typs Horiba MEXA ONE zum Einsatz. Am Vollmotorprüfstand wird hierfür eine Abgasmessanlage des Typs Horiba MEXA 7100D verwendet. Da bei Einzylinderaggregaten keine Abgasnachbehandlung vorgesehen ist, erfolgt die Analyse-messung ausschließlich im Rohabgas. Am Vollmotor wird das Emissionsverhalten dahingegen vor und nach Katalysator gemessen. Für die Untersuchung der Partikelemissionen kommen ein AVL 489 Particle Counter und ein Cambustion DMS 500 zum Einsatz. Die Spezifikationen und Messprinzipien dieser beiden Partikelmessgeräte sind in Tabelle 5-4 aufgeführt.

Messgerät	AVL 489 Particle Counter	Cambustion DMS 500
Messwert	<ul style="list-style-type: none"> Partikelkonzentration nicht-flüchtiger Partikel 	<ul style="list-style-type: none"> Partikelkonzentration Partikelgröße Partikelmasse rechnerisch möglich keine direkte Unterscheidung zwischen flüchtigen und nicht-flüchtigen Partikeln
Messprinzip	<ul style="list-style-type: none"> Vergrößerung des Durchmessers der Partikel durch Anlagerung von Butanol optische Detektion mittels Laserlichtschranke 	<ul style="list-style-type: none"> Ionisierung der Partikel im Messgas mittels Diffusionslader Ablenkung der Partikel auf geerdete Elektroden-Ringe Landeposition der Partikel ist dabei abhängig vom aerodynamischen Durchmesser
Messbereich	<ul style="list-style-type: none"> 23 – 2500 nm konform nach UNECE-R83 Richtlinie Zähleffizienz: <ul style="list-style-type: none"> bei 23 nm: 50% (+/- 12%) bei 41 nm > 90% 	<ul style="list-style-type: none"> 5 – 1000 nm Messbereich frei einstellbar

Tabelle 5-4: Spezifikationen der Partikelmess-technik [93, 112]

Während der AVL 489 Particle Counter auch zur Zertifizierung eingesetzt werden kann [112], dient das Cambustion DMS 500 vorrangig zu grundlagenorientierten Laboruntersuchungen. Neben der Partikelzählung lassen sich mit dem Cambustion DMS 500 im Gegensatz zum AVL 489 Particle Counter, auch die jeweiligen Partikelgrößen bestimmen. Dabei werden Partikel mit einem Durchmesser zwischen 5 nm bis 1000 nm erfasst. Bei der Ermittlung der Partikelgrößenverteilung ist eine Unterscheidung der Partikel in den Nukleationsmodus (Partikel bis ca. 35 nm) oder Agglomerationsmodus (Partikel oberhalb ca. 35 nm) möglich [93].

5.2.3 Statistische Versuchsplanung

Im Rahmen der experimentellen Untersuchungen treten häufig komplexe Fragestellungen hinsichtlich der genauen Wirkweise und Wechselwirkung einzelner Versuchsparameter auf. Zur Klärung dieser Fragestellung entsteht bei einem konventionellen Versuchsplan, welcher möglichst den gesamten Versuchsraum abdeckt, oftmals ein sehr hoher zeitlicher Versuchsaufwand. Eine in diesem Zusammenhang häufig angewendete Methode ist die Rastervermessung, wobei die entsprechenden Variationsparameter in Stufen verstellt werden. Innerhalb des daraus entstehenden Messrasters wird das Optimum gesucht. Die Genauigkeit ist dabei von der Anzahl der Stufen und der daraus resultierenden Anzahl der Messpunkte abhängig [113]. Bei einem sogenannten vollfaktoriellen Versuchsplan nimmt nach Gleichung (5-12) die Anzahl der Messpunkte (MP) in Abhängigkeit der Stufen (S) und Variationsparameter (VP), auch Faktoren genannt, exponentiell zu [113, 114].

$$MP = S^{VP} \quad (5-12)$$

Im Gegensatz dazu stellt die statistische Versuchsplanung (Design of Experiments, kurz DoE) eine effiziente Methode dar, um mit möglichst wenigen Versuchen das Verhalten einzelner Versuchsparameter und deren Wechselwirkung mit anderen Variationsgrößen in einem System zu beschreiben [114]. Die Grundlage für dieses Verfahren basiert auf einer Kombination von analytischer Statistik und mathematischen Modellen [113]. Für die Anwendung der statistischen Versuchsplanung müssen die Grenzen des zu untersuchenden Systems und Ein- sowie Ausgangsgrößen klar definiert werden. Nur für die zum System gehörenden Größen kann ein Optimum gefunden werden. Das in Abbildung 5-7 gezeigte Blockschaltbild zeigt diesen Systemzusammenhang schematisch. Einerseits wirken auf das System Eingangsgrößen, welche gezielt verändert werden können. Eine Teilmenge davon sind die zu untersuchenden Faktoren. Dabei kann es sich beispielsweise um Einspritzzeitpunkte oder Steuerzeiten handeln. Andererseits beeinflussen Eingangsgrößen das System, die nicht gezielt verändert werden können oder gänzlich unbekannt sind. Hierzu zählen z. B. Toleranzen. Abhängig von den Eingangsgrößen resultiert das Ergebnis als Ausgangsgröße, beispielsweise in Form eines Kraftstoffverbrauches oder einer Verbrennungsschwerpunktlage [114].

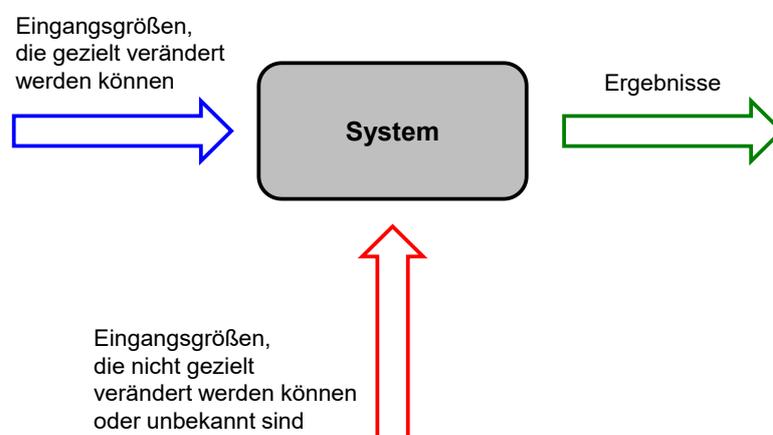


Abbildung 5-7: Schematische Darstellung eines Systems für eine DoE-Untersuchung [114]

Bei der statistischen Versuchsplanung müssen bestimmte Anforderungen hinsichtlich des Versuchsdesigns erfüllt werden. So sollte der Versuchsplan möglichst orthogonal sein, das heißt eine Korrelation von Kombinationen aus jeweils zwei Spalten ist zu vermeiden. Des Weiteren ist darauf zu achten, dass der Versuchsplan möglichst ausgewogen ist. Folglich sollten für die Faktorstufen jedes betrachteten Faktors die Einstellungen der anderen Faktoren gleichmäßig aufgeteilt sein [114].

Zur Erstellung eines Versuchsplanes bietet die statistische Versuchsplanung daher eine Vielzahl von unterschiedlichen Verfahren an, die abhängig vom konkreten Anwendungsfall mehr oder weniger gut geeignet sind. Bei den DoE-Versuchen im Rahmen dieser Arbeit kommt ausschließlich ein sogenanntes D-Optimales Versuchsdesign zum Einsatz. Zur Erstellung des computergenerierten Versuchsplans verteilt der Algorithmus die aus einer Kandidatenliste zufällig ausgewählte Anzahl an Faktorstufenkombinationen so im Versuchsraum, dass dieser maximiert wird. Gleichzeitig berücksichtigt die Verteilung eine Minimierung der Wechselwirkung der Punkte. Die Position der Punkte wird so lange angepasst, bis der Versuchsplan die notwendige Güte aufweist. Das D-Optimale Versuchsdesign ist geeignet für polynomische Modelle höherer Ordnung. Des Weiteren kann der Versuchsraum eine beliebige Form annehmen und es können bereits vorhandene Versuchsergebnisse berücksichtigt werden. Abhängig von der gewünschten Modellordnung ergibt sich die Anzahl der Variationspunkte [115]. In manchen Anwendungsfällen reicht ein lineares Modell zur Beschreibung der Zusammenhänge nicht aus. Für polynomische Modelle höherer Ordnung sind mindestens drei Stufen erforderlich. Ein zweistufiger Versuchsplan ist beispielsweise für ein quadratisches Beschreibungsmodell nicht ausreichend, da die mittlere Einstellung fehlt [114]. Die Generierung des DoE-Versuchsplanes, die Modellbildung und Optimierung sowie die Ergebnisverifikation erfolgt in dieser Arbeit grundsätzlich unter Anwendung der Software AVL CAMEO.

6 Ergebnisse

In den folgenden Kapiteln werden die Ergebnisse vorgestellt, welche mit den Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit gewonnen wurden. Ausgehend von einer Basisuntersuchung, die den Ausgangszustand für weitere Brennverfahrensanalysen darstellt, findet die Bewertung von technologischen Ansätzen zur weiteren Steigerung des Wirkungsgrades und Verbesserung des Emissionsverhaltens statt. Im ersten Abschnitt werden Potentiale und Herausforderungen des Miller-Brennverfahrens verdeutlicht. Der daran anknüpfende Abschnitt zeigt brennverfahrenspezifische Kraftstoffeinspritzstrategien auf, welche nicht nur auf eine Optimierung der Verbrennung, sondern auch auf ein reduziertes Partikelemissionsverhalten abzielen. Auf Basis des Miller-Brennverfahrens erfolgt im letzten Abschnitt schlussendlich eine Potentialbewertung der Wassereinspritzung. Neben den Möglichkeiten für eine zielführende technische Umsetzung werden auch Ansätze zur weiteren Optimierung der Technologien erläutert und diskutiert.

6.1 Basisuntersuchung hochverdichtetes Brennverfahren

Nach der Definition des thermodynamischen Wirkungsgrades (siehe Kapitel 3.1) steigt die Effizienz des Ottomotors bei einer Anhebung des Verdichtungsverhältnisses theoretisch an. In der Realität bewirkt ein hohes Verdichtungsverhältnis zwar meist eine Wirkungsgradsteigerung in der Teillast, bei hohen Lasten wird allerdings Motorklopfen begünstigt, was eine Zündwinkelrücknahme erfordert. Infolge dessen entstehen späte Schwerpunktlagen der Verbrennung, die nicht wirkungsgradoptimal sind. In Anbetracht dieser theoretischen Zusammenhänge soll in einer Basisuntersuchung geklärt werden, inwieweit sich ein hohes Verdichtungsverhältnis auf das thermodynamische Verbrennungsverhalten auswirkt. Für die Untersuchung wird das Einzylinderaggregat EZ 1 (a) mit einem geometrischen Verdichtungsverhältnis von $\varepsilon = 12,8$ sowie mit Nockenwellen, welche für ein konventionelles Brennverfahren üblich sind, ausgestattet. Bei dem verwendeten Einlasskanal handelt es sich um einen Füllungskanal ohne Ladungsbewegungsmaßnahmen.

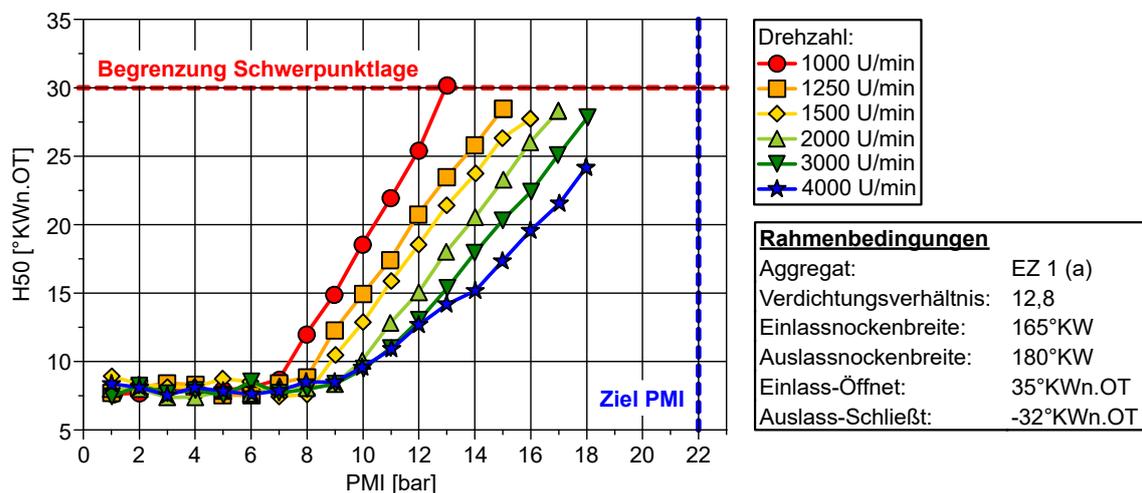


Abbildung 6-1: Einfluss einer hohen geometrischen Verdichtung auf den Verbrennungsschwerpunkt (H50)

Die Untersuchungen in dieser Arbeit zielen unter anderem darauf ab, eine Wirkungsgradsteigerung des Ottomotors, bei gleichzeitiger Erhaltung des Leistungsniveaus aktueller Motorengenerationen, zu erreichen. Für eine mögliche Leistungsorientierung dient der seit dem Jahr 2016 in Serie befindliche M274 Daimler Ottomotor mit einem Hubraum von 1595 cm³ und konventionellem Brennverfahren. Das Serienaggregat liefert eine Leistung von 115 kW und ein Drehmoment von 250 Nm, wobei an der Vollast ein indizierter Mitteldruck von ca. 22 bar erreicht wird. Bezüglich der Basisuntersuchung am Einzylinderaggregat EZ 1 (a) zeigt Abbildung 6-1 den Einfluss

des hohen Verdichtungsverhältnisses auf den Verbrennungsschwerpunkt für verschiedene Drehzahlen. Mit steigender Last weicht die Verbrennungsschwerpunktlage schon früh von den wirkungsoptimalen 8°KWn.OT ab. Besonders bei niedrigen Drehzahlen entstehen bereits im mittleren Lastbereich sehr späte Schwerpunktlagen. In der allgemeinen Motorentwicklung gelten Verbrennungen mit Schwerpunktlagen später 30°KWn.OT als nicht mehr zielführend. Die Basismessung zeigt anschaulich, dass bei einem hohen Verdichtungsverhältnis von $\epsilon = 12,8$ der indizierte Zielmitteldruck von 22 bar ohne klopfestigkeitssteigernde Maßnahmen, selbst bei höheren Drehzahlen, nicht erreicht werden kann. Insgesamt verdeutlicht die Basisuntersuchung somit die Ausgangslage für die Analyse unterschiedlicher Technologiemaßnahmen im Rahmen dieser Arbeit.

6.2 Potentiale und Herausforderungen des Miller-Brennverfahrens

Die Basisuntersuchung in Kapitel 6.1 zeigt, dass eine hohe Klopfestigkeit bei einem hochverdichteten Brennverfahren essentiell ist, um effiziente Verbrennungsschwerpunktlagen im Motorkennfeld zu erzielen. In diesem Kapitel wird daher untersucht inwieweit sich das Miller-Brennverfahren mit frühem Einlass-Schließt zur Klopfestigkeitssteigerung eignet. Dabei werden Ansätze zur technischen Umsetzung des Miller-Brennverfahrens bewertet sowie Potentiale und Herausforderungen aufgezeigt.

6.2.1 Ladungsbewegung und Ventilsteuerung

Wie bereits in Kapitel 3.2 erläutert führt das Miller-Brennverfahren bei frühem Einlass-Schließt zu einer Dekomprimierung in der Verdichtungsphase. Gelingt es den Anstieg der Ansauglufttemperatur, infolge des höheren Ladedruckes durch den Einsatz einer leistungsfähigen Ladeluftkühlung, zu vermeiden, reduziert sich die Verdichtungsendtemperatur. Dies bietet Potential zur Steigerung der Klopfestigkeit bei höherer Teillast und Vollast. Zur Umsetzung einer Dekomprimierung mittels frühem Einlass-Schließt wird das hochverdichtete Einzylinderaggregat EZ 1 mit einer schmalen Einlassnocke ausgestattet. Dieses schmale Einlassnockenprofil besitzt eine Öffnungsbreite von 125°KW, bezogen auf 2 mm Ventilhub. Der maximale Einlassventilhub beträgt dabei 7,4 mm. Im Vergleich zu konventionellen Basis-Steuerzeiten wird bei den Miller-Steuerzeiten ein möglichst frühes Schließen des Einlassventils durch ein entsprechend frühes Öffnen des Einlassventils appliziert. Zusätzlich kommt ein spätes Auslass-Schließt zur Anwendung, um mehr Expansionsarbeit zu gewinnen. Da sich der Abstand zwischen Auslass-Schließt und Einlass-Öffnet verkleinert, vergrößert sich die Ventilüberschneidung. Bei einem positiven Spülgefälle, welches sich aufgrund des höheren Ladedruckes im Vergleich zum Abgasgegendruck einstellt, kann es bei einer zu großen Ventilüberschneidung zu einem Durchspülen von Frischluft in den Abgastrakt kommen. Infolgedessen kann der erhöhte Sauerstoffanteil im Abgas die Funktion des Drei-Wege-Katalysators negativ beeinträchtigen. Zusätzlich besteht das Risiko, dass durch die stöchiometrische Abgas-Lambda-Regelung ein fettes Gemisch im Brennraum entsteht, welches zu einem signifikanten Anstieg der CO-Emissionen führt. Eine weitere Begrenzung der zulässigen Steuerzeiten, neben der Vermeidung von Durchspülvorgängen, entsteht durch die Kolbengeometrie. So bestimmt die Tiefe der Einlassventil-Taschen im Kolben den frühestmöglichen Öffnungszeitpunkt des Einlassventils, bei dem noch ein kollisionsfreier Betrieb sichergestellt werden kann. Durch sehr tiefe Einlassventil-Taschen sind zwar sehr frühe Öffnungszeiten realisierbar, allerdings begünstigen tiefe Kolbentaschen HC-Emissionen und können einen Störfaktor für die Ladungsbewegung darstellen. Zur Minimierung dieser Nachteile besitzen die im Rahmen dieser Arbeit eingesetzten Kolben daher nur verhältnismäßig kleine Ventiltaschen, wodurch das Einlass-Öffnet grundsätzlich auf maximal 5°KWv.LWOT beschränkt ist.

Abbildung 6-2 zeigt den Einfluss von Miller-Steuerzeiten auf das Verbrennungsverhalten in einem Teillastschnitt im aufgeladenen Betriebsbereich. Im Vergleich zu konventionellen Basis-Steuerzeiten steigt bei Miller-

Steuerzeiten die Klopfestigkeit, wodurch frühere Verbrennungsschwerpunktlagen (H50) möglich sind. Dies wirkt sich entsprechend positiv auf den indizierten Kraftstoffverbrauch (BI) aus. Ein auffälliges Verhalten zeigt jedoch die Verbrennungsstabilität, welche mit zunehmender Last deutlich schlechter wird. Vor dem Hintergrund des Komfortanspruches und der Kundenakzeptanz sind Standardabweichungen des indizierten Mitteldruckes (PMIS) jenseits von 0,4 bar als kritisch zu bewerten. Mit Miller-Steuerzeiten wird dieser Wert schon bei Lasten größer 14 bar PMI deutlich überschritten. Die Abnahme der Verbrennungsstabilität kann auf eine signifikante Verschlechterung der Ladungsbewegung zurückgeführt werden, welche durch das frühe Einlass-Schließt entsteht. Das geringere Ladungsbewegungsniveau führt auch zu einer längeren Brenndauer (BD). Der daraus resultierende Nachteil auf den thermodynamischen Wirkungsgrad wird allerdings durch die gesteigerte Klopfestigkeit überkompensiert. Obwohl bei frühem Schließen des Einlassventils bei noch hohen Kolbengeschwindigkeiten ein Füllungsverlust entsteht, der durch eine Anhebung des Ladedruckes ausgeglichen werden muss, fällt die Ladedruckdifferenz im Vergleich zu dem Betrieb mit Basis-Steuerzeiten verhältnismäßig gering aus. Dies ist dadurch begründet, dass frühere Verbrennungsschwerpunktlagen den Ladedruckbedarf senken, wodurch eine Annäherung der Ladedrücke bei Miller- und Basis-Steuerzeiten zu beobachten ist. Insgesamt verdeutlicht der Versuch, dass Miller-Steuerzeiten zu einer Wirkungsgradsteigerung im aufgeladenen Betrieb führen können. Zur Verbesserung der Verbrennungsstabilität ist jedoch ein höheres Ladungsbewegungsniveau zwingend erforderlich, was insbesondere bei Zunahme der Last gilt.

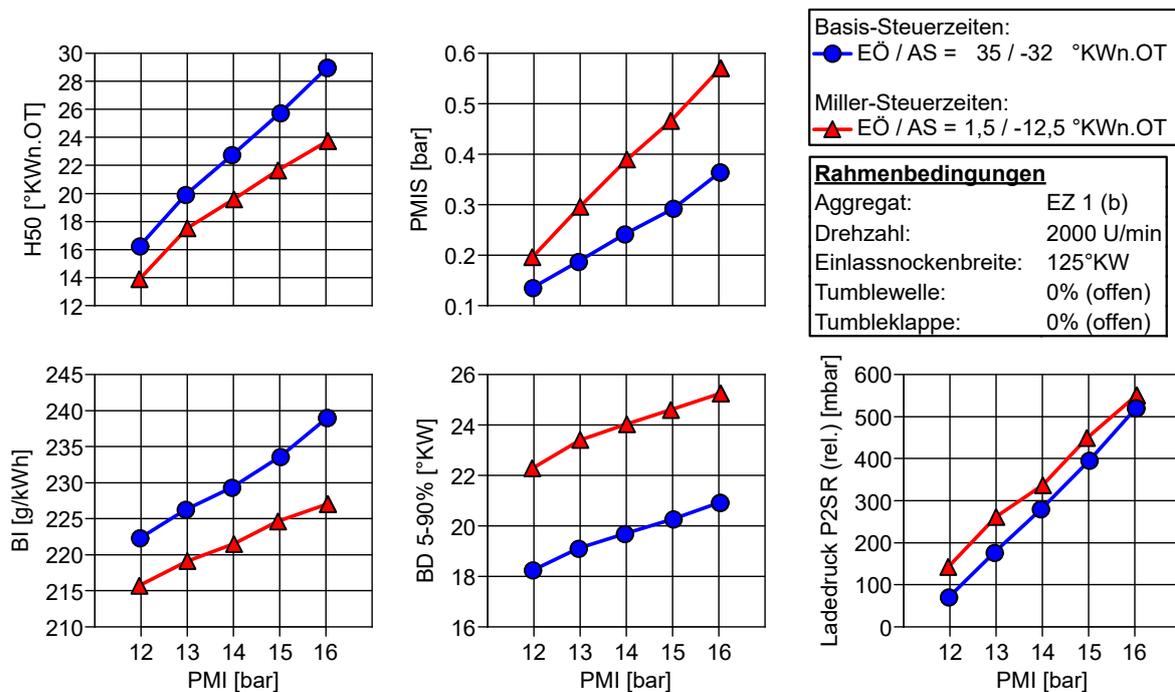


Abbildung 6-2: Einfluss von Miller-Steuerzeiten ohne Ladungsbewegungsmaßnahmen

Zur Voruntersuchung des Einflusses der Ladungsbewegung besitzt das Einzylinderaggregat EZ 1 eine Tumbleklappe, welche im vollständig geschlossenen Zustand die untere Hälfte des Einlasskanals abschaltet (siehe Kapitel 5.1). Darüber hinaus ist im Einlasskanal eine Tumblewelle integriert, die abhängig von ihrem Winkel den Kanalquerschnitt einengt. Die konstruktive Ausführung dieser beiden Ladungsbewegungsmaßnahmen orientiert sich an Erfahrungen zur Steigerung der Ladungsbewegung an bereits bestehenden Motorkonzepten ohne Miller-Brennverfahren. Generell erfolgen die Untersuchungen mit integriertem Trennblech im Einlasskanal. Abbildung 6-3 zeigt den Einfluss der beiden Ladungsbewegungsmaßnahmen bei Miller-Steuerzeiten. Während die vollständig angestellte Tumblewelle die Verbrennungsstabilität nur leicht verbessert, erzielt die vollständig geschlossene Tumbleklappe eine deutlich höhere Stabilität sowie eine Reduktion der Brenndauer, wobei das

Niveau mit den Werten bei Basis-Steuerzeiten vergleichbar ist. Zudem führt die vollständig geschlossene Tumbleklappe zu früher liegenden Verbrennungsschwerpunktlagen und damit zu einer Klopfintensitätssteigerung. Entsprechend resultiert daraus ein geringerer Kraftstoffverbrauch. Eine halb geschlossene Tumbleklappe zeigt dahingegen keinen Einfluss auf die Verbrennungsgrößen. Durch die unterschiedlichen Ladungsbewegungsmaßnahmen entsteht, trotz Verengung des Einlassquerschnittes, kein erhöhter Ladedruckbedarf, was auf den geringeren Füllungsbedarf bei wirkungsgradoptimaleren Schwerpunktlagen zurückgeführt werden kann. Der Vergleich zu dem geringeren Ladedruckniveau bei Basis-Steuerzeiten zeigt, dass weniger die angewendeten Ladungsbewegungsmaßnahmen, sondern vorrangig das frühe Schließen des Einlassventils zur Umsetzung des Miller-Betriebes einen Einfluss auf den Ladedruckbedarf ausübt.

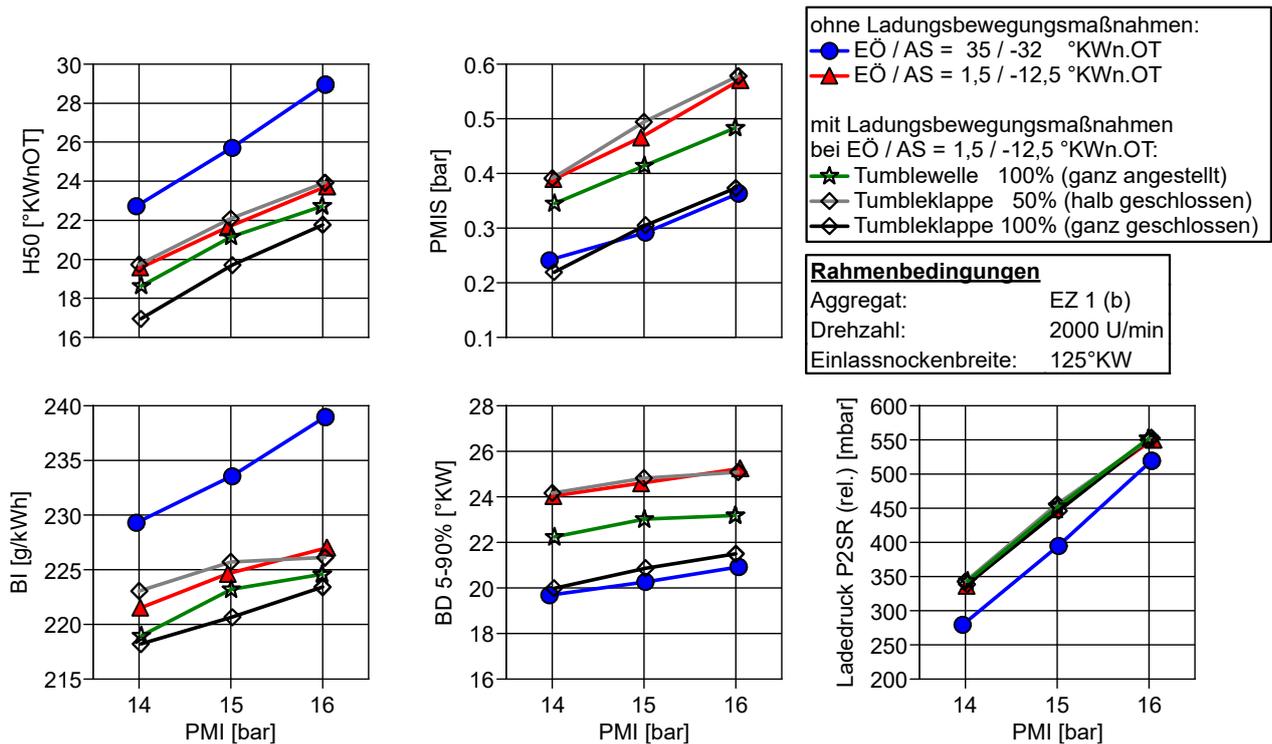


Abbildung 6-3: Einfluss von Ladungsbewegungsmaßnahmen bei Miller-Steuerzeiten

Theoretisch steigt bei der ottomotorischen Verbrennung der Spitzendruck mit früheren Schwerpunktlagen. Allerdings ist bei einer verhältnismäßig schlechten Verbrennungsstabilität zu berücksichtigen, dass die Zylinderdrücke einzelner Verbrennungszyklen den gemittelten Spitzendruck deutlich überschreiten können. Abbildung 6-4 zeigt das Zylinderdruckverhalten jeweils ohne und mit Ladungsbewegungsmaßnahmen für mehrere Zyklen bei höherer Teillast. Ohne Ladungsbewegungsmaßnahmen und damit schlechter Verbrennungsstabilität erreichen einzelne Verbrennungszyklen teilweise recht hohe Spitzendrücke. Im Vergleich zu den maximal erreichten Drücken bei geschlossener Tumbleklappe, wird dieses Druckniveau bei offener Tumbleklappe von einzelnen Druckamplituden, trotz späterer Verbrennungsschwerpunktlage, häufig überschritten. Auch die Klopfintensität nimmt ohne Ladungsbewegungsmaßnahmen bei den Verbrennungszyklen mit hohen Spitzendrücken deutlich zu. Durch den in Abbildung 6-4 gezeigten Vergleich wird ersichtlich, dass der gemittelte Spitzendruck bei einer schlechten Verbrennungsstabilität zur Beurteilung der mechanischen Belastung kaum geeignet ist. Umso breiter die Druckamplitudenschwankungen, desto weiter reduziert sich der maximal noch fahrbare Mitteldruck. Für einen Miller-Betrieb bei hohen Lasten ist folglich eine hohe Verbrennungsstabilität essentiell, um Schäden durch zu hohe Spitzendrücke zu vermeiden. Des Weiteren wird deutlich, dass geringere Zykelschwankungen auch eine Effizienzsteigerung begünstigen, da weniger Arbeitsspiele mit überdurchschnittlich hoher Klopfintensität auftreten, wodurch frühere Zündwinkel gefahren werden können.

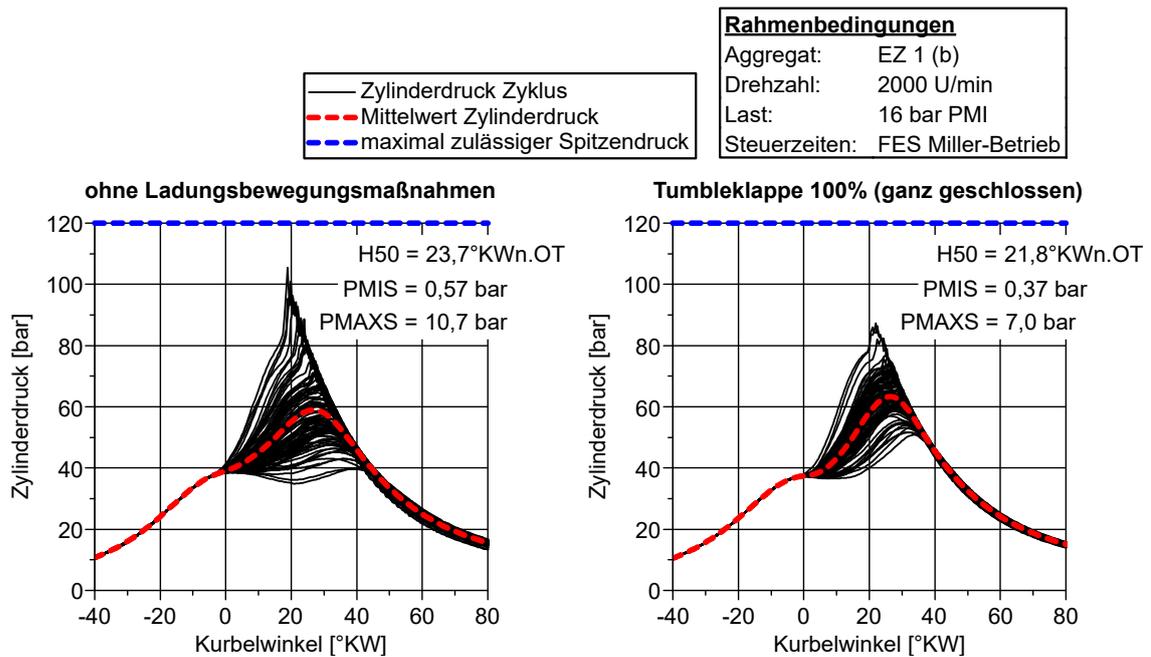


Abbildung 6-4: Einfluss der Ladungsbewegung auf die Zyklusschwankungen und den Spitzendruck

Zur weiteren Verbesserung des Verständnisses hinsichtlich des Einflusses der Einlasskanalgeometrie auf das Verbrennungsverhalten im Miller-Betrieb, kommt am Einzylinderaggregat EZ 2 ein sogenannter Vektorkanal zur Beeinflussung der Strömungsrichtung zum Einsatz. Dieser von [116] speziell für die Untersuchung entwickelte Einlasskanal, welcher in Abbildung 6-5 dargestellt ist, besitzt acht unabhängig voneinander verstellbare Tumblewellen (mit den Bezeichnungen q r W X Y Z s t).

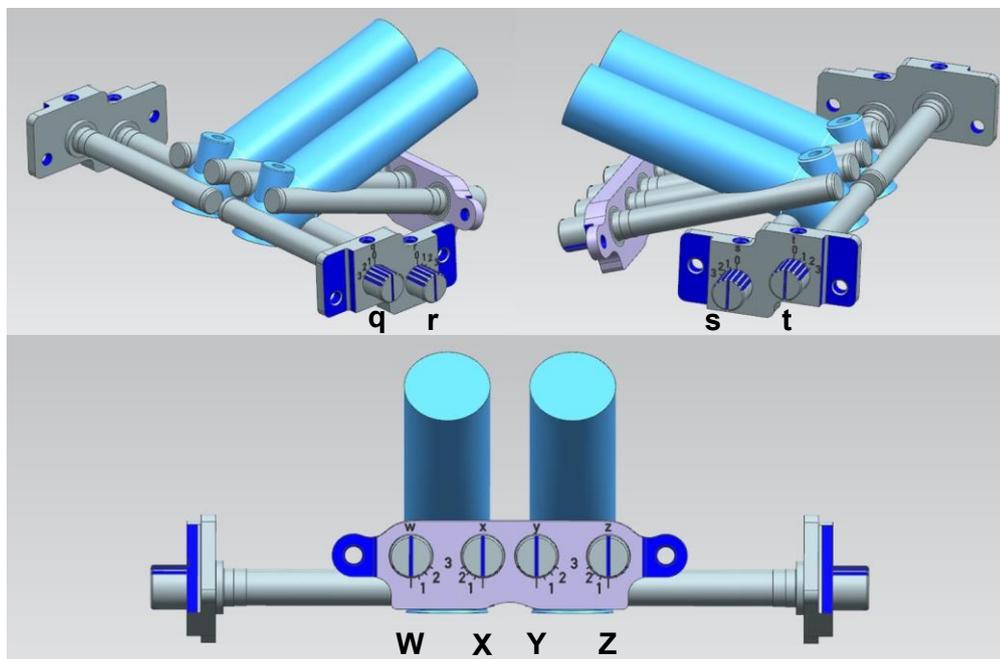


Abbildung 6-5: Vektorkanal [105]

Dabei sind die Tumblewellen so angeordnet, dass diese von oben, von unten, seitlich außen und seitlich innen in den Einlasskanal eingreifen können. Ausgehend von der Nullposition, bei der keine Strömungsablenkung erfolgt, lassen sich die jeweiligen Tumblewellen mit den Einstellpositionen 0 bis 3 in 20° Grad-Schritten verstellen.

Maximal kann eine Tumblewelle also mit 60° Grad angestellt werden, was der Einstellposition 3 entspricht. Nach Formel (5-12) ergeben sich bei einem vollfaktoriellen Versuchsplan bei 4 Einstellpositionen, beziehungsweise 4 Stufen und 8 Tumblewellen, also 8 Faktoren, genau 65536 Kombinationsmöglichkeiten. Zur Identifikation des Einflusses der jeweiligen Tumblewellen auf das Verbrennungsverhalten kommt daher ein DoE-Verfahren zum Einsatz, um den Versuchs- und Zeitaufwand in einem akzeptablen Rahmen zu halten. Der lokale und somit betriebspunktspezifische DoE-Versuchsplan ist dabei nach dem D-Optimalen Design gestaltet und ermöglicht die Bildung von Polynommodellen bis zu einer dritten Ordnung. Die DoE-Versuche werden ausschließlich im höheren Teillastbereich mit Miller-Steuerzeiten durchgeführt. Im ersten Schritt wird der Einfluss ausschließlich symmetrischer Tumblewellenpositionen bewertet. Symmetrische Tumblewellenpositionen liegen dann vor, wenn die gewählte Positionseinstellung eine Spiegelsymmetrie zwischen der linken und rechten Einlasskanalgeometrie erzeugt. Im zweiten Schritt wird der Einfluss asymmetrischer Tumblewellenpositionen analysiert, was bedeutet, dass die jeweiligen Tumblewellen im linken und rechten Einlasskanal eine beliebige Einstellposition annehmen können.

Abbildung 6-6 zeigt eine Intersection-Graphik mit den DoE-Modellen für symmetrische Tumblewellenpositionen im Betriebspunkt 2000 U/min und 16 bar PMI. Aus dieser Grafik ist zu erkennen, dass ein zunehmender Anstellwinkel der oberen Tumblewellen q und t eine deutliche Verschlechterung der Klopfintensität, des Kraftstoffverbrauches, der Brenndauer und der Verbrennungsstabilität bewirkt. Im Gegensatz dazu verbessern sich die Werte durch Anstellen der unteren Tumblewellen r und s, wobei die Optimalwerte mit der Einstellposition 3, also einem maximalen Anstellwinkel von 60° Grad, erzielt werden. Die seitlich außen und innen am Einlasskanal liegenden Tumblewellen W X Y Z besitzen nahezu keinen Einfluss auf das Verbrennungsverhalten.

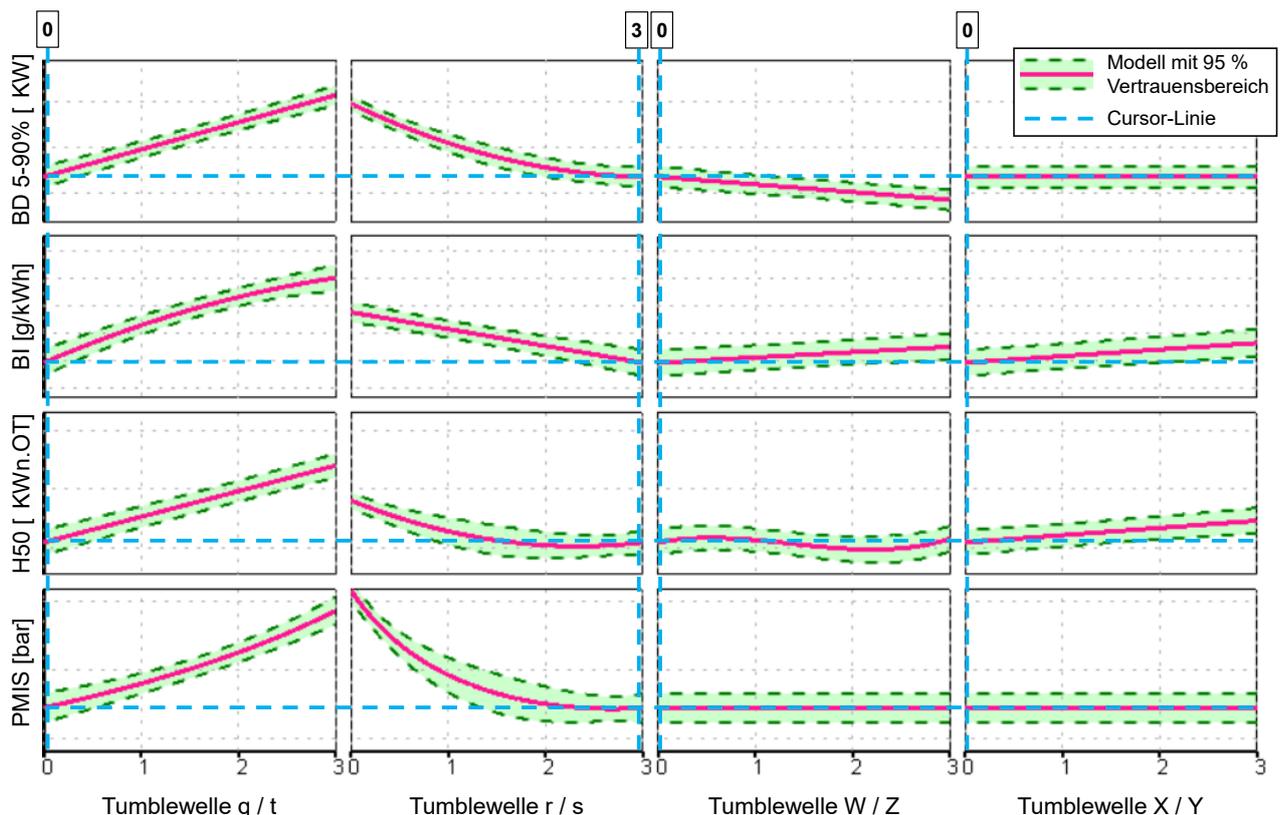


Abbildung 6-6: DoE-Intersection-Graphik für optimierte symmetrische Tumblewellenpositionen

Analog zur Analyse des Einflusses der symmetrischen Tumblewellenpositionen zeigt Abbildung 6-7 eine Intersection-Graphik mit DoE-Modellen für asymmetrische Tumblewellenpositionen im Betriebspunkt 2000 U/min und 16 bar PMI. Auch diese Grafik veranschaulicht, dass ein Anstellen der oberen Tumblewellen q und t zu

schlechteren Verbrennungswerten führt. Während die außen und innen liegenden Tumblewellen W X Y Z nahezu keinen Einfluss auf das Systemverhalten besitzen, bewirkt ein zunehmender Anstellwinkel der unteren Tumblewellen r und s überwiegend positive Auswirkungen auf das Verbrennungsverhalten. Somit ergeben sich Vorteile für den Kraftstoffverbrauch und die Verbrennungsstabilität, wenn die unteren Tumblewellen r und s mit einem Winkel von 60° Grad angestellt werden. Dieses Ergebnis deckt sich mit den Beobachtungen aus dem DoE-Versuch mit ausschließlich symmetrischen Tumblewellenpositionen (siehe Abbildung 6-6). Schlussfolgernd wird mit der Untersuchung klar, dass eine asymmetrische Einlasskanalgeometrie keinen Vorteil für das Verbrennungsverhalten gegenüber einer symmetrischen Einlasskanalgeometrie bietet.

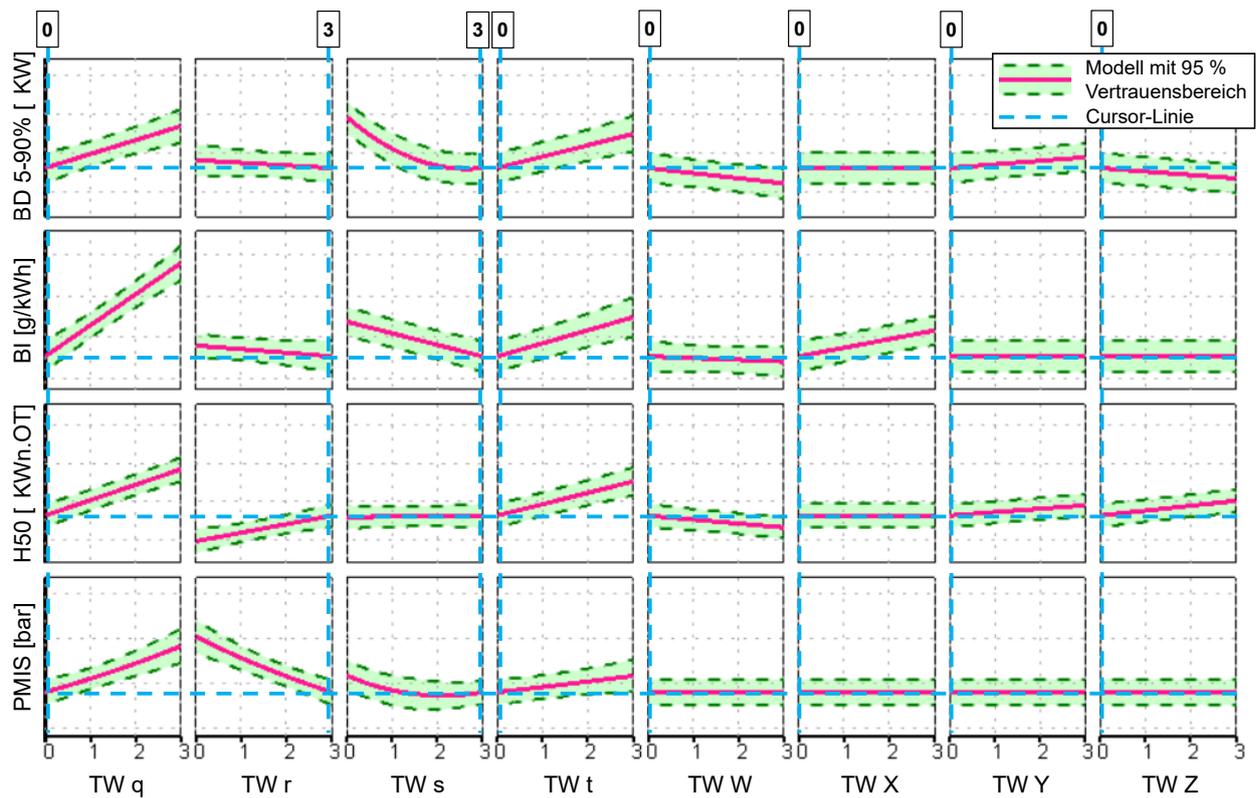


Abbildung 6-7: DoE-Intersection-Grafik für optimierte asymmetrische Tumblewellenpositionen

Zusammenfassend ist in Abbildung 6-8 die Verifikationsmessung von DoE optimierten Tumblewellenpositionen in einem Teillastschnitt bei 2000 U/min im aufgeladenen Betriebsbereich dargestellt. Stehen alle Tumblewellen auf Nullposition, so liegt eine sehr schlechte Verbrennungsstabilität vor. Auch durch maximales Anstellen aller Tumblewellen mit 60° Grad lässt sich kein akzeptables Laufruheverhalten generieren. Folglich führt eine alleinige Verengung des Einlasskanalquerschnittes nicht zur Verbesserung des Verbrennungsverhaltens. Dahingegen ermöglicht die Ablenkung der Strömung in Richtung Brennraumdach durch maximales Anstellen der unteren Tumblewellen r und s das beste Laufruheverhalten und infolge der verbesserten Verbrennungswerte den höchsten Wirkungsgrad. Durch das symmetrische oder asymmetrische Anstellen der seitlichen Tumblewellen lassen sich auch in der Verifikationsmessung keine klaren Vorteile identifizieren.

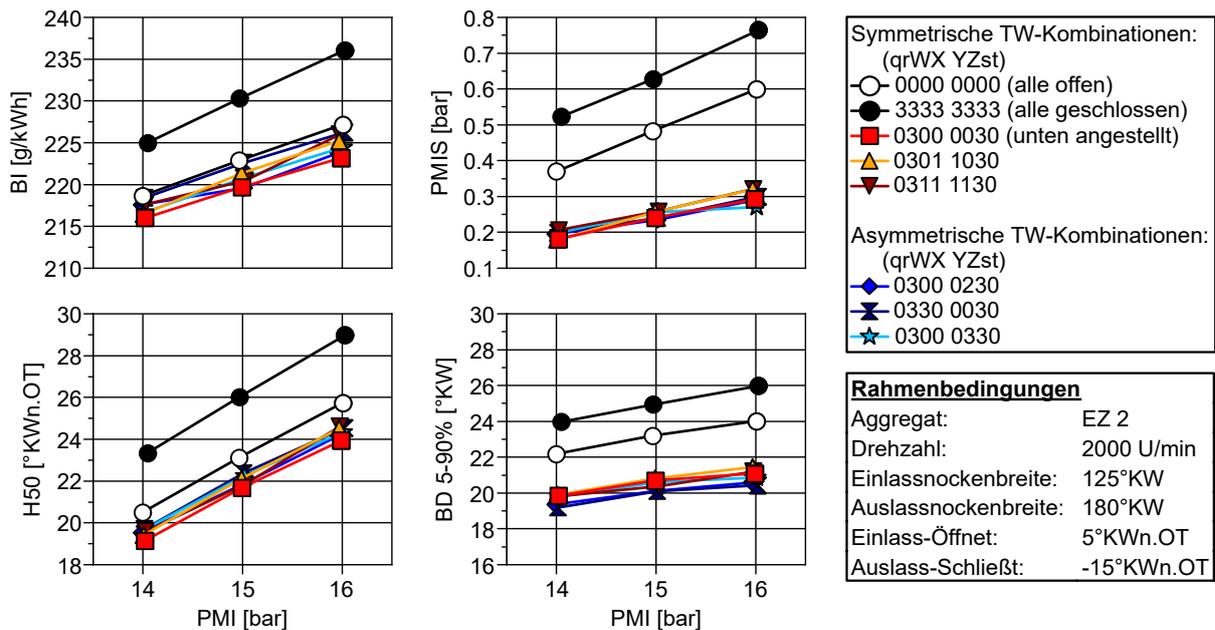


Abbildung 6-8: Verifikation von DoE optimierten Tumblewellenstellungen

Die Abbildung 6-9 zeigt Strömungskennwerte für den Vektorkanal des Einzylinderaggregates EZ 2, welche mittels einer 3D-CFD-Simulation [117] berechnet wurden (CFD-Rechnungen wurden im Rahmen der Arbeit grundsätzlich beauftragt und von entsprechend zitiertem Fachpersonal durchgeführt). Dargestellt sind die Berechnungswerte jeweils für den Fall, dass sich alle Tumblewellen in Nullposition befinden sowie für maximale Anstellwinkel der unteren, oberen, seitlich äußeren und seitlich inneren Tumblewellen.

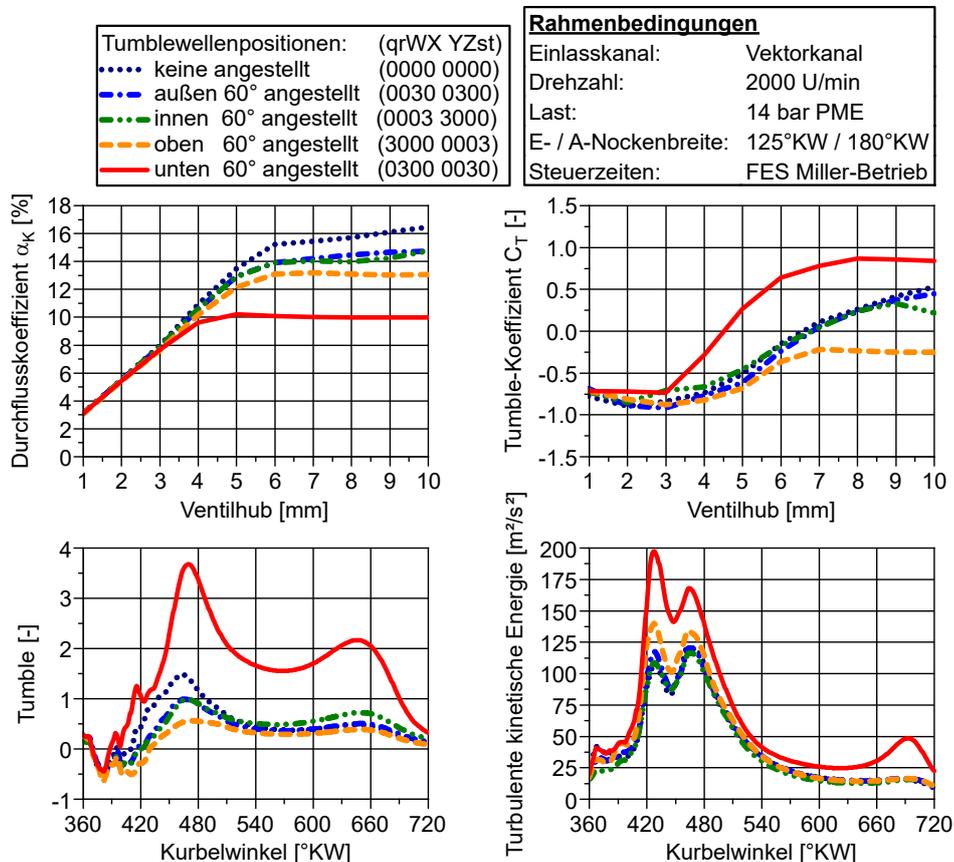


Abbildung 6-9: Strömungskennwerte Vektorkanal [117]

Besonders bei Betrachtung der Strömungskennwerte für unten angestellte Tumblewellen fällt auf, dass die so erzeugte Kanalgeometrie zu den niedrigsten Durchflusskoeffizienten α_K führt (siehe Abbildung 6-9). Dahingegen entsteht bei dieser Einstellposition das höchste Ladungsbewegungsniveau aufgrund der höchsten Werte für Tumble und turbulente kinetische Energie. Dieses Simulationsergebnis korreliert mit dem Verbrennungsverhalten aus den DoE-Versuchen, in denen eine Steigerung der Verbrennungsstabilität und des Wirkungsgrades durch unten angestellte Tumblewellen identifiziert werden kann. Durch den Vergleich der Simulations- und Versuchsergebnisse wird ersichtlich, dass der Einfluss des Durchflusskoeffizienten α_K auf den Wirkungsgrad im unteren Drehzahlbereich eine untergeordnete Rolle spielt. Das erhöhte Ladungsbewegungsniveau führt zu kürzeren Brenndauern und höheren Verbrennungsstabilitäten sowie zu früheren Verbrennungsschwerpunktlagen infolge der gesteigerten Klopfestigkeit, wodurch eine Überkompensation von Durchflussverlusten möglich wird.

Abbildung 6-10 zeigt den Einfluss der unteren Tumblewellen und des Ventilhubes auf die Brennraumströmung. Aus Strömungsbildern, welche über eine stationäre 3D-CFD-Simulation [117] generiert wurden, wird deutlich, dass sich erst bei unten angestellten Tumblewellen und hohen Ventilhuben > 7 mm eine Tumbleströmung in positiver Richtung ausbildet. Sind alle Tumblewellen auf Nullposition oder liegen nur kleine Ventilhübe weit unter 7 mm vor, prägt sich ein Gegentumble in negativer Richtung aus, der die Entwicklung der positiv gerichteten Tumbleströmung stört. Bei Betrachtung des in Abbildung 6-9 dargestellten Tumble-Koeffizienten C_T wird ersichtlich, dass dieser, im Fall unten angestellter Tumblewellen ab einem Ventilhub von 7 mm, ein Sättigungsverhalten aufweist. Folglich lässt sich das Tumbelniveau ab 7 mm Ventilhub kaum weiter steigern. Letztendlich veranschaulicht die Strömungssimulation, dass für die Ausprägung einer positiven Tumbleströmung ein möglichst hoher Ventilhub anzustreben ist. Zur Minimierung des Gegentumbles sollte der Massenstrom hauptsächlich über das Einlassventil in Richtung Brennraumdach geleitet werden, mit dem Ziel, eine Hinterströmung des Ventiltellers zu vermeiden.

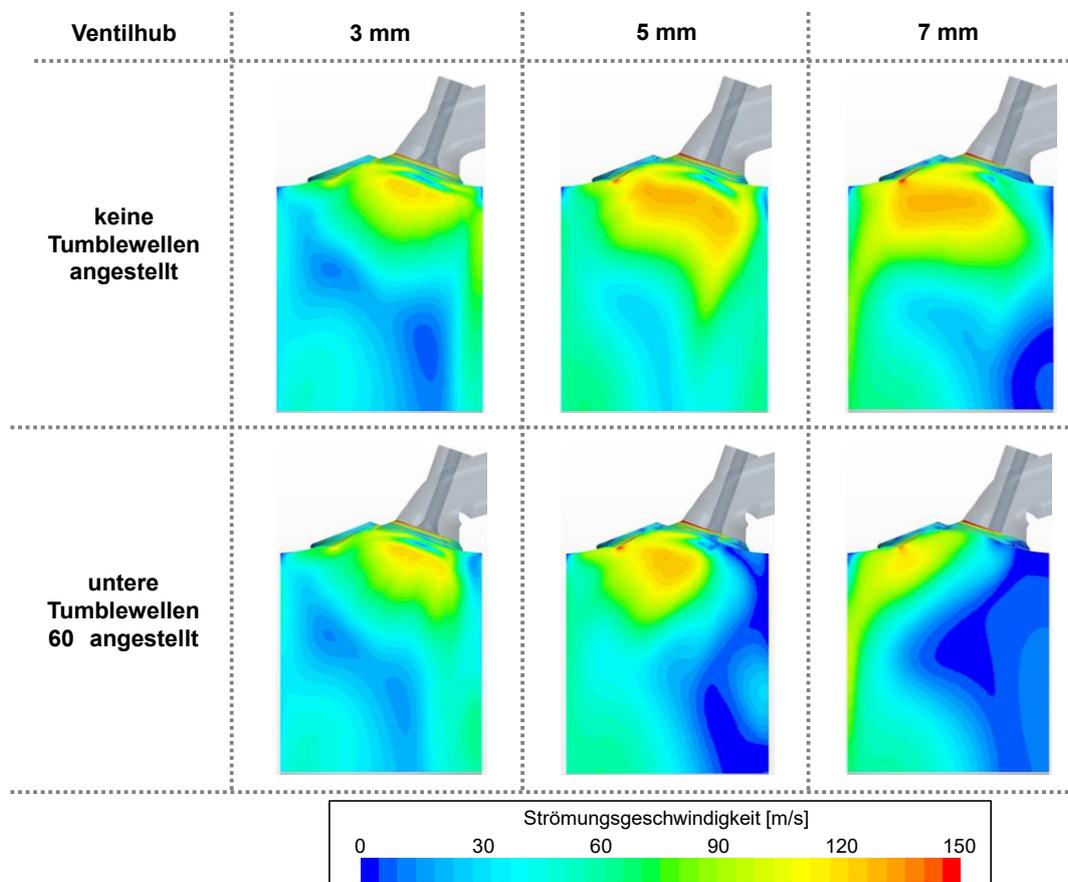


Abbildung 6-10: Strömungsgeschwindigkeiten im Brennraum mit Vektorkanal [117]

Bei den Untersuchungen der Ladungsbewegungsmaßnahmen am Einzylinderaggregat EZ 1 zeigt die Tumblewelle, welche unterhalb des Einlasskanals positioniert ist, nur einen geringen Einfluss auf das Verbrennungsverhalten (vgl. Abbildung 6-3). Im Vergleich dazu kann am Einzylinderaggregat EZ 2 ein weitaus größerer Stellhebel durch Anstellen der unteren Tumblewellen identifiziert werden. In Abbildung 6-11 ist die konstruktive Lage der unteren Tumblewellen der Einzylinderaggregate EZ 1 und EZ 2 dargestellt. Damit wird ersichtlich, dass die unteren Tumblewellen am Einzylinderaggregat EZ 2 näher am Einlassventil angeordnet sind. Im Gegensatz zum Einzylinderaggregat EZ 2 besitzt das Einzylinderaggregat EZ 1 zudem ein Kanaltrennblech, dessen Einfluss nicht quantifiziert wurde. Es bleibt festzustellen, dass die in Abbildung 6-11 veranschaulichte Einlasskanal-konfiguration des Einzylinderaggregates EZ 1 nicht zielführend ist. Dahingegen lässt sich aus den Messergebnissen des Einzylinderaggregates EZ 2 klar schließen, dass eine untere schanzenförmige Abrisskante, welche durch das Anstellen der unteren Tumblewellen entsteht, einen positiven Einfluss auf das Verbrennungsverhalten besitzt. Dabei kann vermutet werden, dass eine möglichst nahe Positionierung der Abrisskante am Einlassventil zur Vermeidung einer Hinterströmung des Ventiltellers förderlich ist und somit einer Gegentumbleströmung entgegenwirkt. Unter Reflektion der gewonnenen Messergebnisse am Einzylinderaggregat EZ 2 ist in diesem Zusammenhang auch fraglich, ob die seitlichen Tumblewellen bei einer näheren Positionierung am Einlassventil einen größeren Einfluss zeigen würden.

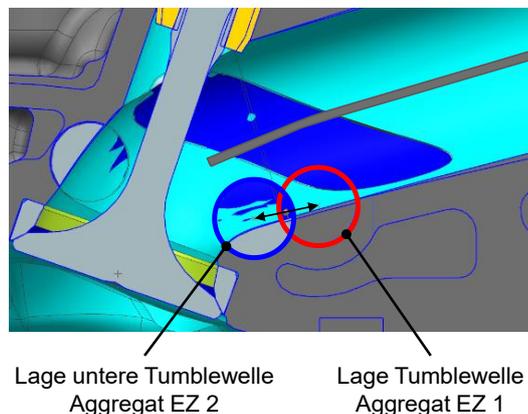


Abbildung 6-11: Lage der unteren Tumblewelle am Einzylinderaggregat EZ 1 und EZ 2 [104]

Abbildung 6-12 veranschaulicht den Einfluss der Ladungsbewegung bei Variation der Einlasssteuerzeiten am Einzylinderaggregat EZ 2. Unabhängig von dem Einstellwinkel der unteren Tumblewellen im Einlasskanal steigt mit immer früherem Schließen des Einlassventils, also zunehmendem Millergrad, kontinuierlich die Klopf-festigkeit und damit der Wirkungsgrad. Dabei lässt sich ohne kanalinduzierte Ladungsbewegung mit früheren Einlass-Schließt-Zeitpunkten eine deutliche Verschlechterung der Verbrennungsstabilität beobachten. Im Gegen-satz dazu führt das immer frühere Schließen des Einlassventils beim Anstellen der unteren Tumblewellen zu einer stetigen Verbesserung der Verbrennungsstabilität. Eine geringfügige Zunahme der Standardabweichungen der Verbrennungsschwerpunktlagen ist grundsätzlich nur bei verhältnismäßig schlechten Verbrennungsstabilitäten oberhalb von $PMIS = 0,4$ bar zu erkennen. Der Versuch verdeutlicht, dass frühe Einlass-Schließt-Zeitpunkte unter Voraussetzung einer optimierten Ladungsbewegung nicht nur Potential zur Steigerung der Klopf-festigkeit bieten, sondern auch eine weitere Steigerung der Verbrennungsstabilität ermöglichen.

Die Untersuchungen mit variablen Ladungsbewegungsmaßnahmen zeigen, dass die Tumbleströmung eine entscheidende Rolle zur Verbesserung des Verbrennungsverhaltens beim Miller-Brennverfahren spielt. Da das Anstellen von Ladungsbewegungsklappen und -wellen im Einlasskanal keine strömungsoptimale Geometrie darstellt, wurden im Rahmen der Einlasskanaluntersuchung Hochtumblekanäle mit fester Kanalgeometrie entwickelt. Die konstruktive Auslegung dieser Hochtumblekanäle basiert auf Simulationsergebnissen sowie auf Erfahrungswerten aus bisher durchgeführten Versuchen und Entwicklungsprojekten. Abbildung 6-13 zeigt die

Geometrie der Hochtumblekanalvarianten A und B im Vergleich zu den bisher untersuchten Einlasskanalvarianten mit integrierten Ladungsbewegungsmaßnahmen.

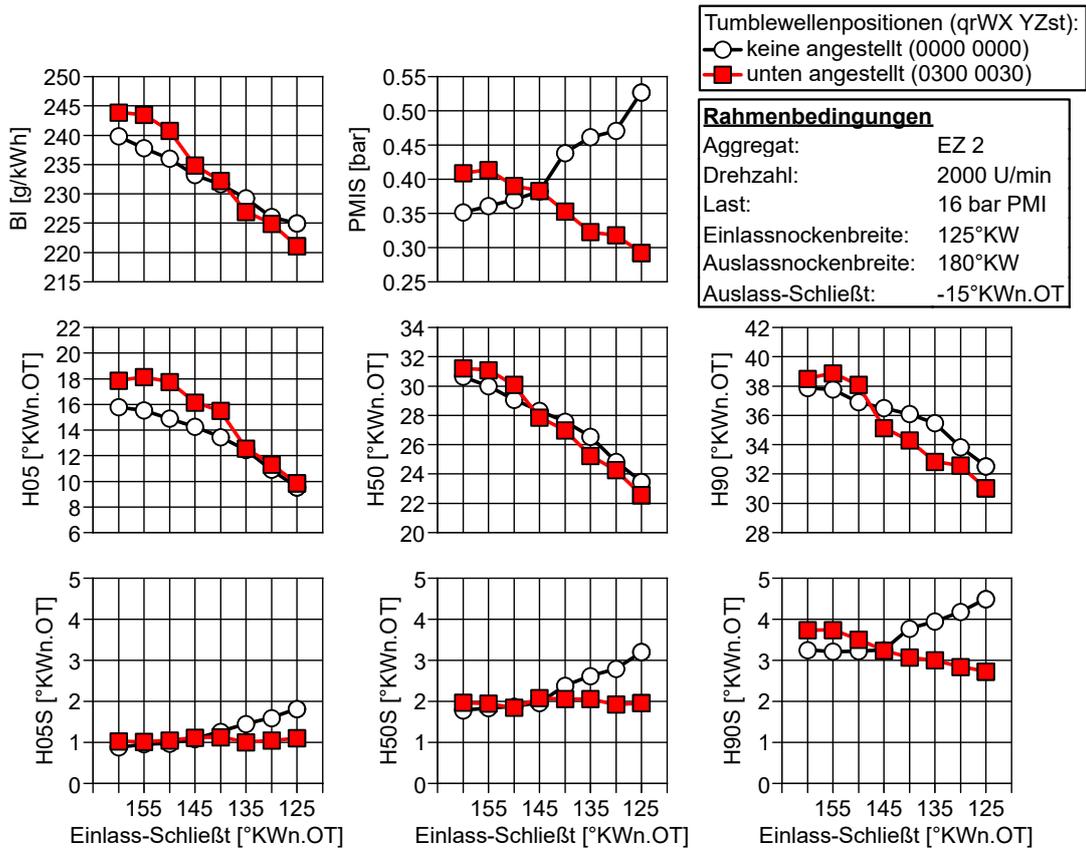


Abbildung 6-12: Einfluss der Ladungsbewegung bei Variation der Einlasssteuerzeiten

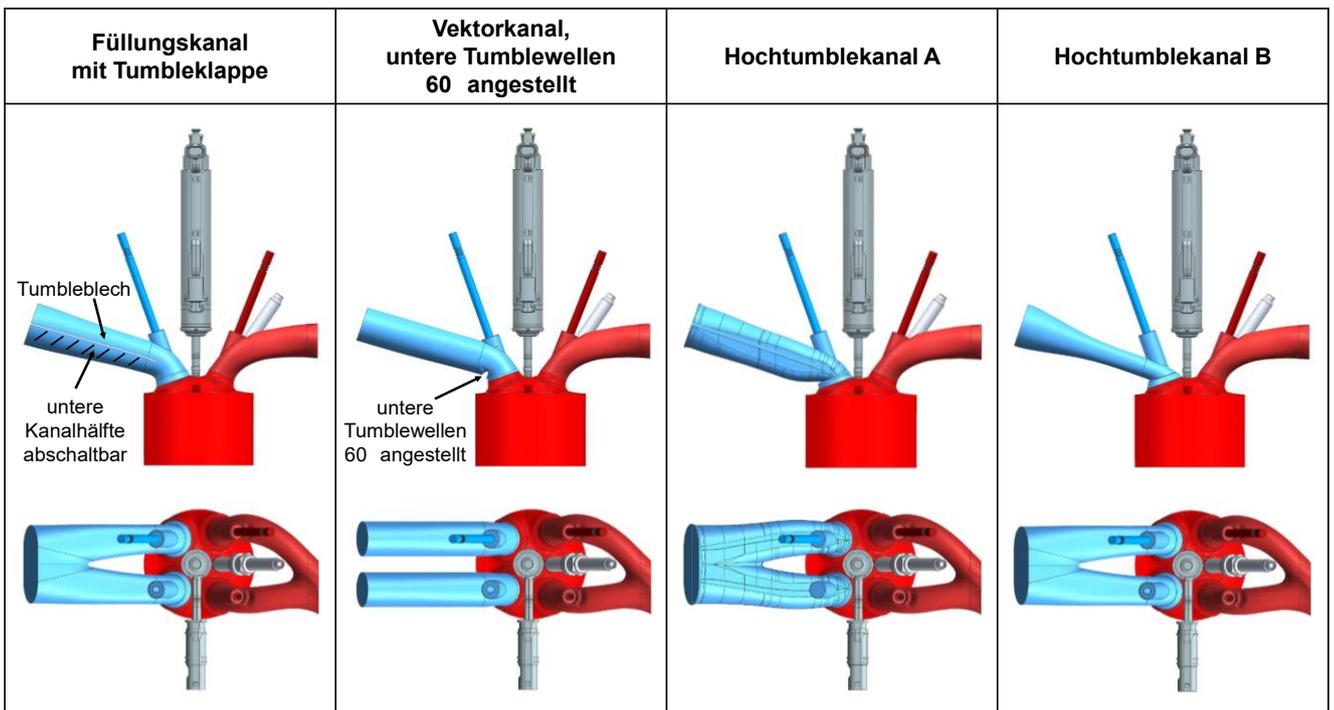


Abbildung 6-13: Miller-Einlasskanal-Varianten [105]

In Abbildung 6-14 sind die Durchfluss- und Tumble-Koeffizienten für die Miller-Einlasskanalvarianten aus Abbildung 6-13 dargestellt. Die Werte wurden in virtuellen Blasversuchen über eine stationäre 3D-CFD-Simulation [117] ermittelt. Aus dem Vergleich der beiden Koeffizienten wird ersichtlich, dass die Generierung von Tumble grundsätzlich eine Reduktion des Durchflusses bei hohen Ventilhuben zur Folge hat. Des Weiteren fällt auf, dass der Hochtumblekanal B gegenüber allen anderen Einlasskanälen schon bei sehr geringen Ventilhuben einen positiven Tumble-Koeffizienten C_T besitzt. Folglich lässt sich annehmen, dass die geometrische Gestaltung des Hochtumblekanals B die Ausbildung eines Gegentumbles reduziert.

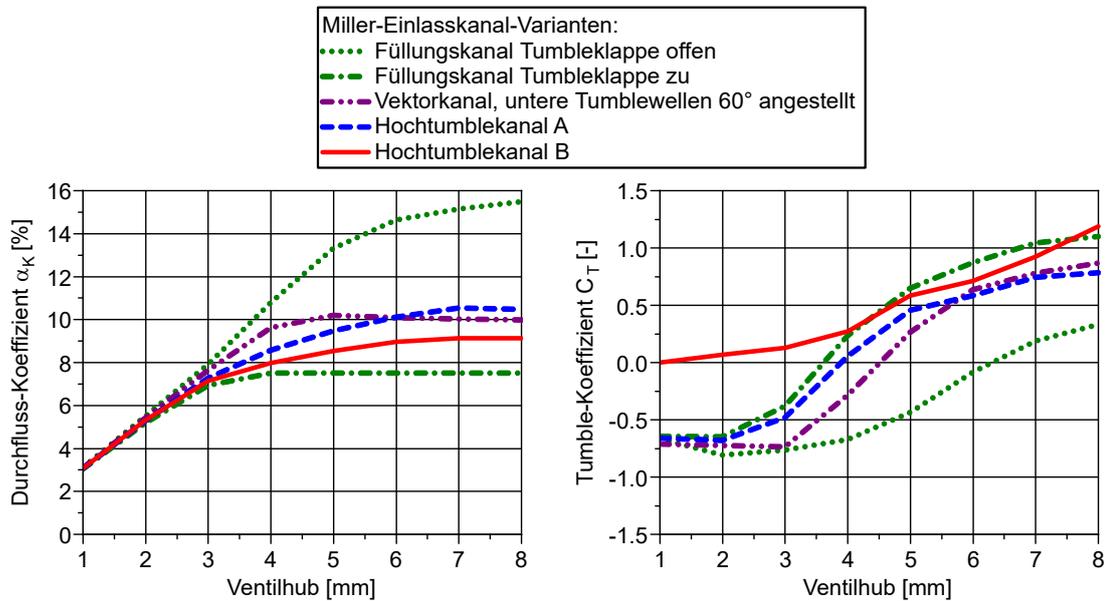


Abbildung 6-14: Durchfluss- und Tumble-Koeffizienten von Miller-Einlasskanal-Varianten [117]

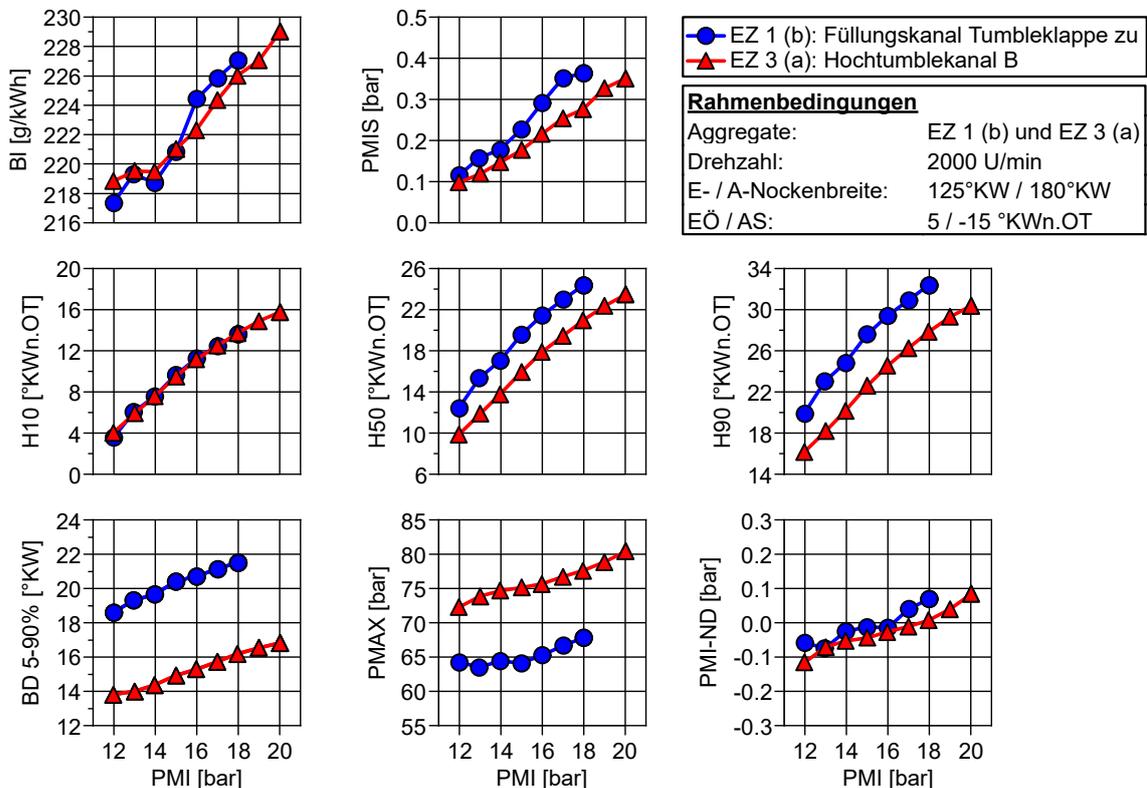


Abbildung 6-15: Vergleich ausgewählter Einlasskanäle im Teillastschnitt

Mit der Simulationsrechnung in Abbildung 6-14 wird ersichtlich, dass der Hochtumblekanal B und der Füllungskanal mit geschlossener Tumbleklappe im Vergleich zu den übrigen Miller-Einlasskanälen die höchsten Tumble-Koeffizienten besitzen. Zur Bewertung des Verbrennungsverhaltens werden daher diese beiden Einlasskanäle in einem Teillastschnitt bei 2000 U/min verglichen. Die Messergebnisse sind in Abbildung 6-15 dargestellt.

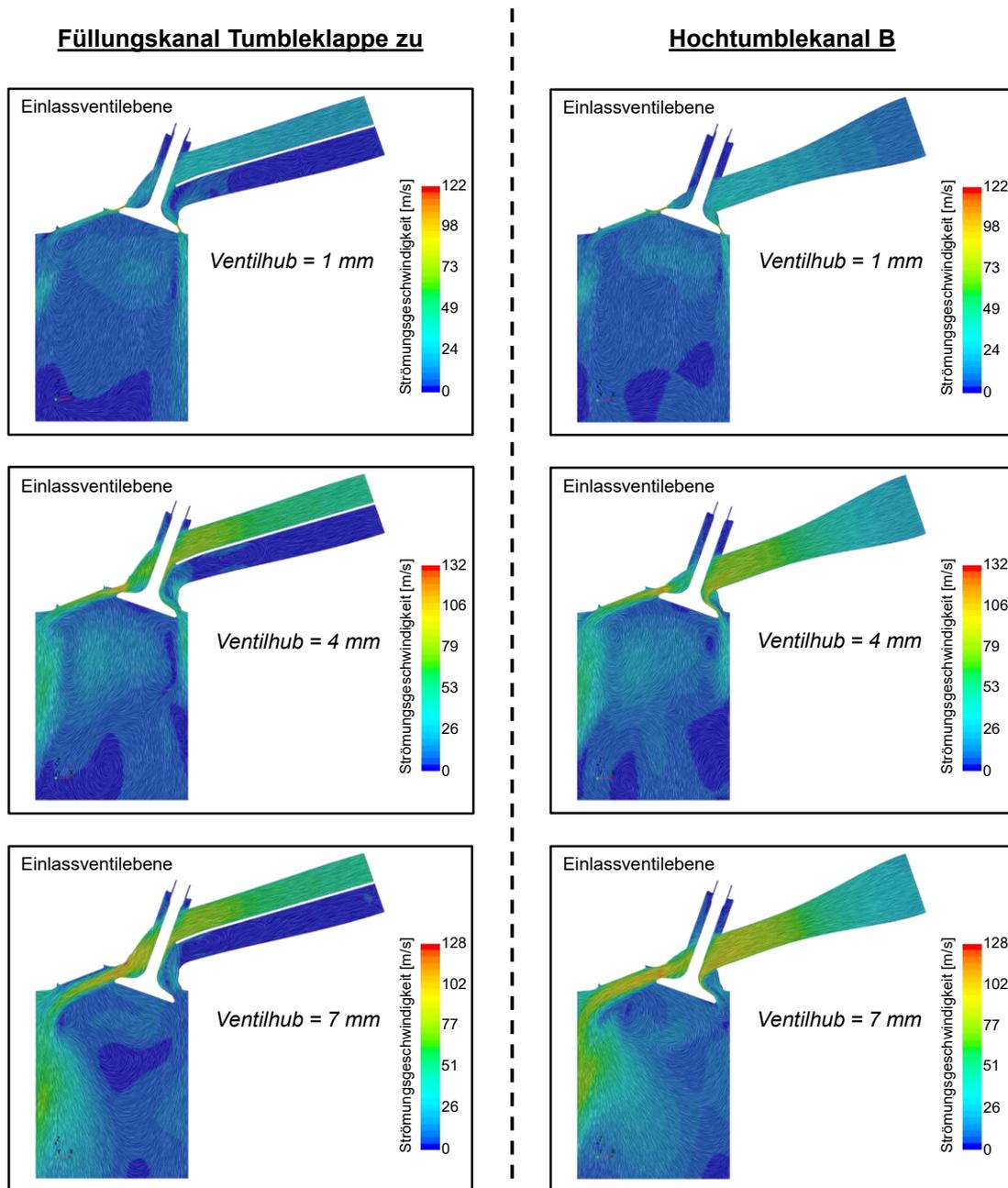


Abbildung 6-16: Strömungsgeschwindigkeiten in der Ventilebene für ausgewählte Einlasskanäle [118]

Aus dem Vergleich in Abbildung 6-15 wird ersichtlich, dass der Hochtumblekanal B, insbesondere bei Zunahme der Last, die höhere Laufruhe bietet. Darüber hinaus verkürzt dieser Einlasskanal die Brenndauer, was auf ein schnelleres Ausbrennen zurückzuführen ist. Während die Lagen der 10% Energieumsatzpunkte für beide Kanäle noch annähernd gleich sind, zeigt der Hochtumblekanal B bei den 50% und 90% Energieumsatzpunkten deutlich frühere Werte. Aus der Steigerung der Klopfestigkeit und den damit früheren Verbrennungsschwerpunktlagen resultiert folglich ein höherer Spitzendruck. Hinsichtlich der Ladungswechselarbeit sind beide Kanäle vergleichbar. Die etwas höhere Klopfestigkeit des Hochtumblekanals B spiegelt sich in einem leichten Kraftstoff-

verbrauchsvorteil bei höheren Lasten ab 16 bar PMI wider. Erwähnenswert ist, dass der Einlasskanal, selbst im volllastnahen Bereich bei 20 bar PMI, die Grenze von 0,4 bar PMIS nicht überschreitet. Insgesamt verdeutlicht die Analyse, dass sich die Einlasskanalgeometrie des Hochtumblekanals B gut zur Umsetzung eines effizienten Miller-Brennverfahrens bei höheren Lasten eignet.

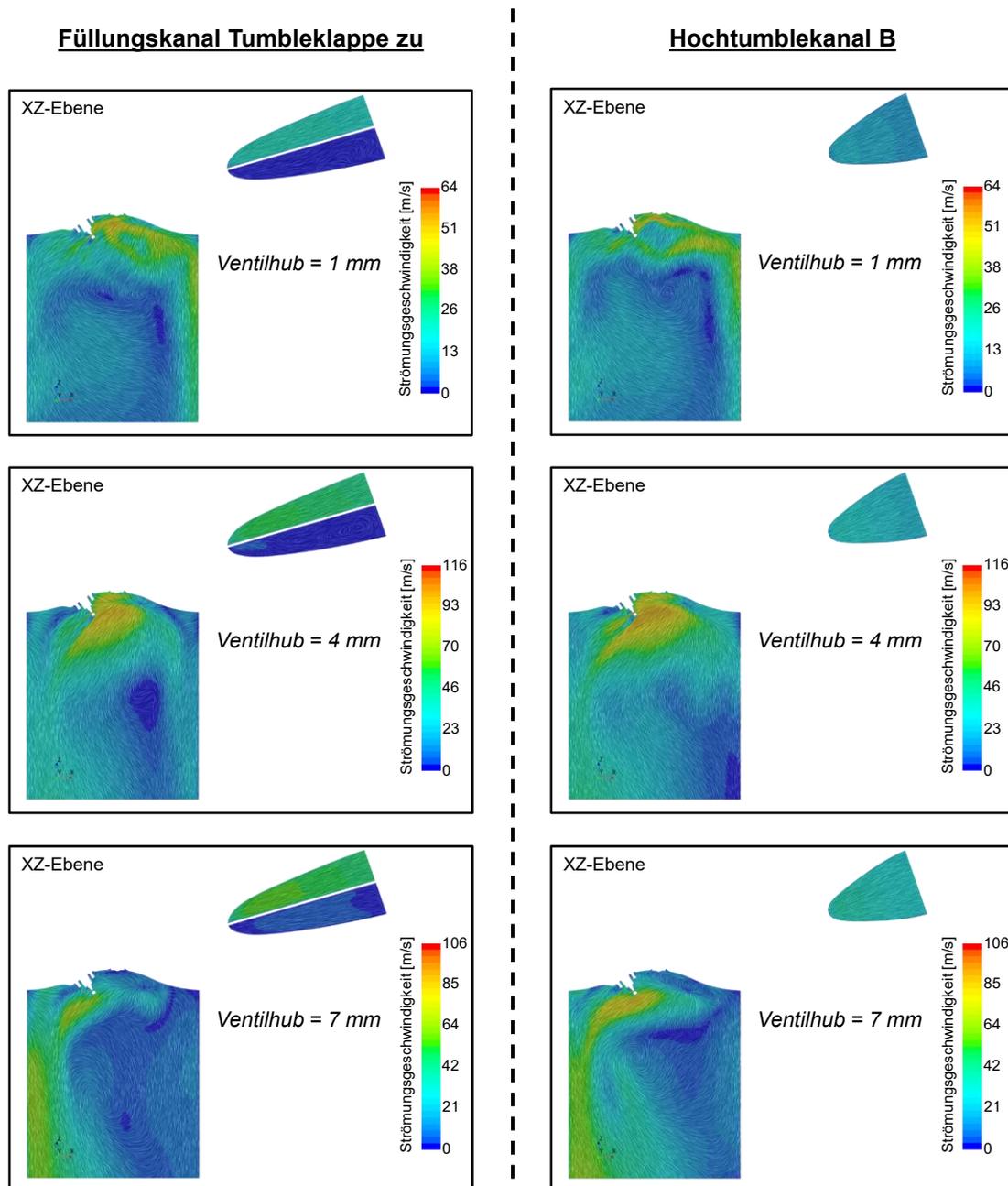


Abbildung 6-17: Strömungsgeschwindigkeiten in der XZ-Ebene für ausgewählte Einlasskanäle [118]

Für eine detaillierte Strömungsanalyse des Füllungskanals mit geschlossener Tumbleklappe und des Hochtumblekanals B wird mittels einer stationären 3D-CFD-Simulation [118] ein virtueller Blasversuch durchgeführt. Die erzeugten Strömungsgeschwindigkeiten dieser beiden Miller-Einlasskanäle sind für die Einlassventilebene in Abbildung 6-16 und für die XZ-Ebene in Abbildung 6-17 veranschaulicht. Daraus deutlich für beide Kanalvarianten erkennbar, führt eine Verengung des Einlasskanalquerschnittes zu einer Beschleunigung der Strömung und somit zu hohen Strömungsgeschwindigkeiten, welche sich hauptsächlich im Bereich des Brennraumdaches konzentrieren. Folglich leiten beide Einlasskanäle die Strömung größtenteils über das Einlassventil in Richtung

Brennraumdach. Eine leichte Hinterströmung des Einlassventils kann nur bei kleinen und mittleren Ventilhuben, wie beispielsweise bei 1 mm und 4 mm Ventilhub, beobachtet werden. Angesichts des ausschließlich positiv verlaufenden Tumble-Koeffizienten C_T des Hochtumblekanals B in Abbildung 6-14, stellt sich unter Anbetracht der Strömungsbilder die Frage, wie gut dieser Parameter das Strömungsverhalten im Miller-Betrieb abbildet. Zur besseren Beschreibung der Ladungsbewegung bei kleinen Ventilhuben eignet sich die Berechnung des Tumble-Koeffizienten nach der FKFS-Methode [117], welche in [119] erläutert ist. Dieser Tumble-Koeffizient C_{T-FKFS} ist für den Füllungskanal mit geschlossener Tumbleklappe und für den Hochtumblekanal B in Abbildung 6-18 dargestellt.

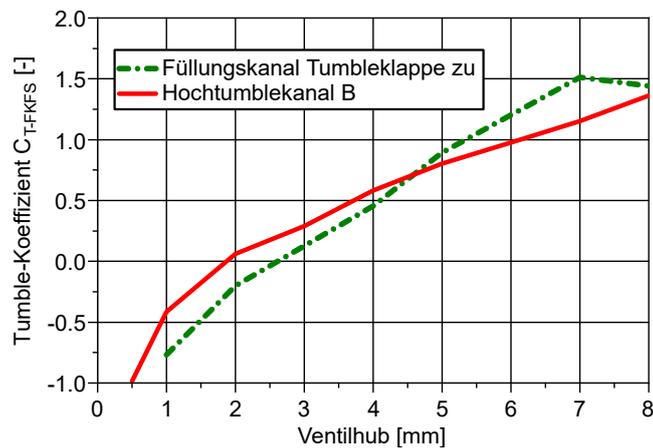


Abbildung 6-18: Tumble-Koeffizient nach der FKFS-Methode [118]

Aus der Abbildung 6-18 geht hervor, dass der Hochtumblekanal B zwar bis ca. 2 mm Ventilhub einen negativen Tumble-Koeffizienten C_{T-FKFS} besitzt, jedoch werden in dieser Öffnungsphase leicht größere Werte erreicht als bei dem Füllungskanal mit geschlossener Tumbleklappe. Folglich lässt sich daraus schließen, dass die Hinterströmung des Einlassventils beim Hochtumblekanal B bei kleineren Ventilhuben geringer ausgeprägt ist. Ab Ventilhuben $>$ ca. 4,5 mm zeigt allerdings der Füllungskanal mit geschlossener Tumbleklappe etwas größere Werte des Tumble-Koeffizienten C_{T-FKFS} . In diesem Hubbereich korrelieren die Verläufe teilweise mit den Verläufen des konventionellen Tumble-Koeffizienten C_T aus Abbildung 6-14. Obwohl die Werte dieser beiden Tumble-Koeffizienten C_T und C_{T-FKFS} beim Hochtumblekanal B bei höheren Ventilhuben, wie beispielsweise bei 7 mm Ventilhub, etwas niedriger sind, lassen sich dennoch in den Strömungsbildern in Abbildung 6-16 und Abbildung 6-17 teilweise höhere Strömungsgeschwindigkeiten im Bereich des Brennraumdaches und an der Zylinderlaufbahn identifizieren. Erwähnenswert ist, dass die Strömung beim Hochtumblekanal B stärker an der Unterseite des Auslassventiltellers anliegt. Auch wenn sich hierdurch der Wärmeübergang von den heißen Auslassventilen in das Arbeitsgas möglicherweise erhöht, entsteht durch dieses Strömungsverhalten, vor dem Hintergrund der Verbrennungsergebnisse in Abbildung 6-15, offensichtlich kein relevanter Nachteil für die Klopfestigkeit.

In Abbildung 6-19 sind die radialen Strömungsgeschwindigkeiten an den Einlassventilen, welche über eine stationäre 3D-CFD-Simulation [118] berechnet wurden, jeweils für den Füllungskanal mit geschlossener Tumbleklappe und für den Hochtumblekanal B dargestellt. Mit dem Vergleich der radialen Strömungsgeschwindigkeiten wird ersichtlich, dass der Hochtumblekanal B beim Überströmen der Einlassventile in Richtung Brennraumdach eine stärkere Strömungszentrierung hervorruft. Positive Geschwindigkeiten an der Ventiltelleroberfläche und darüber liegende deutlich negative Geschwindigkeiten deuten auf die Ausprägung eines Strömungswirbels zwischen Einlassventil und Ventilsitzbereich hin. Ein solcher Strömungswirbel verringert den Massentransport in Richtung Brennraum. Letztendlich führt dieser Effekt beim Hochtumblekanal B dazu, dass die Ausbildung des Gegentumbles reduziert und der Massenstrom stärker in Richtung Brennraum-

dachbereich geleitet wird. Des Weiteren lassen sich bei 7 mm Ventilhub höhere Strömungsgeschwindigkeiten an der Ventiloberseite in Richtung Brennraumdachbereich identifizieren als beim Füllungskanal mit geschlossener Tumbleklappe.

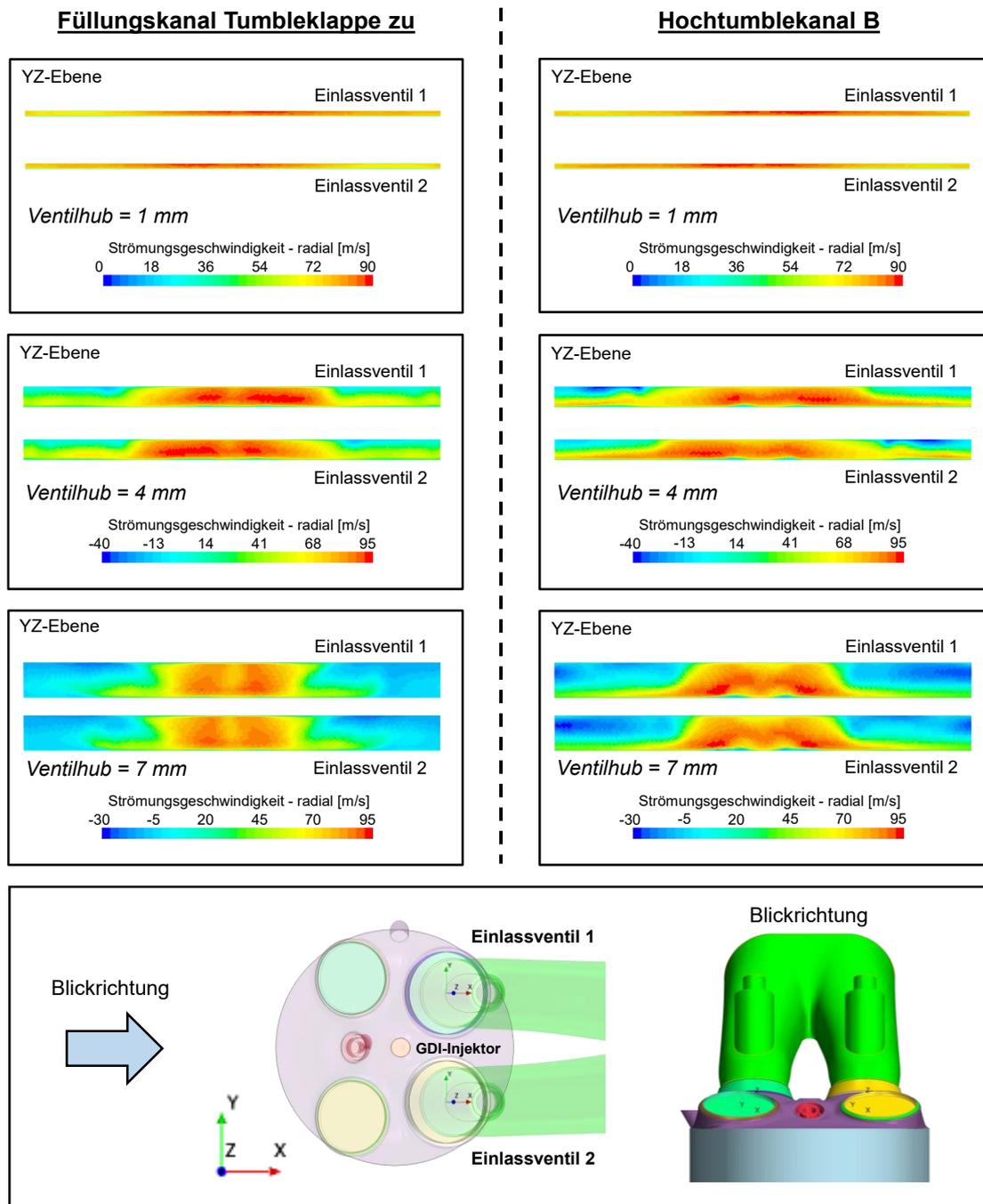


Abbildung 6-19: Radiale Einlassventilströmungsgeschwindigkeiten für ausgewählte Einlasskanäle [118]

Insgesamt wird mit den Simulationsergebnissen deutlich, dass die beiden Miller-Einlasskanäle, detailliert betrachtet, zwei unterschiedliche Strömungsstrukturen erzeugen. Diese komplexen Strömungsstrukturen werden allein durch Tumble-Koeffizienten nicht ausreichend abgebildet. Angesichts der experimentellen Messergebnisse in Abbildung 6-15 wirkt sich eine Strömungsstruktur, wie sie vom Hochtumblekanal B generiert wird, besonders vorteilhaft auf das Verbrennungsverhalten aus. Darüber hinaus lässt sich annehmen, dass die Einlasskanalgeometrie auch die lokal vorliegenden Strömungsgeschwindigkeiten zum Zündzeitpunkt beeinflusst.

6.2.2 Miller-Nocken-Analyse

Zur Umsetzung des Miller-Brennverfahrens ist ein frühes Einlass-Schließt erforderlich. Dabei wird der frühestmögliche Öffnungszeitpunkt des Einlassventils, zum einen durch den Mindestabstand zum Kolben, zum anderen durch die maximal zulässige Überschneidung zum Auslassventil, bei welcher es noch nicht zum Durchspülen von Frischgas in den Abgasstrang kommt, bestimmt. In Abhängigkeit des jeweiligen Öffnungszeitpunktes ergibt sich der Schließzeitpunkt des Einlassventils durch die Öffnungsbreite der Einlassnocke. Üblicherweise sinkt mit abnehmender Nockenbreite der Ventilhub, da andernfalls zu steile Nockenflanken entstehen. Sehr steile Nockenflanken können hohe Beschleunigungskräfte verursachen, was letztendlich zu einem Abheben des Ventils oder einer mechanischen Überbelastung des Ventiltriebes führen kann. Teilweise losgelöst von diesen mechanischen Limitierungen wird im Folgenden, mit Hilfe des vollvariablen elektrohydraulischen AVT-Systems, aufgezeigt, wie sich die geometrische Einlassnockenform und die damit verbundene Ventilsteuerzeit auf das Verbrennungsverhalten auswirkt. Durch die Möglichkeit zur Untersuchung, nahezu beliebiger Nockenformen, werden dabei grundlegende Zusammenhänge verdeutlicht.

Abbildung 6-20 zeigt die Auswirkungen einer Steuerzeitenvariation mit verschiedenen mechanisch konformen Einlassnocken am Einzylinderaggregat EZ 2 mit unten angestellten Tumblewellen. Als mechanisch konforme Einlassnocken werden in diesem Zusammenhang Nocken bezeichnet, deren Formgebung für die Anwendung in einem mechanischen Vollmotorventiltrieb geeignet sind. Die Auslegung dieser Nockenformen basiert maßgeblich auf Simulationsrechnungen unter Berücksichtigung des gesamten Motordrehzahlbandes.

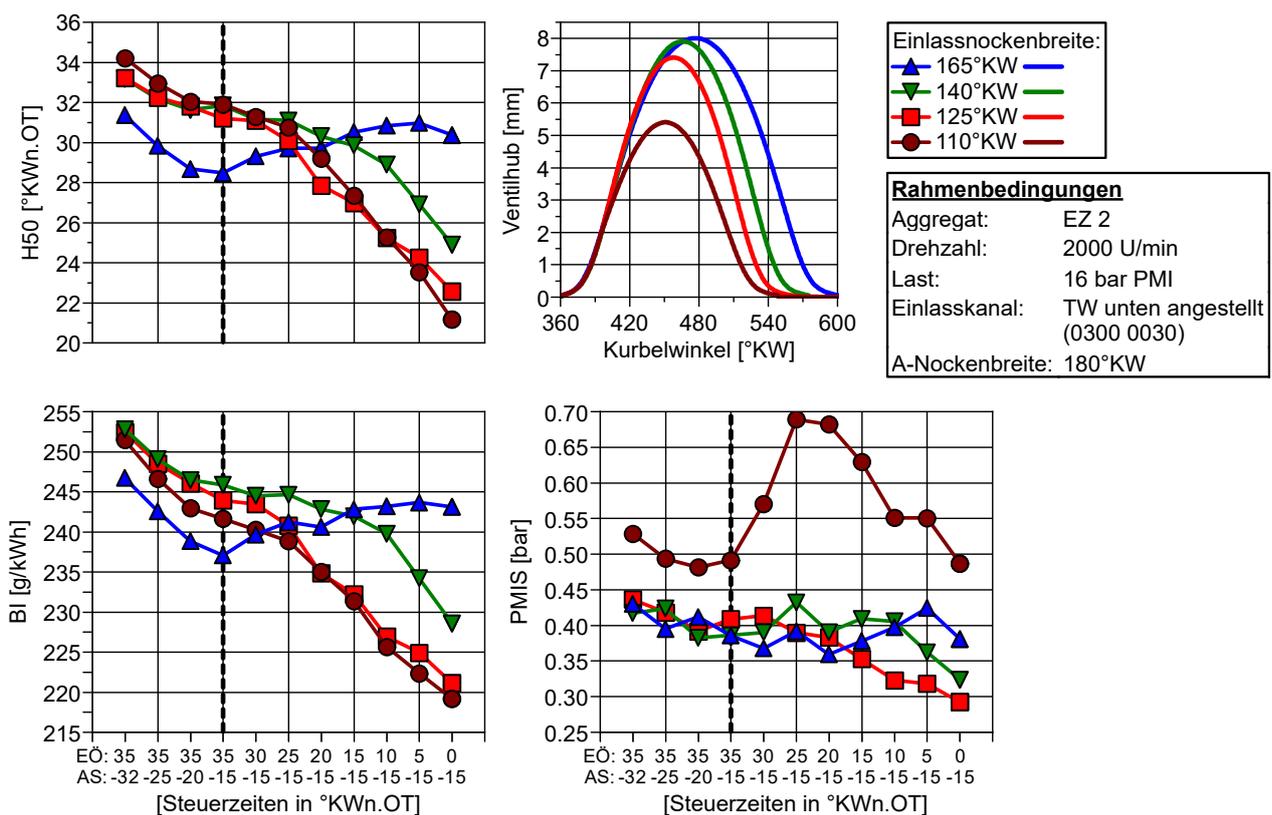


Abbildung 6-20: Einfluss der Öffnungsbreite von mechanisch konformen Einlassventilhubverläufen

Mit Abbildung 6-20 wird ersichtlich, dass eine Verschiebung des Auslassventils in Richtung spät, ausgehend von den Basissteuerzeiten, zu früheren Verbrennungsschwerpunktlagen führt. Dies gilt unabhängig von der eingesetzten Einlassventilhubkurve. Neben einer Verringerung des Restgases im Brennraum verlängert das spätere Öffnen des Auslassventils die Expansionsphase, was sich positiv auf den Prozesswirkungsgrad auswirkt. Bei der Verschiebung des Einlassventils in Richtung früh zeigen sich, abhängig von der jeweiligen Einlassventilhubkurve,

deutliche Unterschiede im Verbrennungsverhalten. Ausgehend von der 165°KW breiten Einlassnocke, mit welcher keine früheren Verbrennungsschwerpunktlagen erreicht werden können, steigt bei gleichen Einlass-Öffnet-Zeitpunkten mit abnehmender Einlassnockenbreite und damit früheren Einlass-Schließt-Zeitpunkten die Klopfintensität, woraus eine entsprechende Reduktion des Kraftstoffverbrauches resultiert. Tendenziell erfolgt die Verlagerung der Verbrennungsschwerpunktlage umso früher, je größer der Millergrad ist. Dementsprechend weist die schmalste Einlassnocke mit 110°KW Breite ein hohes Potential zur Steigerung der Klopfintensität auf. Das Laufruheverhalten der 110°KW breiten Nocke ist jedoch nicht akzeptabel. Einlassnocken mit höherem Ventilhub bieten dahingegen eine weitaus bessere Laufruhe. Vor dem Hintergrund der simulativen Strömungsuntersuchungen in Kapitel 6.2.1 liegt nahe, dass der geringe maximale Ventilhub von 5,4 mm nicht ausreichend ist, um eine ausgebildete Tumbleströmung im Brennraum zu generieren. Die schlechte Verbrennungsstabilität lässt sich demnach auf eine mangelnde Ladungsbewegung infolge des limitierten Einlassnockenhubes zurückführen.

Zur gezielten Analyse des Einflusses des Einlassnockenhubes wird dieser über das AVT-System variiert. Diese somit synthetisch generierten Ventilhubkurven dienen ausschließlich zur Grundlagenuntersuchung und sind nicht für reale Vollmotoranwendungen über eine Simulationsrechnung abgesichert. Abbildung 6-21 zeigt den Einfluss des Einlassnockenhubes bei einer Einlass-Öffnet-Variation.

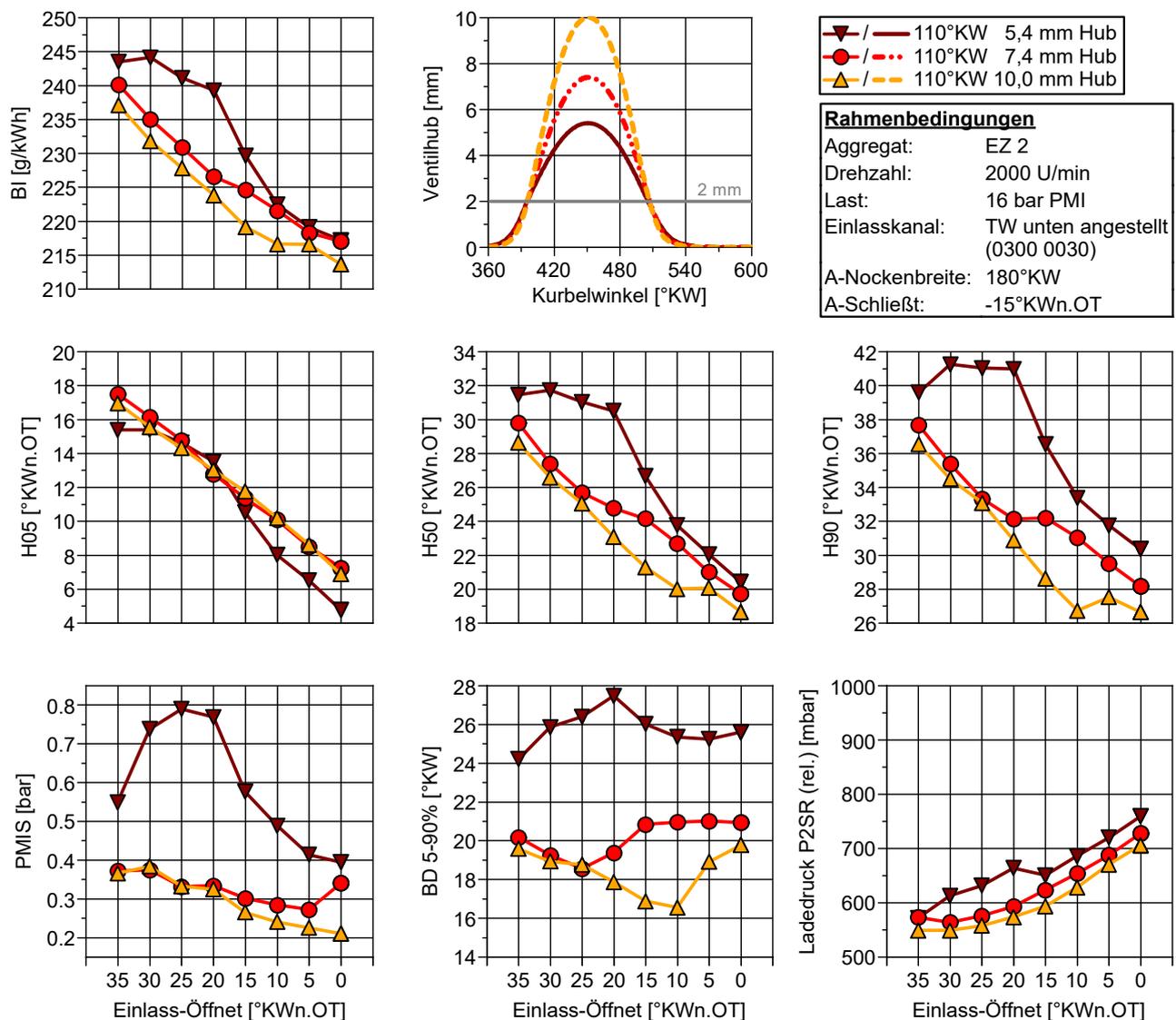


Abbildung 6-21: Einfluss des Einlassnockenhubes

In Abbildung 6-21 lässt sich mit einer Erhöhung des maximalen Ventilhubes eine leichte Steigerung der Klopfestigkeit erkennen. Auch sind größere Ventilhubes tendenziell für eine Minderung des Ladedruckbedarfes förderlich. Insbesondere die Anhebung des maximalen Ventilhubes der 110°KW breiten Einlassnocke von 5,4 mm auf 7,4 mm bewirkt eine deutlich erkennbare Verbesserung der Verbrennungsstabilität. Darüber hinaus findet eine Reduktion der Brenndauer statt, was bei Betrachtung des 90% Energieumsatzpunktes auf ein schnelleres Ausbrennen zurückgeführt werden kann. Insgesamt zeigt der Versuch, dass für ein stabiles Verbrennungsverhalten im höheren Lastbereich ein Mindestventilhub erforderlich ist. Damit korreliert dieses Ergebnis mit den Erkenntnissen aus der simulativen Untersuchung der Brennraumströmung in Abbildung 6-10. Diese simulativen Untersuchungen weisen darauf hin, dass ein Mindestventilhub zur vollständigen Ausbildung einer Tumbleströmung notwendig ist.

Analog zur Untersuchung des Einlassnockenhubes werden mit dem AVT-System zur Analyse des Einflusses der Einlassnockenbreite die Ventilhubprofile synthetisch verändert. Die Varianten unterscheiden sich dabei maßgeblich in der Öffnungsweite und besitzen alle den gleichen maximalen Ventilhub von 7,4 mm. Bei diesem maximalen Ventilhub wird aufgrund bisheriger Erkenntnisse eine positive Auswirkung auf die Ladungsbewegung erwartet. In Abbildung 6-22 ist der Einfluss der Einlassnockenbreite auf das Verbrennungsverhalten bei einer Einlass-Öffnet-Variation dargestellt.

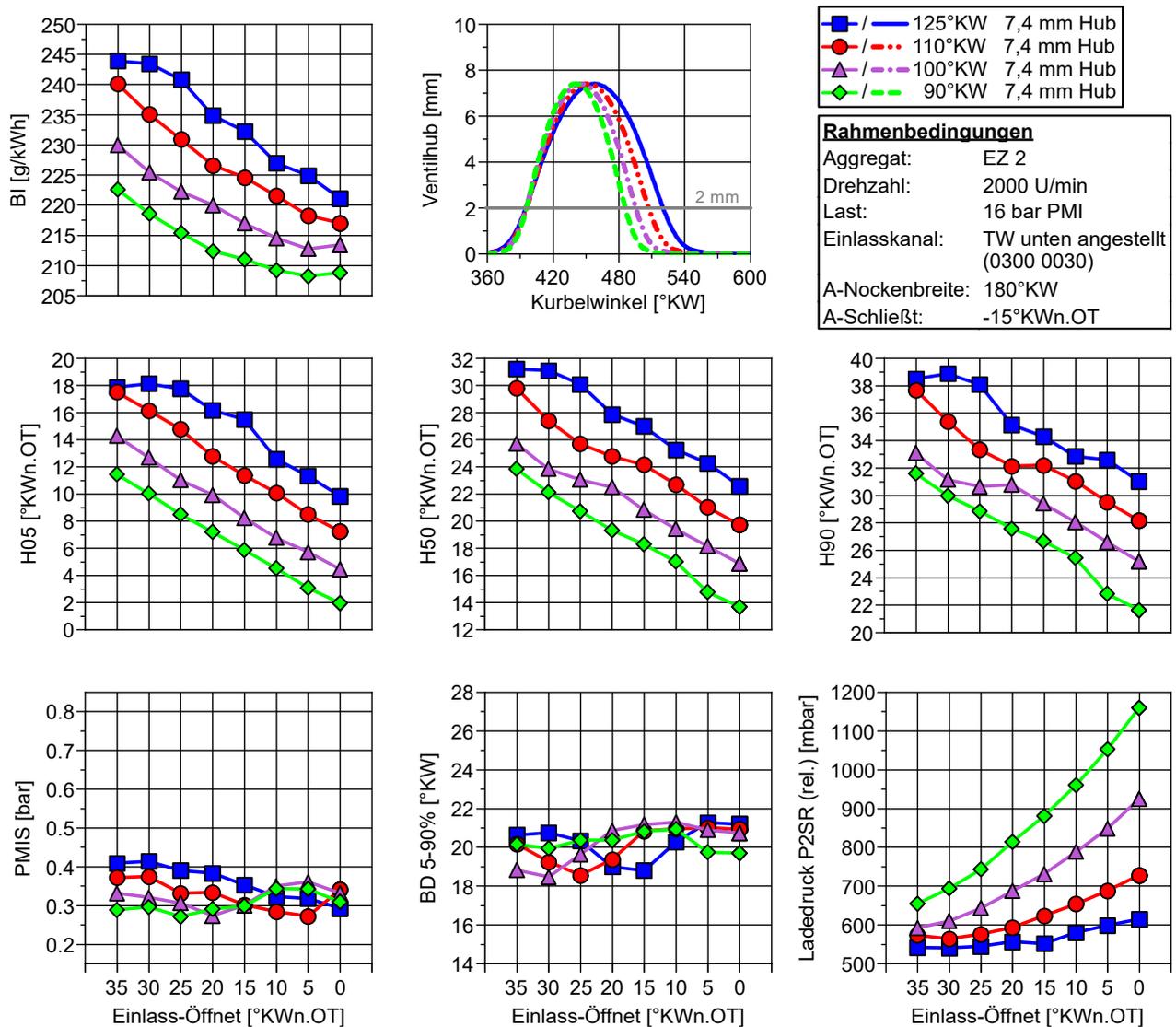


Abbildung 6-22: Einfluss der Einlassnockenbreite

Dabei zeigt sich, dass unter Voraussetzung eines konstant gehaltenen maximalen Ventilhubes von 7,4 mm eine Abnahme der Öffnungsbreite zu einer stetigen Frühverlagerung der Verbrennungsschwerpunkt-lage führt (siehe Abbildung 6-22). Hierdurch entstehen positive Auswirkungen auf den Kraftstoffverbrauch. Mit abnehmender Öffnungsbreite der Einlassnocken steigt der Ladedruckbedarf allerdings überproportional an. Die Verbrennungsstabilität bleibt, auch bei sehr schmalen Ventilhubprofilen von bis zu 90°KW Breite, auf einem ähnlichen Niveau. Der Versuch veranschaulicht somit, dass eine weitere Reduktion der Einlassnockenbreite ein hohes Potential zur Wirkungsgradsteigerung bietet. Voraussetzung dafür ist allerdings ein ausreichend hoher Ventilhub, bei dem eine möglichst vollständige Ausbildung der Tumbleströmung gewährleistet ist. Zudem muss ein vergleichsweise hoher Ladedruck bereitgestellt werden. Letztendlich bleibt zu erwähnen, dass es sich bei den sehr schmalen Einlassnockenprofilen um synthetisch generierte Nockenformen handelt. Die Anwendung solcher Einlassnockenprofile stellen sehr hohe Anforderungen an den mechanischen Ventiltrieb und das Aufladeaggregat.

Die Untersuchungen der Einlassnockenprofilform in diesem Kapitel zeigen, dass kurze Öffnungsdauern und hohe maximale Ventilhübe für ein hohes Wirkungsgradpotential des Miller-Brennverfahrens erforderlich sind. Im Folgenden wird darüber hinaus mit einer Analyse geklärt, inwieweit die Steigung der Einlassnockenflanken einen Einfluss auf das Verbrennungsverhalten besitzen. Dazu werden entsprechend synthetisch erstellte Einlasshubprofile mit Hilfe des AVT-Systems untersucht.

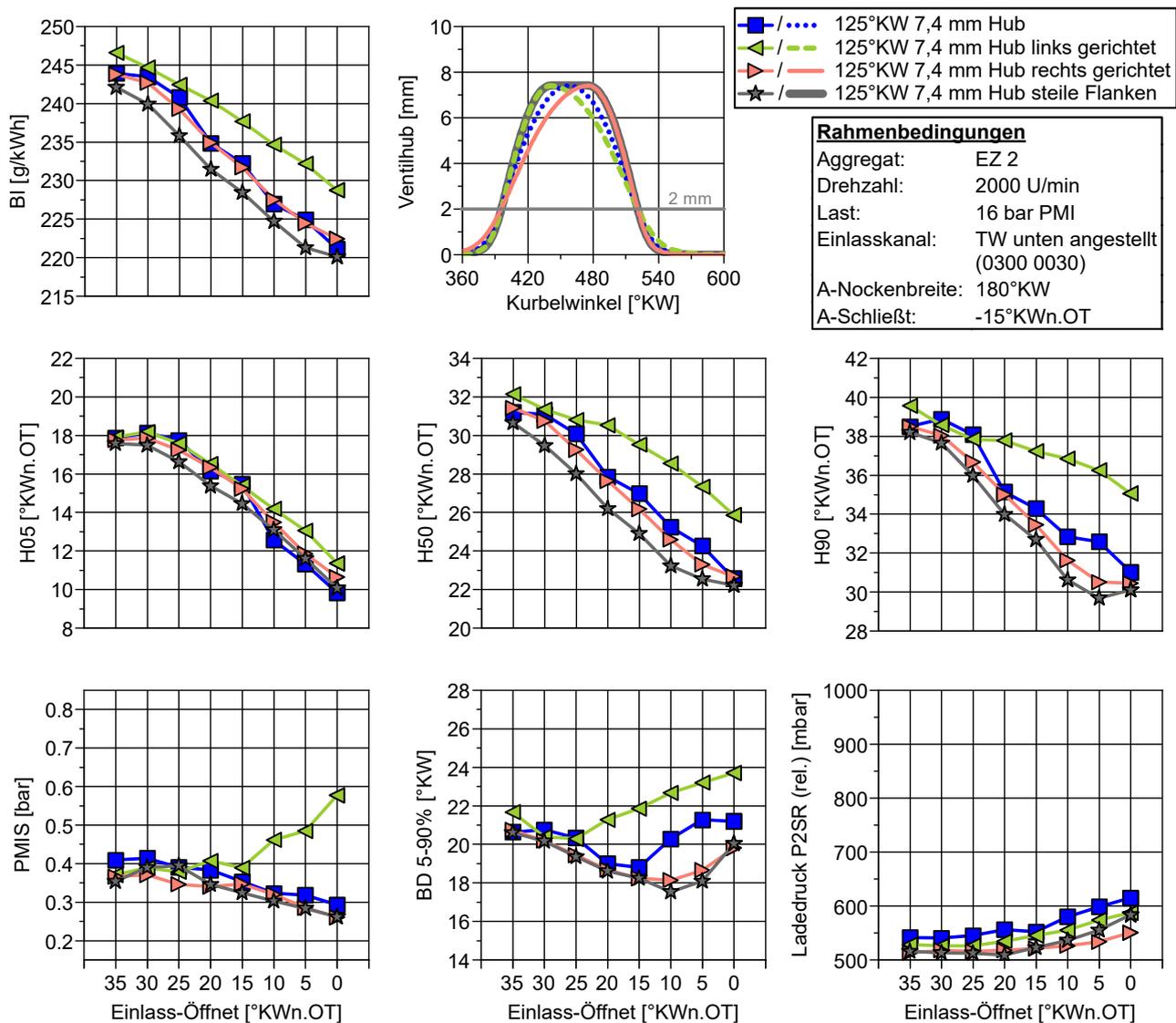


Abbildung 6-23: Einfluss der Einlassnockenflanken

Abbildung 6-23 zeigt eine Einlass-Öffnet-Variation mit Einlassventilhubprofilen, welche über unterschiedlich steile Öffnungs- und Schließ-Flanken verfügen. Beim Vergleich des 90% Energieumsatzpunktes für die unterschiedlichen Ventilhubprofile wird ersichtlich, dass ein nach links gerichtetes Einlassnockenprofil, welches also eine steile Öffnungsflanke und eine flache Schließflanke besitzt, zu einem langsameren Ausbrennen und damit zu einer längeren Brenndauer führt. Zudem verschlechtert sich bei frühen Einlass-Schließ-Zeitpunkten die Verbrennungsstabilität. Die Klopfestigkeitssteigerung fällt vergleichsweise deutlich geringer aus, wodurch entsprechend eine geringere Kraftstoffverbrauchsreduktion vorliegt. Im Gegensatz dazu zeigen Profile, welche über eine steile Schließflanke verfügen, Vorteile hinsichtlich Ausbrenngeschwindigkeit sowie Brenndauer. Das höchste Wirkungsgradpotential bietet das Einlassnockenprofil, welches sowohl eine steile Öffnungsflanke als auch eine steile Schließflanke aufweist. Insgesamt veranschaulicht die Analyse somit, dass eine steile Schließflanke der Einlassnocke für das Miller-Brennverfahren förderlich ist. Dies gilt insbesondere bei Kombination mit einer steilen Öffnungsflanke, wodurch das Profil einem rechteckigen Ventilhubverlauf ähnelt. Hierbei liegt nahe, dass steile Nockenflanken den Anteil höherer Ventilhubpositionen in der gegebenen Öffnungszeit erhöhen, wodurch sich die Phasen höherer Tumbleintensität vergrößern (vgl. Auswirkungen des Ventilhubes auf den Tumble-Koeffizient in Abbildung 6-14). Liegen allerdings geringe Ventilhübe kurz vor dem Schließzeitpunkt bei höheren Kolbengeschwindigkeiten vor, wie im Fall des links gerichteten Einlassnocken, führt dies scheinbar zu einer signifikanten Störung der Tumbleströmung.

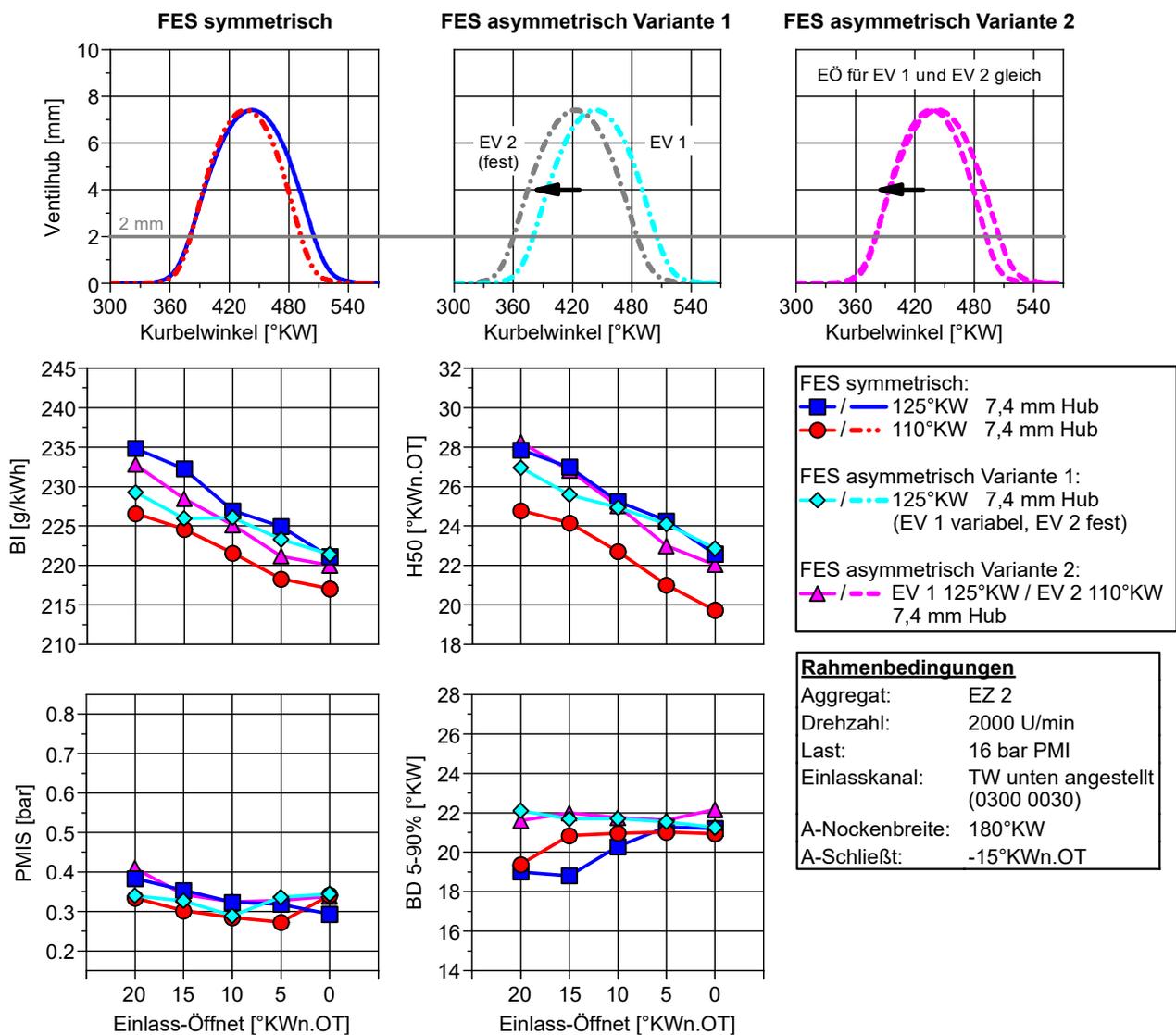


Abbildung 6-24: Einfluss asymmetrisches Einlass-Schließt

In den bisher erläuterten Untersuchungen dieses Kapitels werden die Einlassventile stets symmetrisch und damit zum gleichen Zeitpunkt geschlossen. Dies wirft die Frage auf, wie sich ein asymmetrisches Schließen der Einlassventile auf das Verbrennungsverhalten auswirkt. Zur Klärung veranschaulicht Abbildung 6-24 den Einfluss von zwei Ventilsteuerungsvarianten, bei denen die Einlassventile asymmetrisch schließen. Bei der Variante 1 öffnet ein Einlassventil kontinuierlich zu einem sehr frühen Zeitpunkt, während das zweite Einlassventil für die Analyse, ausgehend von einem späteren Öffnungszeitpunkt, stetig in Richtung früh verschoben wird. Die Öffnungsbreite beider Einlassnocken ist hierbei gleich und beträgt 125°KW . Bei der Variante 2 ist hingegen die Öffnungsbreite der beiden Einlassnocken unterschiedlich lang. Hierfür werden zwei Einlassnocken mit der Breite 125°KW und 110°KW verwendet, welche beide einen Maximalhub von 7,4 mm besitzen. Durch diese Nockenkombination resultiert bei simultanem Öffnungszeitpunkt ein unterschiedlicher und somit asymmetrischer Schließzeitpunkt der Einlassventile. Für die Analyse der Variante 2 wird der Öffnungszeitpunkt beider Einlassnocken stetig in Richtung früh verschoben. Im Vergleich zu symmetrisch geschlossenen Einlassnocken mit 110°KW Breite verdeutlicht Abbildung 6-24, dass ein asymmetrisches Schließen von Einlassventilen keinen Vorteil bietet. Aus den Messergebnissen lässt sich schlussfolgern, dass im asymmetrischen Betrieb das am spätesten schließende Einlassventil die Klopfestigkeit maßgeblich bestimmt. Das andere früher schließende Einlassventil hat somit auf die Dekomprimierung im Verdichtungstakt keinen wesentlichen Einfluss. Des Weiteren wird bei einer asymmetrischen Ventilsteuerung das Laufruheverhalten kaum verändert, was darauf schließen lässt, dass eine solche Ventilsteuerungsstrategie die Ladungsbewegung nicht weiter optimiert.

6.2.3 Potential steiler Miller-Nocken und Einfluss der Kolbengeometrie

Die Analysen in Kapitel 6.2.2 zeigen, dass die Höhe des Maximalhubes entscheidend für das Ladungsbewegungsverhalten und somit für die Laufruhe des Motors ist. Bei der Anwendung sehr schmaler Einlassnocken am Vollmotor steht allerdings die Anhebung des maximalen Nockenhubes, bei gleichzeitiger Reduzierung der Öffnungsbreite, in einem Zielkonflikt mit der zulässigen mechanischen Belastung des Ventiltriebes. Ein Ansatz zur Lösung dieses Zielkonfliktes besteht in einer konsequenten Limitierung der Motordrehzahl. Heutige turboaufgeladene Ottomotoren erreichen ihre Höchstleistung meist bereits unterhalb der maximal zulässigen Motordrehzahl. Erfahrungen zeigen zudem, dass in RDE konformen Fahrten sehr hohe Motordrehzahlen nur selten angefahren (vgl. Abbildung 2-1) werden. Angesichts dessen wird für weitere Untersuchungen ein Einlassnockenprofil für Vollmotoranwendungen bis zu einer maximalen Motordrehzahl von 5500 U/min, unter Berücksichtigung mechanischer Limitierungen, ausgelegt. Dieses Ventilhubprofil besitzt eine Breite von 110°KW und einen maximalen Ventilhub von 7,1 mm und ähnelt damit stark dem synthetischen Profil aus Kapitel 6.2.2, welches bei identischer Öffnungsbreite einen Maximalhub von 7,4 mm aufweist.

In Abbildung 6-25 ist das Potential dieser neuen 110°KW breiten Nockenform gegenüber einer 125°KW breiten Einlassnocke dargestellt. Die Bewertung erfolgt am Vollmotoraggregat VM 2, welches ein geometrisches Verdichtungsverhältnis von $\varepsilon = 13,0$ aufweist und mit dem nach Kapitel 6.2.1 als zielführend eingestuften Hochtumblekanal B ausgestattet ist. Für einen optimalen Vergleich werden beide Einlassnockenvarianten mit identischen Miller-Steuerzeiten für Einlass-Öffnet und Auslass-Schließt gefahren. Die Kennfeldmessung in Abbildung 6-25 verdeutlicht, dass die 110°KW breite Einlassnocke den Kraftstoffverbrauch vorzugsweise in Vollastnähe leicht reduziert, was auf eine gesteigerte Klopfestigkeit zurückzuführen ist. In den übrigen Kennfeldbereichen bleibt der Wirkungsgrad jedoch gleich oder verschlechtert sich sogar teilweise. Bei Betrachtung der Brenndauer fällt auf, dass diese bei der 110°KW breiten Einlassnocke zunimmt. Die längere Brenndauer erklärt das geringe, oder teilweise nicht vorhandene, Wirkungsgradpotential der schmaleren Nocke. Hinsichtlich des Laufruheverhaltens weist die 110°KW breite Einlassnocke nahezu keine Einbußen auf, was unter Reflektion der Erkenntnisse in Kapitel 6.2.2 der Anhebung des Maximalhubes zuzusprechen ist.

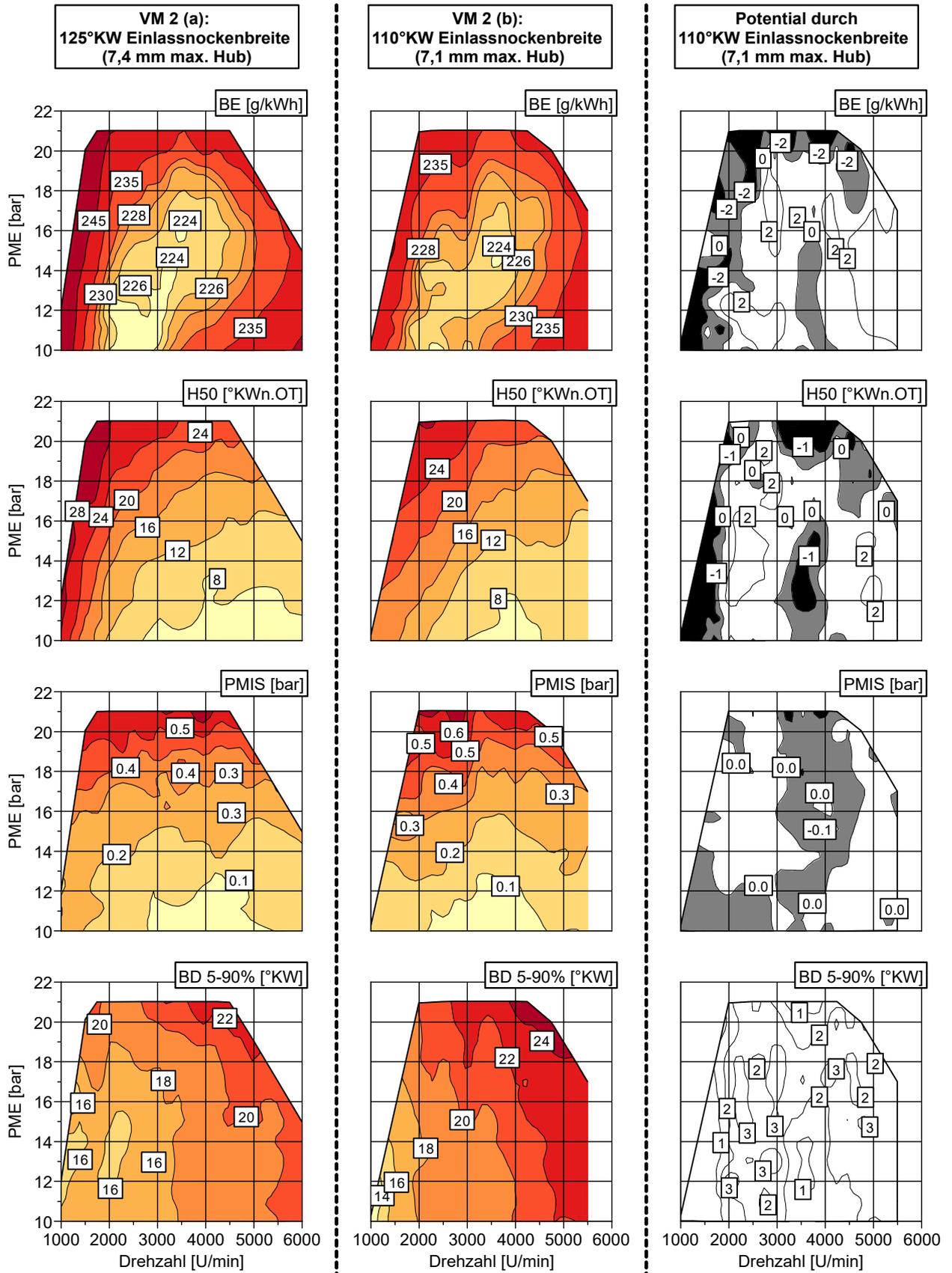


Abbildung 6-25: Vergleich der 125°KW und 110°KW breiten Einlassnocke am Vollmotor VM 2

Dennoch wirft das Ergebnis der Vollmotoruntersuchung die Frage auf, warum die Einlassnocke mit 110°KW Öffnungsweite und 7,1 mm Maximalhub zu einer Brenndauerzunahme führt, die letztendlich das Wirkungsgradpotential vermindert. Im Gegensatz dazu zeigen die Einzylinderversuche aus Kapitel 6.2.2, dass eine Reduktion der Öffnungsweite von 125°KW auf 110°KW bei einem gleichbleibenden Maximalhub von 7,4 mm zu einer signifikanten Kraftstoffreduktion und keineswegs zu einer Verlängerung der Brenndauer führt. Die Reduktion des maximalen Ventilhubes der 110°KW breiten Einlassnocke für die Vollmotoranwendung beträgt nur 0,3 mm. Dies lässt darauf schließen, dass sich bereits geringe Unterschiede der geometrischen Nockenform auf das Verbrennungsverhalten auswirken können. Zur tiefgreifenden Analyse dieses Effektes wird am Einzylinderaggregat EZ 3, welches wie das Vollmotoraggregat VM 2 mit dem Hochtumblekanal B ausgestattet ist, eine Einlass-Öffnet-Variation mit den relevanten Einlassnockenprofilen im Betriebspunkt 2000 U/min und 16 bar PMI durchgeführt. Bei fest vorgegebener Einlasskanal- und Nockengeometrie bietet aus konstruktiver Sicht nur noch die Brennraumgeometrie eine Möglichkeit zur Beeinflussung der Ladungsbewegung und damit des Verbrennungsverhaltens. Im Rahmen der Untersuchung kommt, neben dem Vergleich von unterschiedlichen Nockenformen, daher zusätzlich eine neue Kolbenform zum Einsatz, welche von [120] vorgeschlagen wurde. Im Gegensatz zum bisher eingesetzten flachen Kolben (Kolbenform A), besitzt der neue Kolben eine muldenförmige Oberfläche mit seitlichen Wangen (Kolbenform B). Die beiden Kolbenformen sind in Abbildung 6-26 gegenübergestellt. Im Zuge der neuen Kolbenform (Kolbenform B) wird auch das Verdichtungsverhältnis um eine halbe Einheit erhöht.

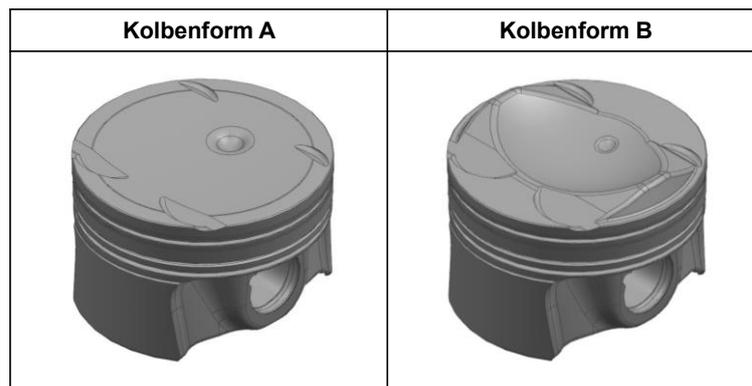


Abbildung 6-26: Varianten der Kolbenformen

Spezifisch für die jeweils unterschiedlichen Kolbenvarianten zeigt Abbildung 6-27 die Auswirkungen einer Einlass-Öffnet-Variation mit ausgewählten Ventilhubprofilen am Einzylinderaggregat EZ 3. Auf Basis der Kolbenform A macht sich bei der Verstellung der Einlassnocken in Richtung früh bei dem 110°KW breiten und 7,1 mm hohen Profil eine vergleichsweise starke Zunahme der Brenndauer, im Gegensatz zu den anderen Ventilhubprofilen, bemerkbar. Dieses Verhalten korreliert mit den Vollmotoruntersuchungen. Aufschluss für dieses Verhalten gibt die 90% Verbrennungsschwerpunktlage, welche ab einem Einlass-Öffnet von 15°KWn.OT stagniert und bei 0°KWn.OT sogar hinter dem Wert der 125°KW breiten Einlassnocke liegt. Interessanterweise ist dieser Effekt beim synthetischen Profil, welches nur um 0,3 mm höher ist, deutlich schwächer ausgeprägt. Dies bestärkt die Annahme, dass schon eine geringfügige Reduktion des maximalen Ventilhubes und der daraus resultierenden Verringerung der Nockenflankensteigung eine signifikante Auswirkung auf das Ladungsbewegungsverhalten hat. Im Gegensatz dazu lässt sich dieses Verbrennungsverhalten nicht bei der Kolbenform B beobachten, obwohl der Kolben um eine halbe Einheit höher verdichtet ist. Die Stagnation der 90% Verbrennungsschwerpunktlage tritt bei dem 110°KW breiten und 7,1 mm hohen Ventilhubprofil erst nach einem sehr frühen Einlass-Öffnet-Zeitpunkt von 5°KWn.OT auf. Gegenüber der Kolbenform A entsteht bei der Kolbenform B daher im FES Miller-Betrieb mit diesem Ventilhubprofil eine etwas kürzere Brenndauer.

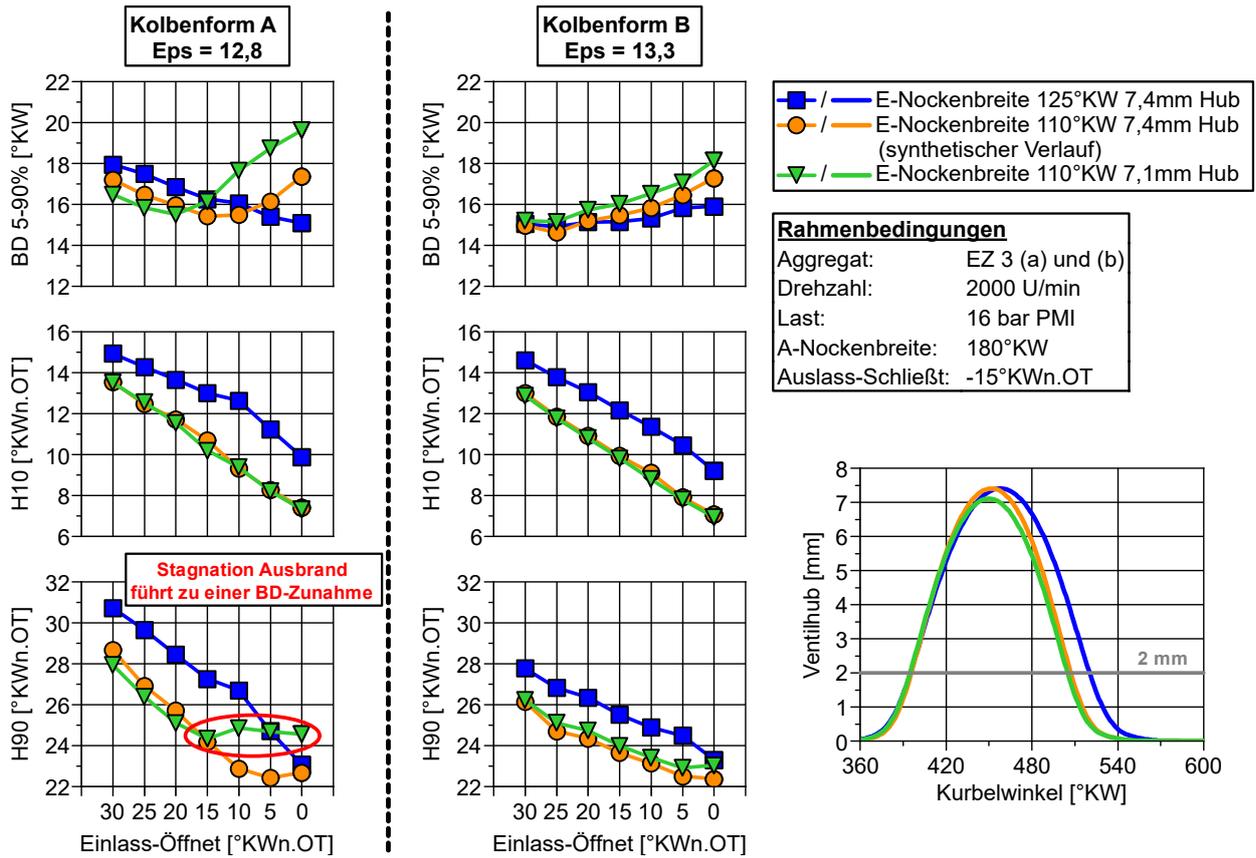


Abbildung 6-27: Bewertung von Ventilhubprofilen auf Basis unterschiedlicher Kolbenvarianten

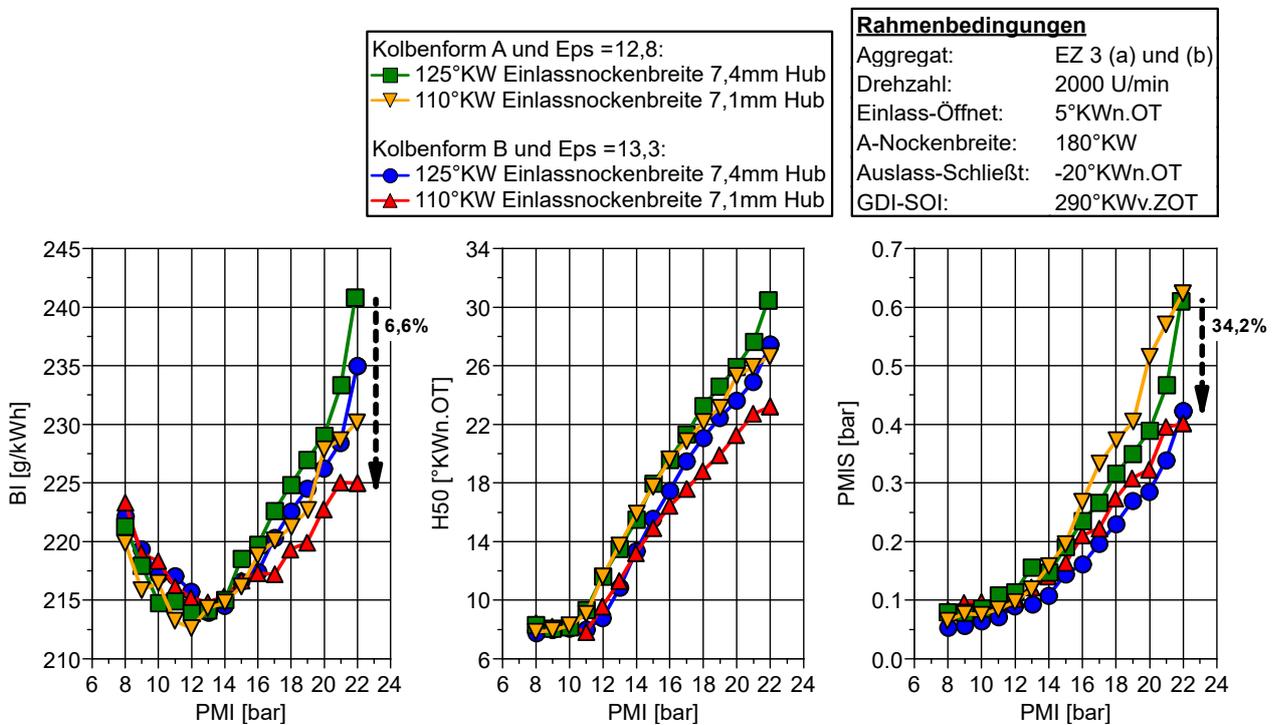


Abbildung 6-28: Verhalten von Einlassnocken- und Kolbenvarianten im Teillastschnitt

Mit dem Vergleich der Kolben- und Nockenformen in einem Teillastschnitt bei 2000 U/min, welcher in Abbildung 6-28 dargestellt ist, wird ein massives Wirkungsgradpotential des 110°KW breiten und 7,1 mm hohen Ventilhubprofils in Kombination mit der Kolbenform B ersichtlich. An der Volllast führt diese Konfiguration zu einer Kraftstoffreduktion von bis zu 6,6% im Vergleich zur bisherigen Konfiguration, bestehend aus Kolbenform A und 125°KW breiter Einlassnocke. Trotz einer Erhöhung der Verdichtung von $\epsilon = 12,8$ auf $\epsilon = 13,3$ führt die Kolbenform B zu einer Steigerung der Klopfestigkeit, was insbesondere bei zunehmender Last zum Tragen kommt. Hervorzuheben ist, dass sich mit der Kolbenform B deutlich die Verbrennungsstabilität verbessert, was sowohl für die 125°KW als auch für die 110°KW breite Einlassnocke gilt.

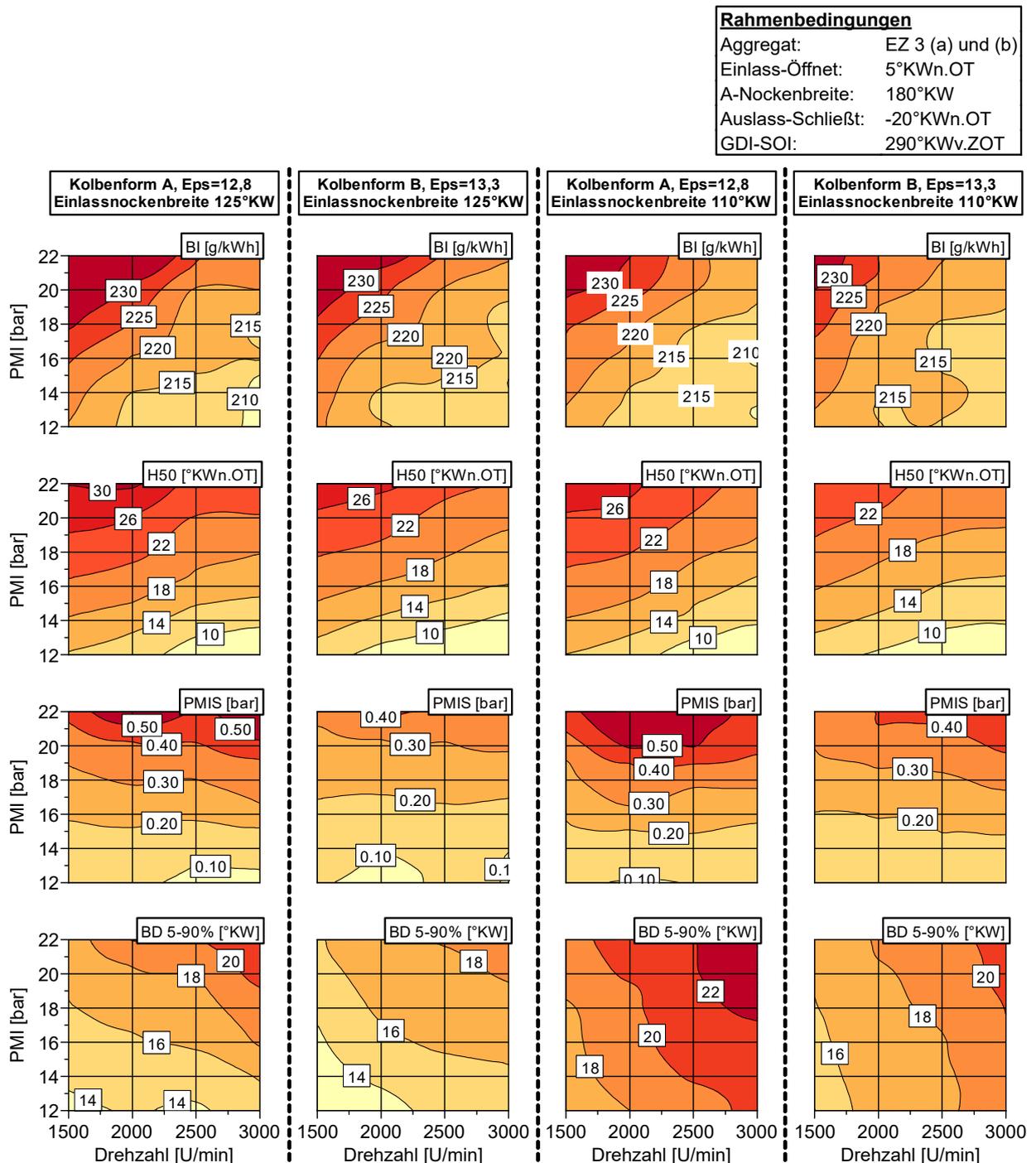


Abbildung 6-29: Verhalten von Einlassnocken- und Kolbenvarianten im Kennfeldausschnitt

Diese Beobachtungen führen zu dem Schluss, dass die Kolbenform B das Brennverhalten über eine gesteigerte brennrauminterne Ladungsbewegung verbessert, sodass eine Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses möglich wird. Des Weiteren werden ventilhubabhängige Ladungsbewegungs Nachteile teilweise kompensiert, wodurch sich das hohe Wirkungsgradpotential der 110°KW breiten Einlassnocke mit 7,1 mm Hub erst entfalten kann. Wie der Kennfeldausschnitt in Abbildung 6-29 veranschaulicht, bestätigt sich die grundsätzliche Verbesserung des Brennverhaltens durch die Kolbenform B auch bei anderen klopfempfindlichen Drehzahlen. Die Betrachtung der Brenndauerwerte lässt erkennen, dass diese im Fall der 110°KW breiten Einlassnocke stärker mit der Drehzahl zunehmen und korrelieren als bei dem 125°KW breiten Ventilhubprofil. Infolgedessen und der klopfestigkeitssteigernden Wirkung durch die kürzere Öffnungsbreite besitzt die 110°KW breite Einlassnocke eher Wirkungsgradvorteile bei geringen Drehzahlen und hohen Lasten.

Darüber hinaus wird mit der in Abbildung 6-30 gezeigten Analyse am Vollmotor VM 2 nachweislich klar, dass mit der Kolbenform B auch bei einer weiteren Anhebung des Verdichtungsverhältnisses auf $\epsilon = 14,0$ noch akzeptable Verbrennungsschwerpunktlagen unter Verwendung einer 125°KW breiten Einlassnocke an der Vollast entstehen. Im Vergleich zu einem Verdichtungsverhältnis von $\epsilon = 13,0$ unter Verwendung der Kolbenform A ist die Klopfestigkeit trotz höherer Verdichtung nahezu identisch. Auch das Laufruheverhalten und die erreichten Brenndauern befinden sich auf ähnlichem Niveau. Hinsichtlich des Brennverzuges führt die Kolbenform B sogar zu einer geringfügigen Verkürzung, was eine stabilere Entflammung begünstigt. Unter diesen Gegenbenheiten bewirkt die höhere Verdichtung somit eine deutliche Wirkungsgradsteigerung an der Vollast.

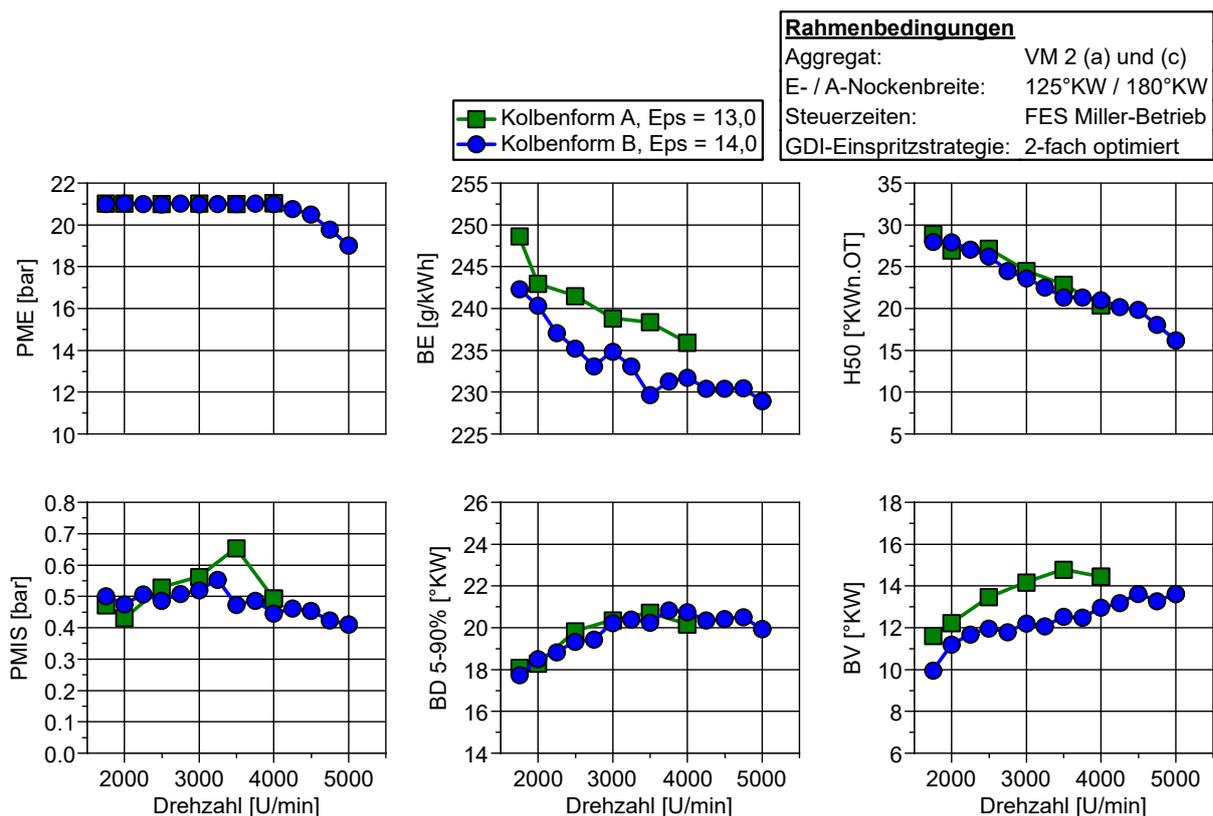


Abbildung 6-30: Verhalten von Kolbenvarianten am Vollmotor VM 2 an der Vollast

Zur Quantifizierung des Einflusses der beiden verschiedenen Kolbenvarianten auf die Ladungsbewegung zeigt Abbildung 6-31 die entsprechend zugehörigen Tumble- und TKE-Verläufe, welche mittels einer transienten 3D-CFD-Simulation [118] für einen Betrieb bei höherer Teillast berechnet wurden. Im Vergleich zur Kolbenform A mit $\epsilon = 13,0$ führt die Kolbenform B mit $\epsilon = 14,0$ überwiegend zu etwas niedrigeren Tumblewerten. Des Weiteren generiert die Kolbenform B mit $\epsilon = 14,0$ in der Ansaugphase teilweise eine geringfügig höhere turbulente

kinetische Energie, was auf einen leicht höheren Teilzerfall der Ladungsbewegungsstruktur zurückzuführen ist und eher einen Nachteil darstellt. Daraus resultierend liegt zum Zündzeitpunkt bei ca. 720°KW etwas weniger turbulente kinetische Energie vor. Angesichts der experimentellen Messergebnisse korrelieren die berechneten Simulationsgrößen Tumble und TKE tendenziell wenig mit dem beobachteten Verbrennungsverhalten und liefern somit keine deutlichen Hinweise für die Vorteile der Kolbenform B.

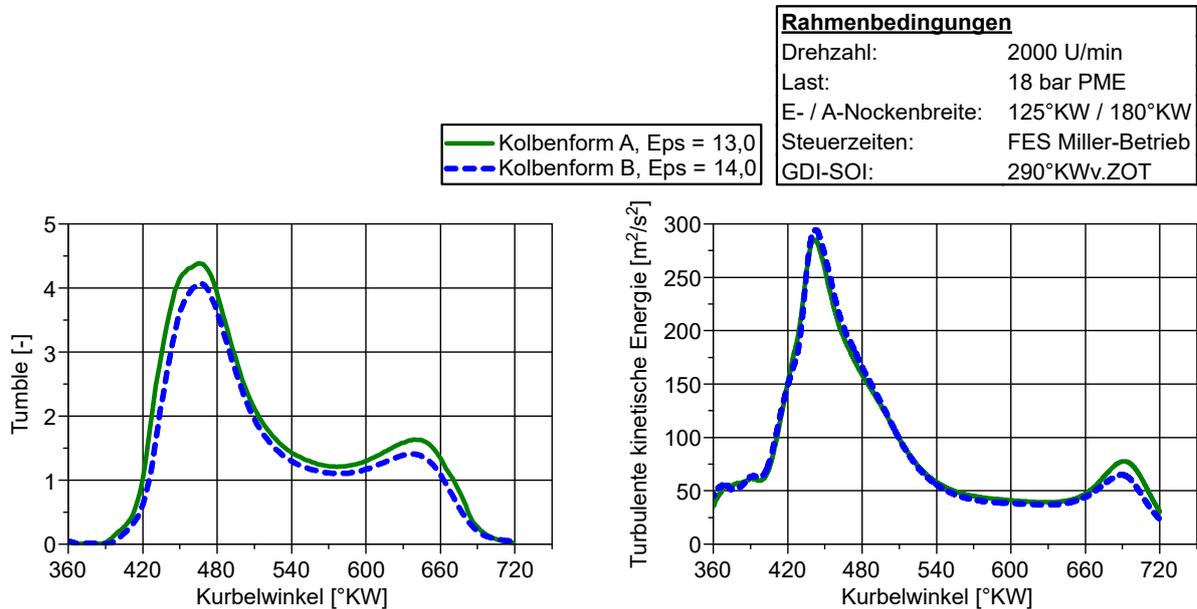


Abbildung 6-31: Einfluss von Kolbenvarianten auf den Tumble- und TKE-Verlauf [118]

Für eine detaillierte Strömungsanalyse der beiden Kolbenvarianten veranschaulicht Abbildung 6-32 die lokale Strömungsgeschwindigkeit sowie die lokale turbulente kinetische Energie zum Zündzeitpunkt. Die Abbildung basiert dabei auf den Ergebnissen einer transienten 3D-CFD-Simulation [118].

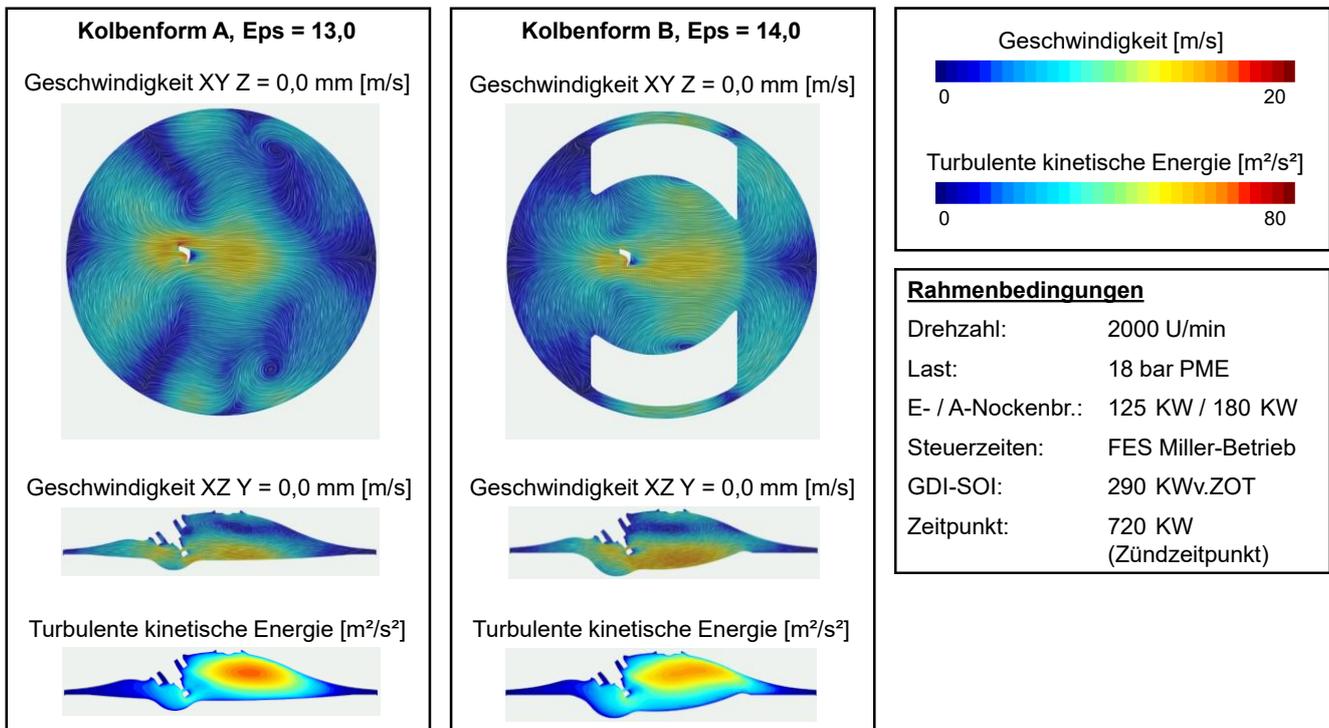


Abbildung 6-32: Einfluss von Kolbenvarianten auf die lokale Strömungsgeschwindigkeit und TKE [118]

Im Bereich der Brennraummitte, einschließlich des Bereiches der Zündkerze, lassen sich in Abbildung 6-32 bei beiden Kolbenvarianten höhere Strömungsgeschwindigkeiten identifizieren, die für eine schnelle Ausbreitung der Flammenfront förderlich sind. Im Vergleich weist die Kolbenform B in der Kolbenmulde jedoch ein deutlich größeres Feld mit hohen Strömungsgeschwindigkeiten auf. Im Gegensatz dazu ist die lokale turbulente kinetische Energie im Brennraumdachbereich teilweise geringer als bei der Kolbenform A, was auch durch den TKE-Verlauf in Abbildung 6-31 widergegeben wird. Aus der Analyse der Simulationsbilder lässt sich somit schlussfolgern, dass präzise Rückschlüsse auf das letztendliche Verbrennungsverhalten allein durch Tumble- und TKE-Werte kaum möglich sind. Von wesentlich größerer Bedeutung sind die zum Zündzeitpunkt vorliegenden lokalen Strömungsgeschwindigkeiten sowie die daraus resultierenden komplexen Strömungsstrukturen.

6.2.4 Selektive Kühlung

Zum Schutz thermisch belasteter Bauteile führt das Kühlsystem eines Verbrennungsmotors Wärmeenergie über das Kühlmittel ab. Durch die Kühlung erhöhen sich Wandwärmeverluste, die in der Expansionsphase theoretisch zu einem Wirkungsgradnachteil führen, da verloren gegangene Wärmeenergie nicht in Expansionsdruck umgesetzt werden kann. Nach dem Gleichraumgrad, welcher in Kapitel 3.1.2 erläutert ist, kann umso weniger Wärmeenergie in mechanische Arbeit umgewandelt werden, je weiter der Kolben vom oberen Totpunkt entfernt ist. Demnach sollte für einen hohen Wirkungsgrad eine Wärmeabfuhr mit möglichst großem Abstand zum oberen Totpunkt erfolgen. Bei einer geringen Wärmeabfuhr und somit heißen Brennraumwänden wird andererseits auch ein Aufheizen der Frischladung in der Ansaug- und Verdichtungsphase begünstigt, was theoretisch die Klopfestigkeit beeinträchtigt. Ein selektives Kühlsystem stellt einen Ansatz dar, um Brennraumbereiche gezielt zu kühlen. Um den Einfluss einer selektiven Kühlung auf Basis des Miller-Brennverfahrens untersuchen zu können, kommt das in Kapitel 5.1 beschriebene Einzylinderaggregat EZ 4 zum Einsatz, welches von [121] entwickelt wurde. Über spezielle Drosselbleche lässt sich die Verteilung des Kühlwasserstromes im Zylinderkopf steuern. Die drei ringförmigen Kühlkreisläufe im Zylindergehäuse ermöglichen eine selektive Kühlung der Zylinderlaufbahn. Der Kühlwasservolumenstrom ist für den Zylinderkopf sowie das Zylindergehäuse getrennt regelbar. Zur Erfassung der Temperaturen im Brennraumdach sind insgesamt fünf Thermoelemente im Zylinderkopf integriert. Die Positionen und Bezeichnungen dieser Temperaturmessstellen sind in Abbildung 6-33 zu sehen.

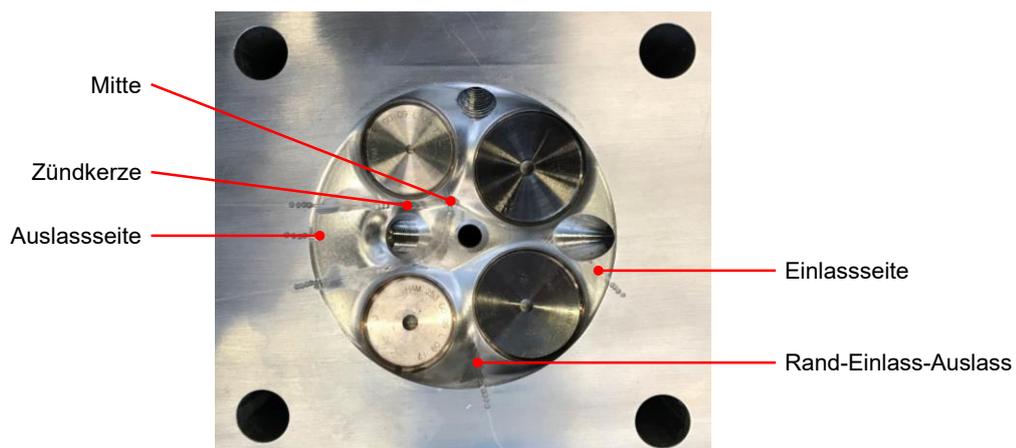


Abbildung 6-33: Position und Bezeichnung der Temperaturmessstellen im Brennraumdach

Die Auslegung der Drosselblech-Varianten [121] für eine unterschiedliche Kühlwasserverteilung im Zylinderkopf wurde mittels einer 3D-CFD-Strömungssimulation durchgeführt. Für das Basis-Drosselblech veranschaulicht Abbildung 6-34 die Strömungsgeschwindigkeiten in den Kühlkanälen des Zylinderkopfes bei einem Volumenstrom von 30 l/min und 120 l/min. Deutlich erkennbar nehmen die Strömungsgeschwindigkeiten in den

Kühlkanälen mit höherem Volumenstrom annähernd linear zu. Dabei bleibt die Geschwindigkeitsverteilung erhalten, wodurch ersichtlich wird, dass diese nahezu unabhängig vom Zylinderkopfvolumenstrom ist. Hieraus lässt sich schlussfolgern, dass bei einer Veränderung der Strömungsquerschnitte im Drosselblech die Kühlwasserverteilung bei Variation des Zylinderkopfvolumenstromes weitestgehend bestehen bleibt.

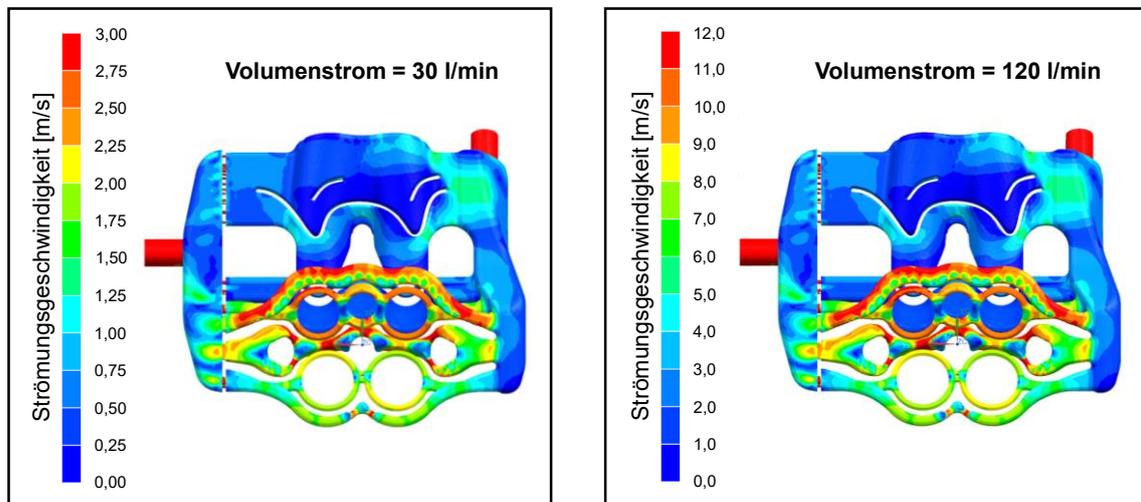


Abbildung 6-34: Strömungsgeschwindigkeiten bei Variation des Zylinderkopfvolumenstromes [105]

Im Bereich des Brennraumdaches befinden sich insgesamt fünf Kühlwasserkanäle, deren Durchströmung selektiv über die Strömungsquerschnitte im Drosselblech steuerbar ist. Je nach Auslegung des Drosselbleches ist somit eine gezielte Verteilung des Kühlwasservolumenstromes in Richtung Einlass- und Auslassseite sowie in die Mitte des Brennraumdaches möglich. Zudem verfügt der Zylinderkopf über eine Einlass- und Auslasssitringkühlung, deren Kühlwasserzustrom ebenfalls eingestellt werden kann. Zur Untersuchung des Einflusses der Kühlwasserverteilung im Zylinderkopf wurden unterschiedliche Drosselbleche ausgelegt.

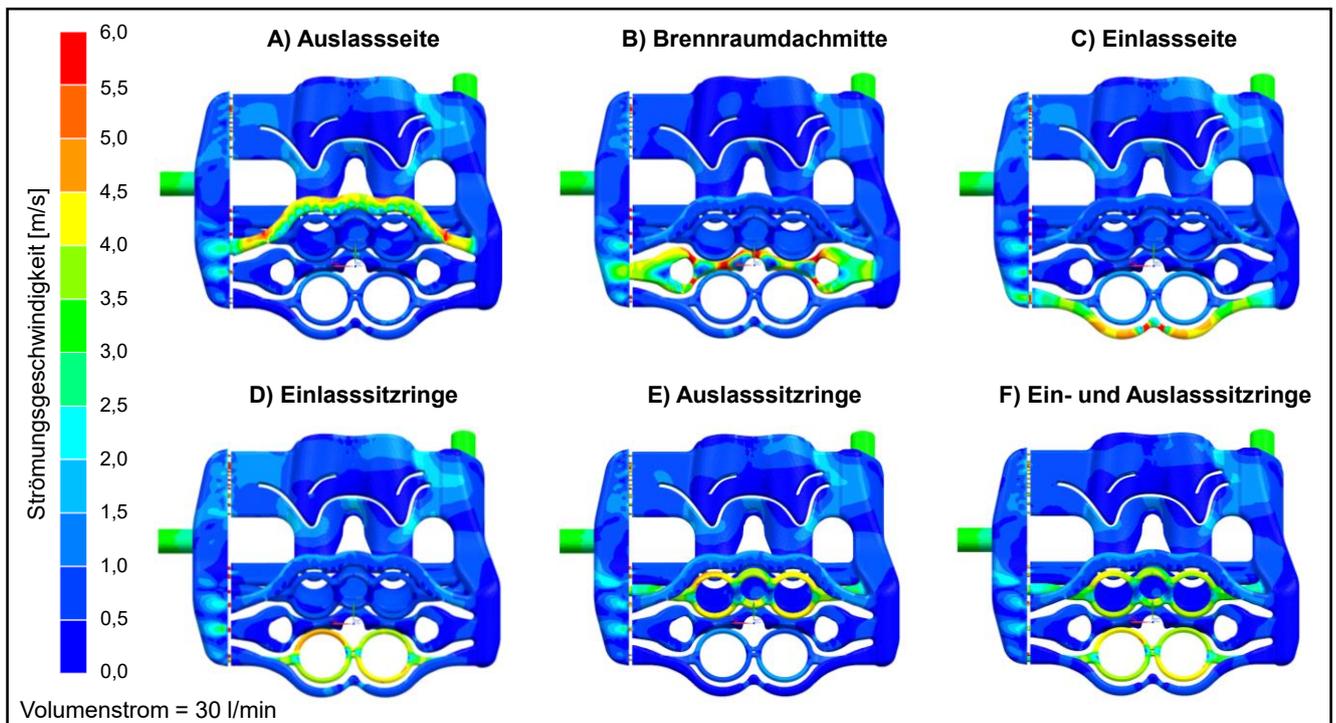


Abbildung 6-35: Strömungsgeschwindigkeitsverteilung der Drosselblech-Varianten [105]

Abhängig von der jeweiligen Variante wird gezielt bei bestimmten Kühlwasserkanälen eine deutlich stärkere Durchströmung hervorgerufen. Die erreichten Strömungsgeschwindigkeiten sind dabei meist um den Faktor vier höher, als bei den übrigen weniger stark durchströmten Kühlwasserkanälen. Für die Untersuchungen kommen neben dem Basis-Drosselblech (vgl. Abbildung 6-34) insgesamt sechs weitere Drosselblech-Varianten zum Einsatz, deren Strömungsgeschwindigkeitsverteilung bei 30 l/min Zylinderkopfvolumenstrom in Abbildung 6-35 zu sehen sind.

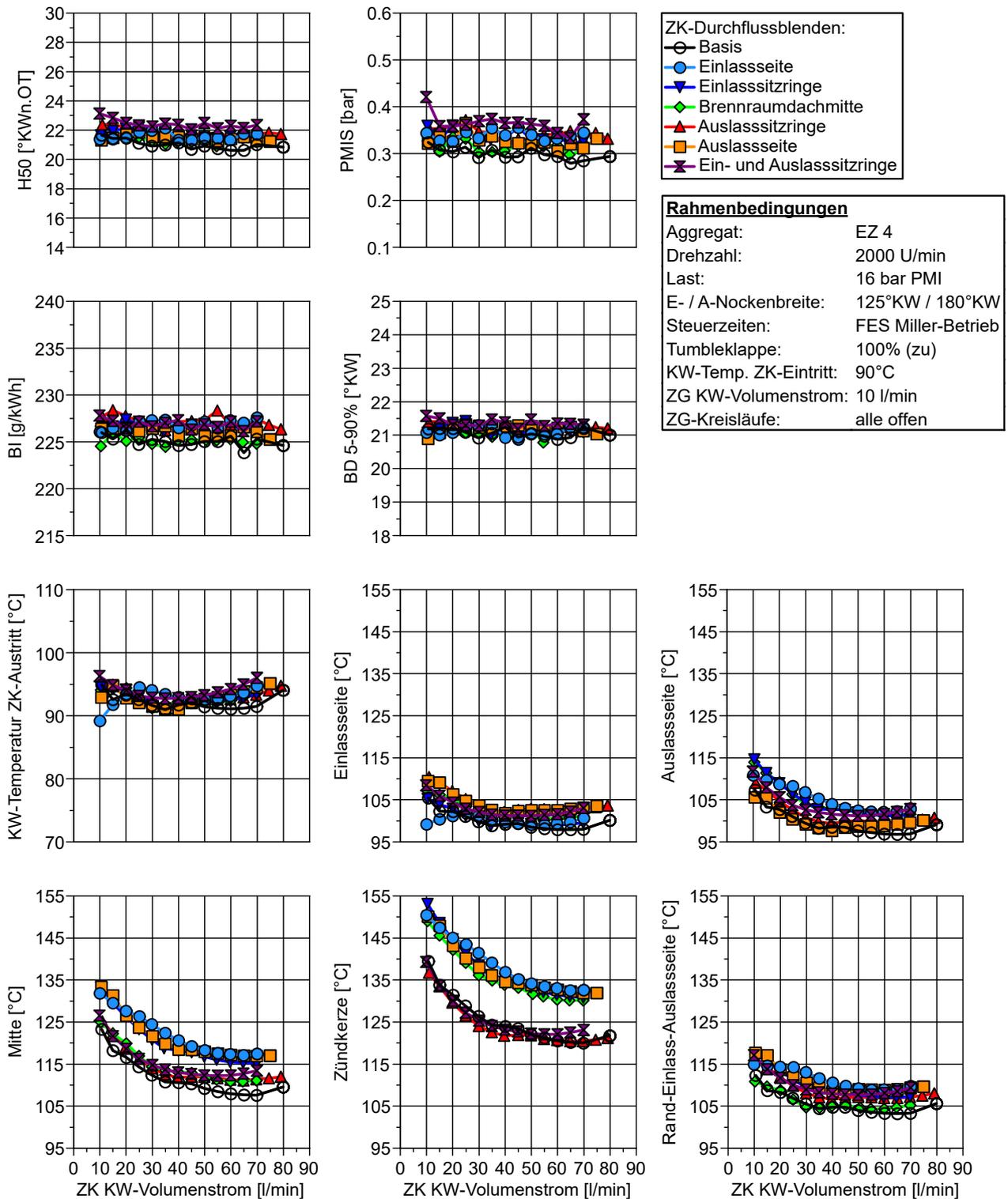


Abbildung 6-36: Einfluss des ZK KW-Volumenstromes und der ZK KW-Verteilung

Um den Einfluss des Zylinderkopfvolumenstromes sowie der Zylinderkopfkühlwasserverteilung auf die Klopfestigkeit und den Wirkungsgrad bewerten zu können, erfolgen die Untersuchungen bei höherer Teillast. Diesbezüglich zeigt Abbildung 6-36 das Verbrennungsverhalten sowie die Brennraumdachtemperaturen bei einer Zylinderkopfvolumenstromvariation von 10 l/min bis maximal 80 l/min unter Einsatz der unterschiedlichen Drosselblech-Varianten. Mit den Messdaten wird ersichtlich, dass eine Erhöhung des Zylinderkopfvolumenstromes zu keiner Steigerung der Klopfestigkeit führt, da die H50-Werte bei der Durchflussvariation nahezu unverändert bleiben. Auch der Kraftstoffverbrauch sowie die Verbrennungsstabilität und die Brenndauer bleiben weitestgehend konstant. Hinsichtlich der Brennraumdachtemperaturen lässt sich mit einer Erhöhung des Zylinderkopfvolumenstromes eine Temperaturreduktion erzielen, welche allerdings ab einem Durchflusswert von ca. 50 l/min stagniert. Höhere Volumenströme führen folglich zu keiner weiteren Absenkung der Wandtemperaturen im Brennraumdach. Die Erhöhung des Durchflusses von 10 l/min auf 50 l/min bewirkt im Zündkerzenbereich eine Temperaturabsenkung von maximal ca. 15°C. Dementsprechend wird in dem analysierten Betriebspunkt durch eine Verfünffachung des Volumenstromes nur eine verhältnismäßig geringe Temperaturabsenkung erreicht.

Auch eine unterschiedliche Verteilung des Kühlwasserstromes infolge der eingesetzten Drosselblech-Varianten beeinflusst das Verbrennungsverhalten kaum (siehe Abbildung 6-36). Tendenziell führt das Basis-Drosselblech, welches den Kühlwasserstrom gleichmäßig im Zylinderkopf verteilt, zu gleichmäßig niedrigen Temperaturen im Brennraumdach, was der Klopfestigkeit geringfügig zugutekommt. Unter Verwendung der übrigen Drosselblech-Varianten, welche eine stark inhomogene Durchströmung des Zylinderkopfes hervorrufen, entstehen an den jeweiligen Messstellen im Brennraumdach nur verhältnismäßig geringe Temperaturunterschiede. So wird durch eine stark unterschiedliche Kühlwasserverteilung im Zylinderkopf im Zündkerzenbereich maximal eine Temperaturdifferenz von 10°C erreicht. Obwohl bei der selektiven Kühlung mit hohen Zylinderkopfvolumenströmen auch sehr hohe Strömungsgeschwindigkeiten in den jeweilig stark durchströmten Kühlwasserkanälen entstehen, kann hierdurch keine deutliche Zunahme der Wärmestromdichte identifiziert werden. Zusammenfassend lässt sich mit der Analyse feststellen, dass weder die Variation des Zylinderkopfvolumenstromes noch die Variation der Zylinderkopfkühlwasserverteilung eine klar identifizierbare Klopfestigkeits- und Wirkungsgradsteigerung bewirkt.

Um zu klären, welchen Einfluss die Kühlwassertemperatur auf das Verbrennungsverhalten besitzt, wird diese in einer weiteren Untersuchung variiert. Die Analyse findet dabei unter Verwendung des Basis-Drosselbleches statt. Abbildung 6-37 veranschaulicht die Auswirkungen einer absteigenden Kühlwassertemperaturvariation von 90°C bis 50°C in einem Teillastschnitt. Den H50-Werten nach bewirkt eine Absenkung der Kühlwassertemperatur bei höherer Teillast eine Klopfestigkeitssteigerung. Genauer betrachtet führt eine Kühlwassertemperaturreduktion um 10°C in dem analysierten Betriebspunkt zu einer Frühverlagerung der 50% Verbrennungsschwerpunktlage um ca. 0,5°KW bis 1,0°KW. Die Absenkung der Kühlwassertemperatur spiegelt sich in einer gleichmäßigen Absenkung der Brennraumdachtemperaturen wider. Insgesamt wird im direkten Vergleich zu den erzielten Wandtemperaturdifferenzen bei einer selektiven Kühlung der Einlass- oder Auslasssitze rings ersichtlich, dass die Kühlwassertemperatur einen wesentlich größeren Stellhebel zur Beeinflussung der Bauteiltemperaturen besitzt als die Kühlwasserverteilung oder der Kühlwasservolumenstrom.

Mit den gewonnenen Erkenntnissen über den Einfluss des Kühlsystems auf das Verbrennungsverhalten lässt sich ein mögliches selektives Kühlkonzept für das Miller-Brennverfahren gestalten. Dieses Konzept sieht eine starke Reduktion des Kühlwassergesamtstromes auf insgesamt 9 l/min am Einzylinderaggregat vor. Im Vergleich zu einem konventionellen Kühlsystem mit elektrischer Kühlwasserpumpe und üblicher Applikation in der Motorentwicklung beträgt die Reduktion des Durchflusses in klopfempfindlichen Betriebspunkten somit teilweise mehr als 50% pro Zylinder.

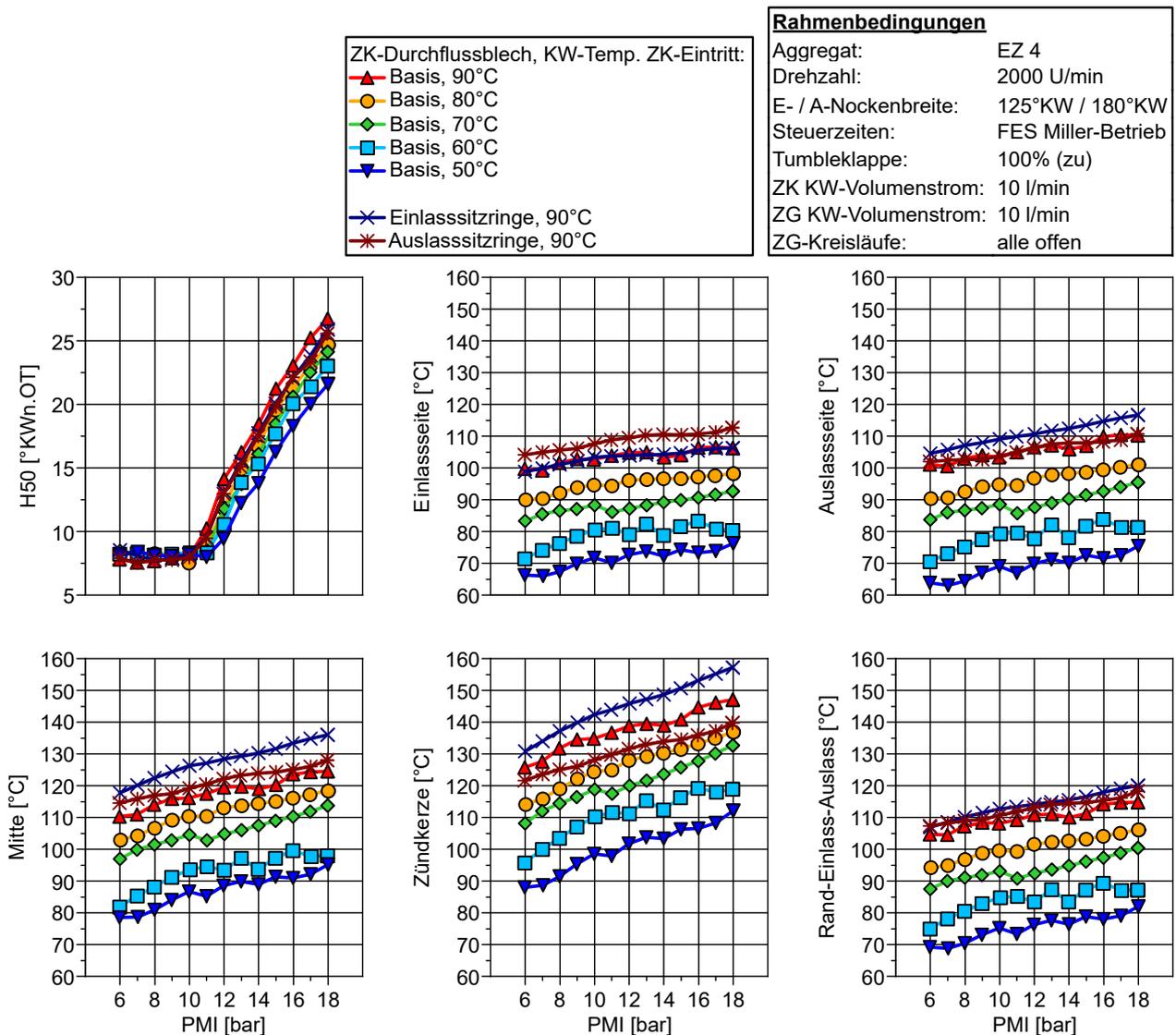


Abbildung 6-37: Einfluss der Kühlwassertemperatur

Der 9 l/min Gesamtvolumenstrom wird letztendlich auf 6 l/min Zylinderkopfvolumenstrom und 3 l/min Zylindergehäusevolumenstrom aufgeteilt. Ein entsprechendes Drosselblech im Zylinderkopf leitet den Großteil des Volumenstromes des Kühlkreislaufes 1 durch die Auslasssitze. Im Zylindergehäuse erfolgt die Abschaltung der untersten beiden Kühlkreisläufe 3 und 4, wodurch nur noch der Kreislauf 2 unterhalb der Zylinderkopfdichtung aktiv bleibt. Abbildung 6-38 zeigt die Wirkung dieses selektiven Kühlkonzeptes im Vergleich zu einem Konzept mit gleichmäßiger Kühlung. Durch den Vergleich bei einer Kühlwassertemperatur von 90°C wird deutlich, dass eine selektive Kühlung zwar teilweise zu einer Erhöhung der Brennraumdachtemperaturen führt, hierdurch allerdings keine Nachteile für das Verbrennungsverhalten und den Wirkungsgrad entstehen. Findet darüber hinaus eine Absenkung der Kühlwassertemperatur statt, kann die Klopfintensität sogar leicht gesteigert werden, wodurch sich auch der indizierte Kraftstoffverbrauch reduziert. In diesem Zusammenhang ist zu erwähnen, dass sich der verringerte Kühlwasservolumenstrom, insbesondere bei Einsatz einer elektrischen Kühlwasserpumpe, indirekt positiv auf den Gesamtmotorwirkungsgrad auswirken würde, da weniger Pumpenleistung benötigt wird. Auch wenn bei einer selektiven Kühlung keine Nachteile im Verbrennungsverhalten entstehen, sei schlussendlich angemerkt, dass eine mechanische Absicherung eines solchen Systems erforderlich ist, um Schäden an Bauteilen zu vermeiden. Auf eine mechanische Bewertung wird an dieser Stelle aufgrund des Umfangs verzichtet. Obwohl alle Einzylinder-Versuchsaggregate über eine selektive

Regelung des Zylinderkopf- und Zylindergehäusevolumenstromes verfügen, erfolgen im weiteren Verlauf dieser Arbeit gezielt keine weiteren Untersuchungen zur selektiven Kühlung, da im Betrieb eines solchen Kühlsystems mit konstanter Kühlwassertemperatur kein signifikanter Stellhebel auf den indizierten Wirkungsgrad identifiziert werden kann.

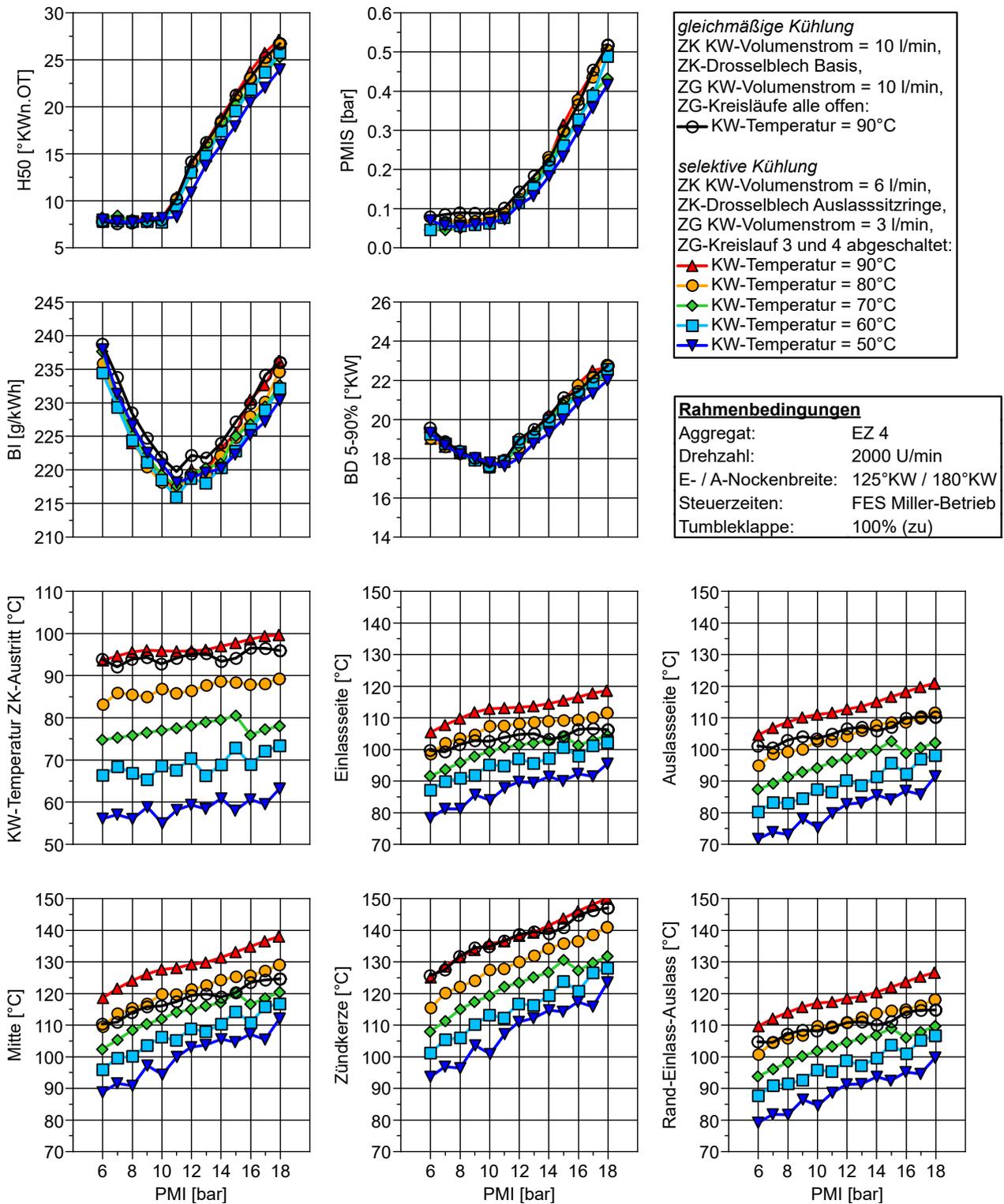


Abbildung 6-38: Mögliches selektives Kühlkonzept für Miller-Brennverfahren

6.3 Kraftstoffeinspritzungsstrategie- und Partikeluntersuchungen

In Kapitel 6.2 werden geeignete Maßnahmen zur Umsetzung eines Miller-Brennverfahrens aufgezeigt. Hierbei erfolgt die grundlegende Untersuchung des Einflusses der Einlasskanalgeometrie, der Ventilsteuerung, der Kolbenform, des Verdichtungsverhältnisses und der Motorkühlung. Nach der Festlegung dieser Parameter und der Brennraumgeometrie im Entwicklungsprozess, bietet lediglich die Einspritzstrategie noch einen gewissen Freiheitsgrad. Hierbei stellt sich die Frage, inwieweit die Kraftstoffeinspritzung das Verbrennungs- und Emissionsverhalten beeinflusst. Daher wird in den folgenden Kapiteln geklärt, welche Einspritzstrategien im höheren Lastbereich besonders für das Miller-Brennverfahren geeignet sind. Neben der Anzahl der Einspritzungen sowie den jeweiligen Einspritzzeitpunkten und Mengenverteilungen werden dabei auch sehr hohe Einspritzdrücke betrachtet und bewertet.

6.3.1 Voruntersuchung Mehrfach-Kraftstoffeinspritzung

Mit dem Ziel einer weiteren Optimierung des Miller-Brennverfahrens wird im Folgenden der Einfluss einer Mehrfach-Kraftstoffeinspritzung voruntersucht. Die Analysen finden dabei ausschließlich in einem klopfempfindlichen Betriebsbereich bei höherer Teillast statt. Als Vergleichsbasis zur Mehrfach-Einspritzung dient die Einfach-Einspritzung. Zur Bewertung des Einflusses der Einfach-Einspritzung wird daher im ersten Schritt eine SOI-Variation mit einem Kraftstoffdruck von 350 bar am Einzylinderaggregat EZ 3 durchgeführt. In Abbildung 6-39 ist der Einfluss des Kraftstoffeinspritzzeitpunktes auf das Verbrennungs- und Emissionsverhalten dargestellt.

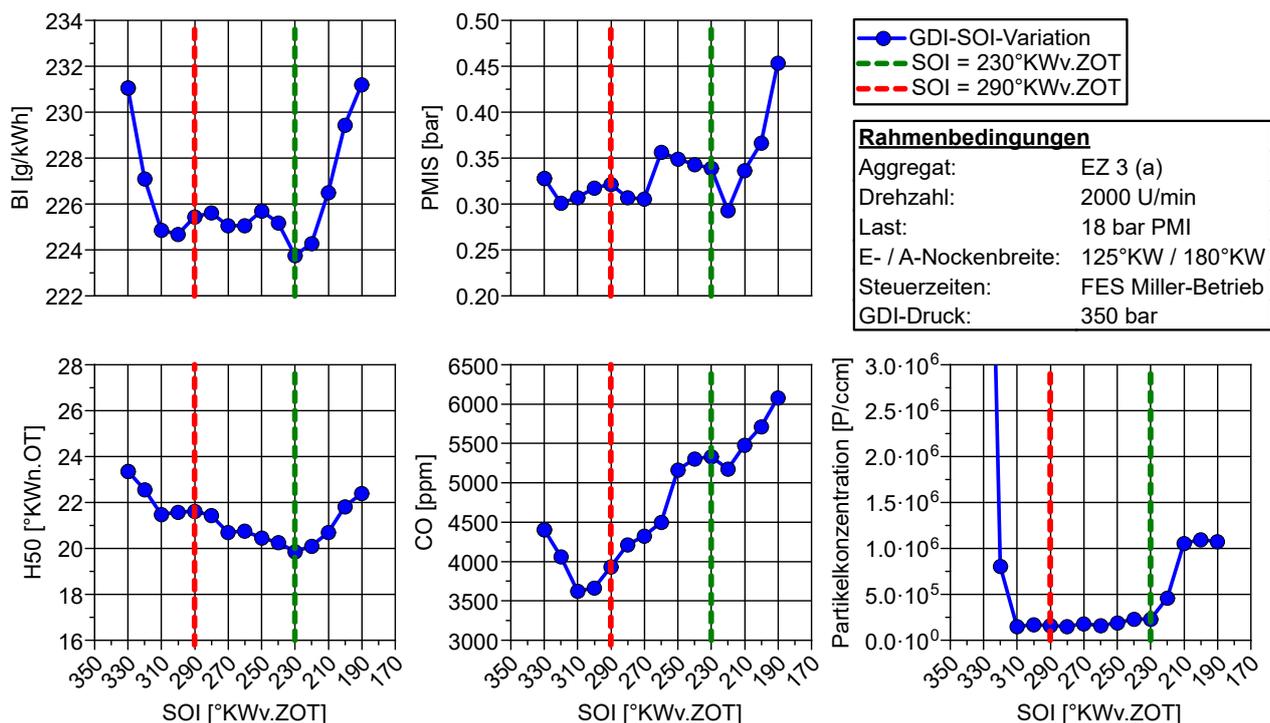


Abbildung 6-39: SOI-Variation einer Einfach-Kraftstoffeinspritzung

Deutlich in Abbildung 6-39 erkennbar führt ein zu früherer Einspritzzeitpunkt vor 310°KWv.ZOT zu hohen Partikelemissionen. Dieses partikelkritische Verhalten lässt sich auf eine starke Benetzung des Kolbens mit dem Kraftstoffspray zurückführen. Kraftstoff, der bis zur Zündung nicht vollständig von den Wänden abdampft, verbrennt nach der Zündung mit einer partikelbildenden diffusiven Flamme. Ein zu früher Einspritzzeitpunkt führt darüber hinaus zu einem CO-Anstieg infolge der unvollständigen Verbrennung und zu einem erhöhten Kraftstoffverbrauch. Der geringste Kraftstoffverbrauch wird bei einem Einspritzzeitpunkt von 230°KWv.ZOT erzielt, was

in Anbetracht der H50-Werte auf eine Steigerung der Klopfestigkeit zurückzuführen ist. Im Vergleich zu den anderen Einspritzzeitpunkten wird allerdings kein Optimum hinsichtlich der Verbrennungsstabilität erzielt. Ein späterer Einspritzzeitpunkt nach 230°KWv.ZOT führt zwar zu einer Verbesserung des Laufruheverhaltens, jedoch steigen die Partikelemissionen erkennbar an, was auf eine schlechtere Gemischaufbereitung infolge der abnehmenden Ladungsbewegung zurückgeführt werden kann. Grundsätzlich bewirken späte Einspritzzeitpunkte ein Ansteigen der CO-Emissionen. Zurückzuführen ist dies auf die stetige Verkürzung der Homogenisierungsdauer, wodurch die Bildung lokal fetter Gemischbereiche begünstigt wird. Letztendlich stellt der Einspritzzeitpunkt bei 290°KWv.ZOT einen guten Kompromiss aus geringem Kraftstoffverbrauch, hoher Verbrennungsstabilität und niedrigen Partikel- sowie CO-Emissionen dar. Durch einen ausreichenden Abstand zum partikelkritischen Einspritzzeitpunkt bei 310°KWv.ZOT wird zudem eine sehr starke Benetzung der Kolbenoberfläche sicher vermieden. Im Hinblick auf fortführende Versuche kann somit auch eine starke Kolbenbenetzung durch eine andere Betriebspunktwahl, höhere Einspritzdrücke und niedrigere Motortemperaturen weitestgehend ausgeschlossen werden. In den folgenden Untersuchungen zur Mehrfach-Einspritzung dient daher die Einfach-Einspritzung bei 290°KWv.ZOT als Vergleichsbasis.

Neben einer oder mehrerer Haupteinspritzungen kommt in der Motorentwicklung in bestimmten Fällen eine zündungsnahe Minimaleinspritzung zur Verbesserung des Laufruheverhaltens zum Einsatz. Die Einspritzung einer Kleinstmenge, kurz vor der Zündung, bewirkt meist eine Verbesserung der Entflammungsbedingungen im Zündkerzenbereich. Zur Untersuchung des Einflusses einer zündungsnahe Minimaleinspritzung beim Miller-Brennverfahren wird am Einzylinderaggregat EZ 3 der Einspritzzeitpunkt einer Kleinstmenge vor dem Zündzeitpunkt variiert. Die Haupteinspritzung befindet sich währenddessen konstant bei 290°KWv.ZOT. Die Auswirkungen dieser Untersuchung auf die Verbrennungsstabilität und das Partikelverhalten sind in Abbildung 6-40 ersichtlich.

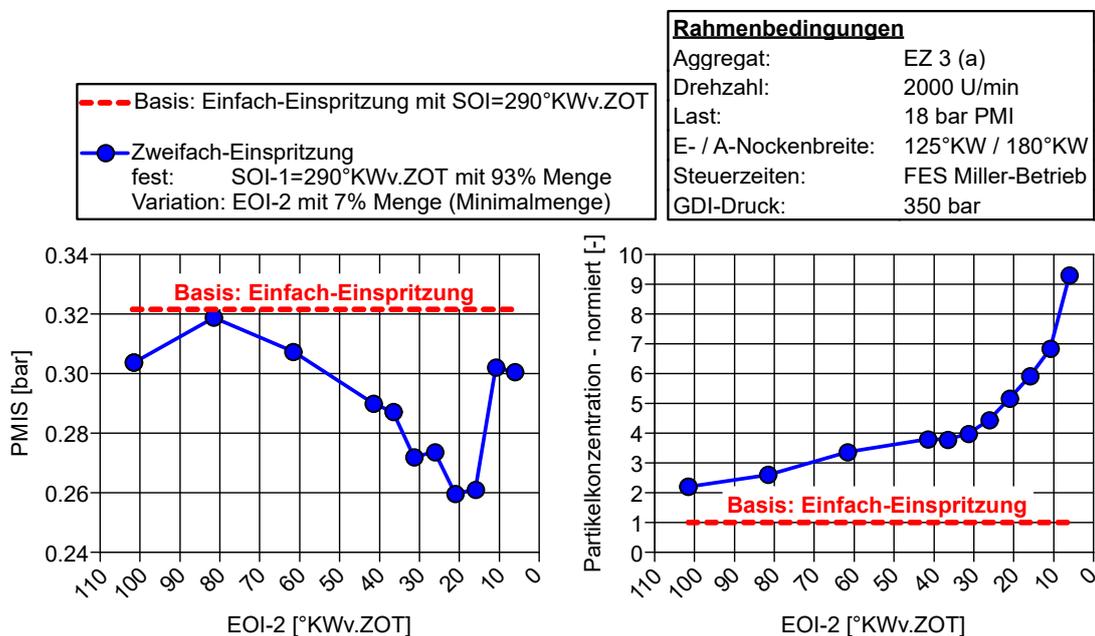


Abbildung 6-40: Variation des GDI-Einspritzzeitpunktes einer Kleinstmenge

Die Messdaten in Abbildung 6-40 verdeutlichen, dass die Einspritzung einer Kleinstmenge im Bereich von 20°KWv.ZOT bei höherer Teillast zu einer Stabilisierung der Verbrennung führt. Im Vergleich zu einer Einfach-Einspritzung wird somit das Laufruheverhalten deutlich verbessert. Allerdings steigt dabei die Partikelkonzentration um das Fünffache. Umso später die Einspritzung der Kleinstmenge erfolgt, desto stärker nehmen die Partikelemissionen zu. Dieses Verhalten ist darauf zurückzuführen, dass mit abnehmendem Abstand zwischen

Einspritzung und Zündung die Gemischaufbereitung verschlechtert wird, was wiederum eine partikelbildende diffusive Verbrennung begünstigt. Zudem fördert das lokal fette Gemisch im Zündkerzenbereich infolge der Kleinstmengeneinspritzung die Partikelbildung.

In Anbetracht der Auswirkungen einer zündungsnahen Minimaleinspritzung stellt sich die Frage, ob eine Aufspaltung der Haupteinspritzung in mehrere kleine Einzelspritzungen zusätzliche Vorteile für das Verbrennungs- und Partikelverhalten bietet. Zur tiefgreifenden Analyse des Einflusses einer solchen Mehrfach-Einspritzung kommen zwei Methoden zum Einsatz. Bei der ersten Methode wird auf eine zündungsnahen Minimaleinspritzung verzichtet und stattdessen die einzuspritzende Gesamtmenge in bis zu fünf gleich große Einzelspritzungen aufgeteilt. Ausgehend vom Einspritzzeitpunkt bei 290°KWv.ZOT findet dann eine Variation des Abstandes zwischen den einzelnen Einspritzungen statt, wodurch die Gesamtlänge des entsprechend aufgefächerten Einspritzbereiches zunimmt. Bei der zweiten Methode wird eine Kleinstmengeneinspritzung bei 20°KWv.ZOT ausgeführt. Analog zur ersten Methode erfolgt dann zusätzlich eine Aufteilung der Haupteinspritzung in bis zu vier Einzelspritzungen sowie eine Variation des Abstandes zwischen den jeweiligen Einspritzungen. Inklusive der Minimaleinspritzung sind somit bis zu fünf Einspritzungen pro Arbeitsspiel möglich. Eine schematische Darstellung beider Methoden am Beispiel einer Fünffacheinspritzung ist in Abbildung 6-41 aufgeführt.

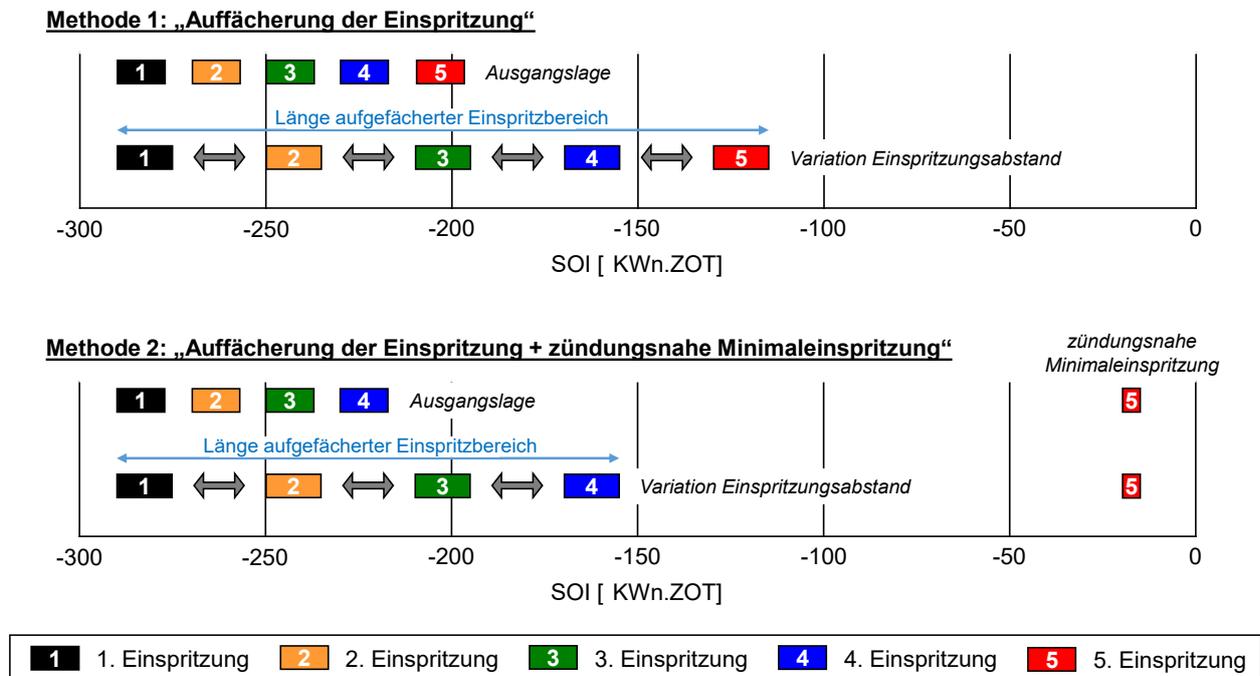


Abbildung 6-41: Methoden zur Voruntersuchung der GDI-Mehrfach-Einspritzung

In Abbildung 6-42 sind die erzeugten Messergebnisse nach Durchführung der beiden Methoden dargestellt. Die jeweiligen Diagramme zeigen den Einfluss der Gesamtlänge des aufgefächerten Einspritzbereiches auf das Verbrennungs- und Partikelverhalten. Als Referenz zu den Mehrfach-Einspritzungsstrategien sind zusätzlich die entsprechenden Werte für eine Einfach-Einspritzung bei 290°KWv.ZOT und 230°KWv.ZOT eingezeichnet. Mit der Untersuchung wird deutlich, dass eine Mehrfach-Einspritzung gegenüber einer Einfach-Einspritzung grundsätzlich zu einem Anstieg der Partikelkonzentration führt. Dabei verhalten sich Mehrfach-Einspritzungen mit zündungsnaher Minimaleinspritzung nach der zweiten Methode wesentlich partikelkritischer als die Mehrfach-Einspritzungen nach der ersten Methode. Allgemein lässt sich mit Zunahme der Gesamtlänge des aufgefächerten Einspritzbereiches auch ein Anstieg der Partikelemissionen beobachten, was vorrangig auf eine Verkürzung der Homogenisierungsdauer zurückgeführt werden kann. Letztendlich wird durch die Analyse erkennbar, dass die

Mehrfach-Einspritzstrategien unter den gegebenen Rahmenbedingungen im Versuch keine Verbesserung der Gemischaufbereitung im Vergleich zu einer Einfach-Einspritzung erzielen. Im Hinblick auf das Verbrennungsverhalten zeigen einige Mehrfach-Einspritzungsstrategien jedoch deutliche Vorteile. So bewirkt eine Vierfach- und Fünffacheinspritzung ohne zündungsnahe Minimaleinspritzung bei einer Länge des Einspritzbereiches von ca. 100°KW eine deutliche Stabilisierung der Verbrennung. Neben einer Steigerung der Klopfestigkeit entsteht im Vergleich zu einer Einfach-Einspritzung auch eine massive Reduktion des Kraftstoffverbrauches. Eine vergleichbare Laufruhe und Klopfestigkeit kann alternativ nur über eine partikelkritische zündungsnahe Minimaleinspritzung erzielt werden. Somit lässt sich, trotz Verzicht auf eine zündungsnahe Kleinstmengen-einspritzung, mit der Vierfach- oder Fünffacheinspritzung nach der ersten Methode eine Verbesserung der Verbrennungswerte bei gleichzeitiger Senkung des Partikelemissionsniveaus erreichen.

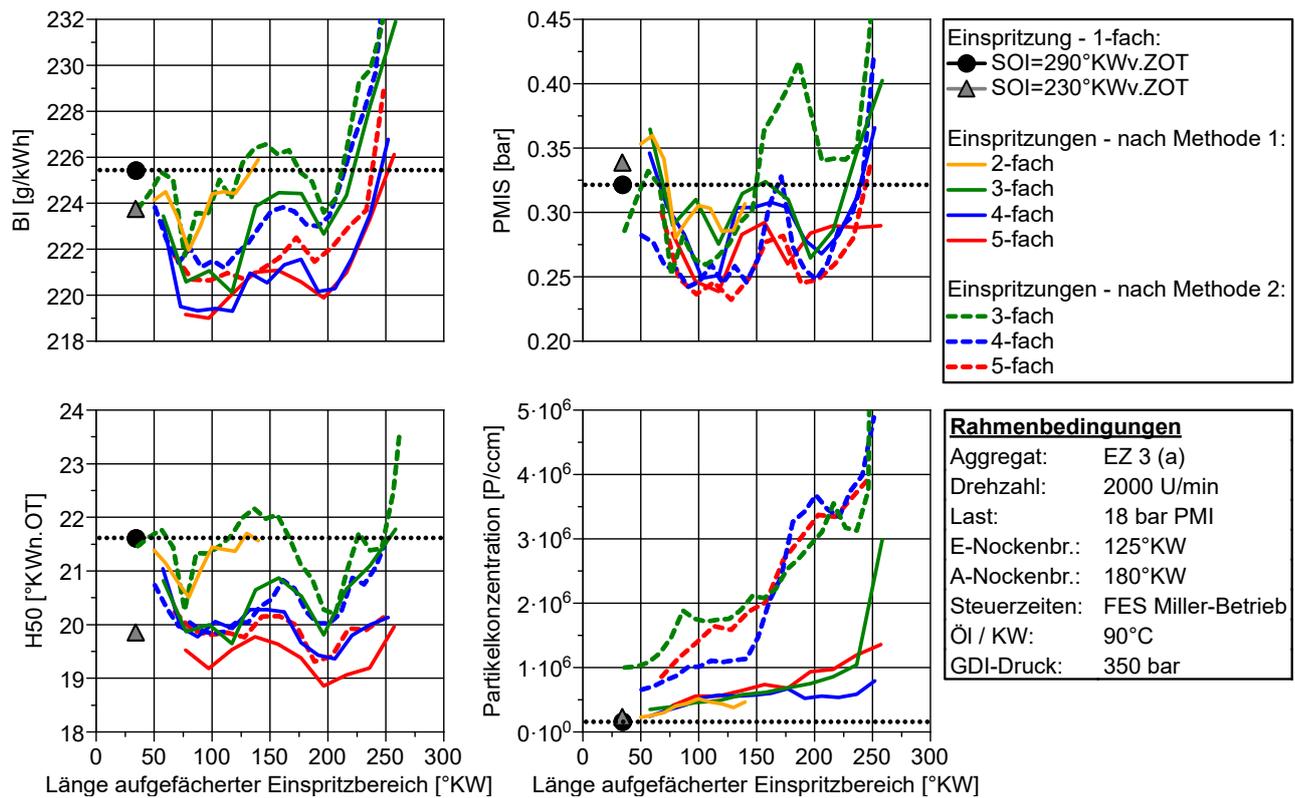


Abbildung 6-42: Einfluss einer GDI-Mehrfach-Einspritzung auf das Verbrennungs- und Partikelverhalten

6.3.2 Verbrennungs- und Partikelanalyse mit 500 bar Kraftstoffeinspritzung

Für minimale Partikelemissionen ist eine vollständige Aufbereitung des Kraftstoffes bis zur Zündung essentiell. Darüber hinaus ist eine gute Homogenisierung des Gemisches anzustreben sowie Wandbenetzungsvorgänge zu vermeiden. Um eine optimale Gemischaufbereitung zu erreichen ist eine schnelle Verdampfung des Kraftstoffes notwendig. Ein Ansatz, um die Verdampfungszeit zu verkürzen ist das Kraftstoffspray möglichst fein zu zerstäuben. Vor diesem Hintergrund werden im Folgenden die Auswirkungen einer weiteren Erhöhung des Kraftstoffdruckes bewertet. Im Rahmen dieser Arbeit werden die Untersuchungen standardmäßig mit einem bereits verhältnismäßig hohen Kraftstoffdruck von 350 bar unter Einsatz eines speziell ausgelegten Injektorprototypen durchgeführt. Zur Untersuchung des Einflusses einer weiteren Kraftstoffdruckerhöhung wird dieser Injektor für einen Betrieb mit 500 bar Kraftstoffdruck weiterentwickelt. Unter Beibehaltung des Spraybildes findet zusätzlich eine Reduktion der Einspritzlochdurchmesser statt.

In Tabelle 6-1 sind die Spezifikationen der beiden Kraftstoffinjektoren für einen Betrieb mit einem maximalen Kraftstoffdruck von 350 bar (GDI-Injektor-A) und 500 bar (GDI-Injektor-B) aufgeführt. Ergänzend zeigt Abbildung 6-43 den Durchfluss der Injektoren abhängig von der Ansteuerzeit und dem Kraftstoffdruck. Den abgebildeten Injektorkennlinien zufolge ist der statische Durchfluss des GDI-Injektors-B soweit reduziert, sodass der Injektor bei einem Betrieb mit 500 bar, bei gleicher Ansteuerzeit, nahezu dieselbe Kraftstoffmenge durchsetzt wie der GDI-Injektor-A mit 350 bar. Um die Einflüsse auf das Verbrennungsverhalten beurteilen zu können, erfolgen die Untersuchungen im stationären Betrieb. Bei der Bewertung des Partikelverhaltens stehen dabei die grundlegende Wirkung des Kraftstoffdruckes, des statischen Durchflusses und der Einspritzstrategie auf die Partikelanzahl und die Partikelgrößenverteilung im Vordergrund. Im ersten Schritt finden die Analysen auf Basis einer Einfach-Einspritzung statt. Anschließend erfolgen weiterführende Untersuchungen mit Mehrfach-Einspritzstrategien. Es ist darauf hinzuweisen, dass das Partikelverhalten im transienten Betrieb unter anderem durch aktive Steuergerätefunktionen, Abweichungen in der Füllungserfassung oder veränderte Motortemperaturen von dem Verhalten im stationären Betrieb abweichen kann. Dies gilt es bei den folgenden Ergebnissen, welche sich ausschließlich auf die grundlegenden Zusammenhänge im stationären Betrieb fokussieren, stets zu berücksichtigen.

Bezeichnung	GDI-Injektor-A	GDI-Injektor-B
Arbeitsprinzip	magnetisch	magnetisch
Spraytechnologie	6 Loch Spray	6 Loch Spray
Statischer Durchfluss bei 100 bar	11 cm ³ /s	9,5 cm ³ /s
Maximaler Kraftstoffdruck	350 bar	500 bar

Tabelle 6-1: Spezifikationen der GDI-Injektor-Varianten

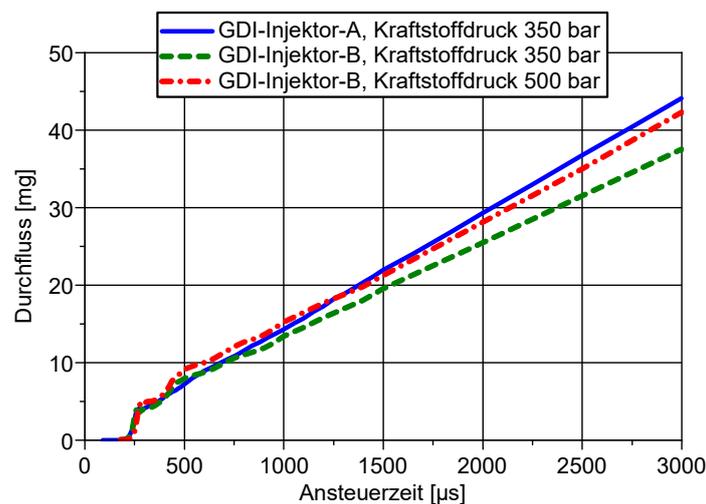


Abbildung 6-43: Kennlinien der GDI-Injektor-Varianten

Abbildung 6-44 veranschaulicht die Auswirkungen einer Kraftstoffdruckerhöhung auf das Verbrennungs- und Partikelverhalten bei einer Einfach-Einspritzung. Die Messergebnisse zeigen dabei einen Vergleich auf Basis einer SOI-Variation bei höherer Teillast am Einzylinderaggregat EZ 3. Um mögliche Effekte des reduzierten Einspritzlochdurchmessers des GDI-Injektors-B identifizieren zu können, wird dieser nicht nur mit 500 bar betrieben, sondern auch mit 350 bar wie der GDI-Injektor-A.

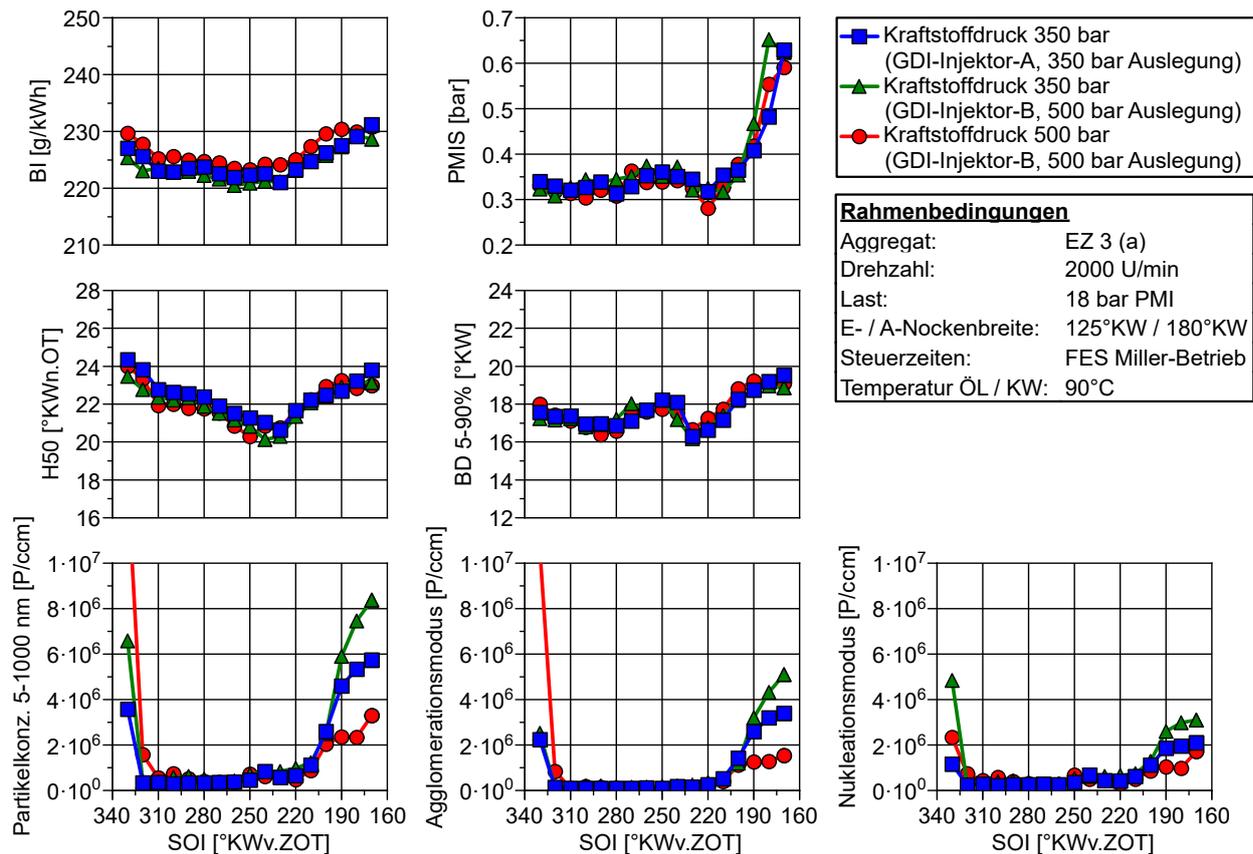


Abbildung 6-44: Einfluss einer Kraftstoffdruckerhöhung bei einer Einfach-Einspritzung

Beim Vergleich der Messreihen in Abbildung 6-44 zeigt sich, dass die Verbrennungswerte kaum Unterschiede aufweisen. So liegen die Messwerte der 50% Verbrennungsschwerpunktlagen, der Verbrennungsstabilitäten und der Brenndauern nahezu aufeinander. Einzig die Werte für den Kraftstoffverbrauch im Fall der 500 bar Einspritzung sind geringfügig erhöht, was allerdings noch im Bereich der Messtoleranz liegt. Aus theoretischer Sicht könnte mit einer schnelleren Gemischaufbereitung die Einspritzung später erfolgen, wodurch sich die Zeit für eine Gemischaufheizung beziehungsweise Vorreaktionen im Gemisch reduzieren würde. Bei einer Verminderung der Gemischaufheizung müssten positive Auswirkungen auf die Klopfestigkeit zu beobachten sein. Durch die Analyse wird jedoch klar, dass eine sehr späte Einspritzung aufgrund der abnehmenden Verbrennungsstabilität nicht sinnvoll ist. Zudem zeigt sich, dass weder eine Reduktion des Einspritzlochdurchmessers noch die Anhebung des Kraftstoffdruckes von 350 bar auf 500 bar einen signifikanten Einfluss auf das Verbrennungsverhalten besitzt. Eine weitere Klopfestigkeitssteigerung durch die 500 bar Technologie ist somit nicht möglich. Um Einflüsse der Kraftstoffdruckerhöhung auf die Partikelanzahl und Partikelgrößenverteilung zu identifizieren wird ein Cambustion DMS 500 Partikelgrößenklassifizierer eingesetzt. Im Bereich zwischen 320°KWv.ZOT und 200°KWv.ZOT liegen die Partikelkonzentrationen der jeweiligen Messreihen nahezu aufeinander. Eine Einspritzung früher als 320°KWv.ZOT führt zu einem deutlichen Anstieg der Partikelemissionen, was durch eine starke Kolbenbenetzung zu begründen ist. Bei einem solch frühen Einspritzzeitpunkt lassen sich Emissionsvorteile durch einen höheren Einspritzdruck oder einer Reduzierung der Einspritzlochdurchmesser nicht erkennen. Erst bei einem SOI später als 200°KWv.ZOT zeigen sich mit einem Kraftstoffdruck von 500 bar geringere Partikelkonzentrationen. Hierbei liegt ein direkter Zusammenhang mit der feineren Zerstäubung durch die Kraftstoffdruckerhöhung nahe. Im Gegensatz dazu bewirkt die Reduzierung der Einspritzlochdurchmesser auf Basis der 350 bar Einspritzung einen Anstieg der Partikelemissionen. Möglicherweise besteht hierbei ein Zusammenhang mit der verkürzten Gemischaufbereitungszeit, die durch die längere Einspritzdauer infolge des reduzierten statischen Durchflusses entsteht. Auch wenn die 500 bar Einspritzung das Partikelverhalten nach

200°KW_v.ZOT positiv beeinflusst, bleibt insgesamt zu erwähnen, dass es im Hinblick auf ein optimales Verbrennungsverhalten nicht zielführend ist eine Einspritzung in diesem Bereich vorzunehmen. Ergänzend verdeutlicht die Aufteilung der Partikelkonzentrationen in den Nukleations- und Agglomerationsmodus, dass die Verteilung der Partikelgrößen durch die Kraftstoffdruckerhöhung kaum verändert wird.

Abbildung 6-45 zeigt das Verbrennungs- und Partikelverhalten bei einer Mehrfach-Einspritzung für einen Kraftstoffdruck von 350 bar und 500 bar. Die jeweiligen Mehrfach-Einspritzungen werden dabei analog zu der Vorgehensweise in Kapitel 6.3.1 nach Methode 1 ohne zündungsnahe Minimaleinspritzung ausgeführt. Die Abstände zwischen den Einspritzungen sind dabei so gewählt, dass ein möglichst hoher Wirkungsgrad entsteht. Um das Partikelverhalten auch unter erschwerten Bedingungen für die Gemischbildung bewerten zu können, finden die Untersuchungen nicht nur bei warmen Motortemperaturen statt, sondern auch bei deutlich kühleren. Hierfür werden die Kühlwasser- und Öltemperatur jeweils für den warmen Zustand auf 90°C und für den kalten Zustand auf 40°C konditioniert.

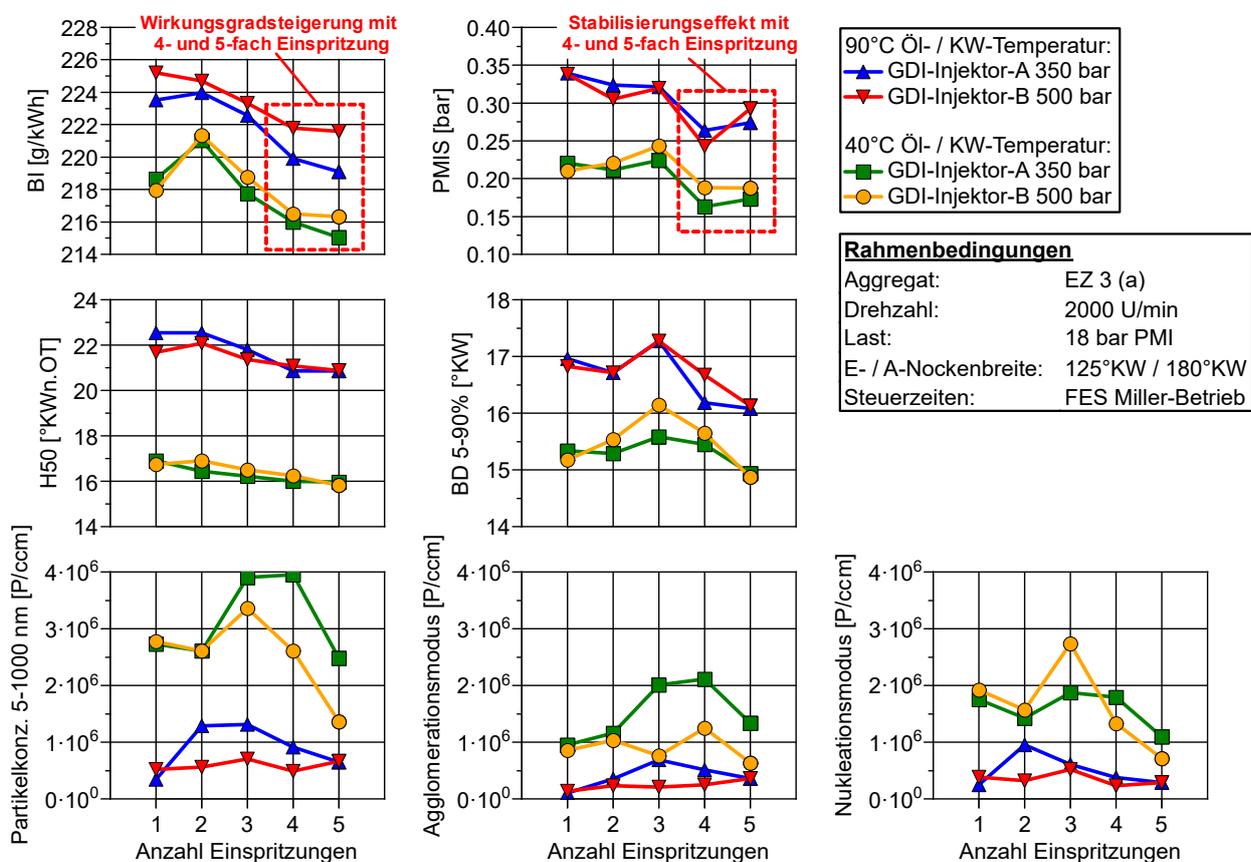


Abbildung 6-45: Einfluss einer Kraftstoffdruckerhöhung bei einer Mehrfach-Einspritzung

Die Messergebnisse in Abbildung 6-45 verdeutlichen für die jeweilige Anzahl an Einspritzungen, dass das Verbrennungsverhalten bei einer 350 bar und 500 bar Kraftstoffeinspritzung nahezu identisch ist. Einzig die Werte für den Kraftstoffverbrauch sind im Fall der 500 bar Einspritzung teilweise leicht erhöht. Insgesamt decken sich diese Beobachtungen mit den Untersuchungsergebnissen der Einfach-Einspritzung in Abbildung 6-44, die zeigen, dass sich eine Kraftstoffdruckerhöhung auf 500 bar nicht wesentlich auf das Verbrennungsverhalten auswirkt. Die Wirkungsgrad- und Laufruhesteigerung durch Anwendung der Vierfach- und Fünffacheinspritzung nach Methode 1 ist sowohl bei warmem Motor als auch bei kaltem Motor klar ersichtlich. Im Hinblick auf das Partikelverhalten wird deutlich, dass bei kaltem Motor überwiegend mehr Partikel entstehen als im warmen Zustand. Bei einer Mehrfach-Einspritzung kann dabei die Partikelkonzentration im Agglomerationsmodus durch die Anhebung des Kraftstoffdruckes von 350 bar auf 500 bar vorrangig bei kaltem Motor teilweise leicht

abgesenkt werden. Entsprechend erzielt die 500 bar Technologie eher bei kaltem Motor Partikelemissionsvorteile als bei warmem Motor. Dagegen lassen sich die Konzentrationen im Nukleationsmodus durch die Kraftstoffdruckanhebung tendenziell wenig beeinflussen.

EZ 3 (a), 2000 U/min, 18 bar PMI, FES Miller-Betrieb, Temperatur Öl / KW = 90 C

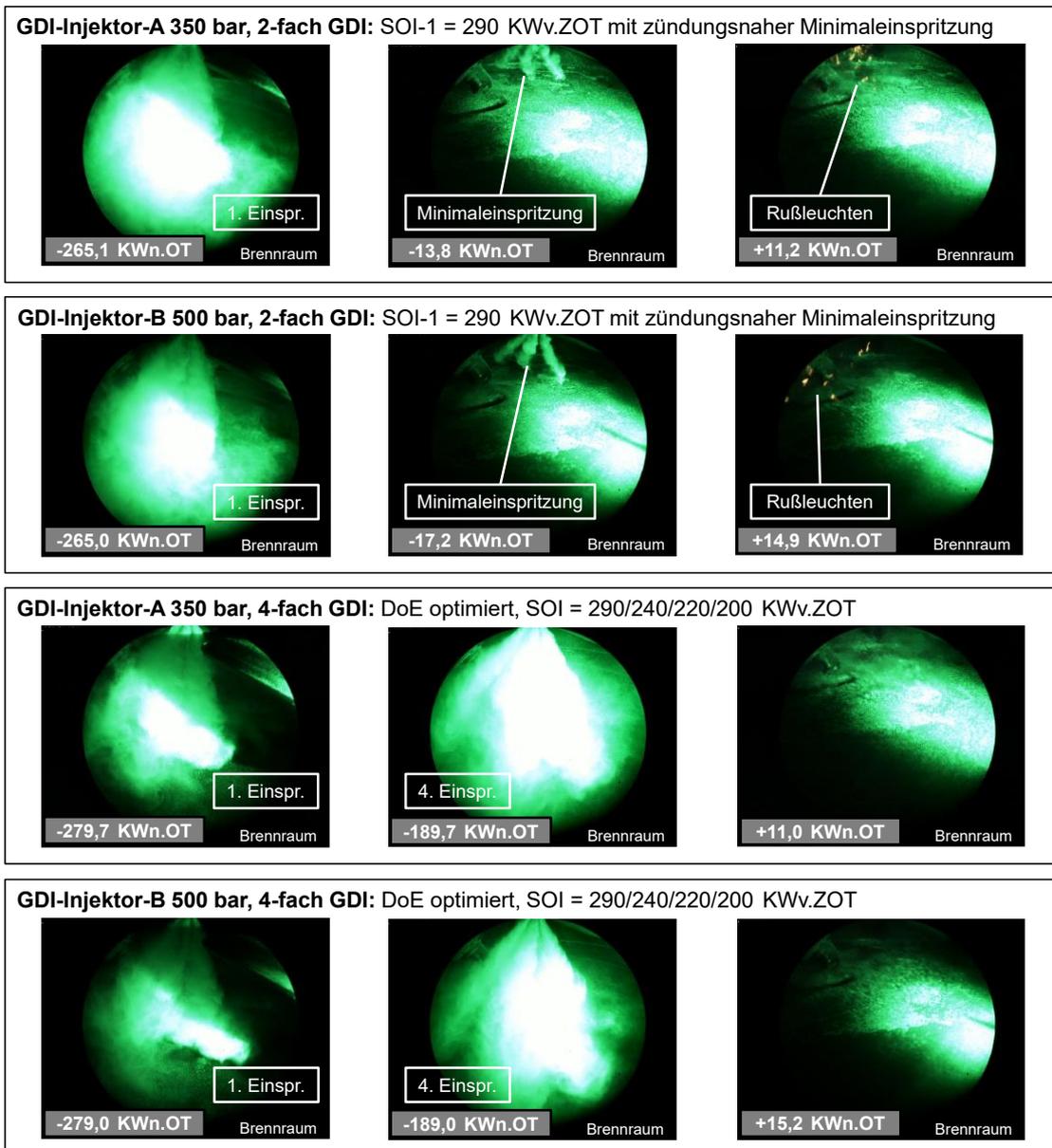


Abbildung 6-46: Optische Aufnahmen von Miller-Einspritzstrategien bei Einspritzdruckvariation

Insgesamt ist in Abbildung 6-45 mit einer Erhöhung der Anzahl der Einspritzung kein klarer Trend der Partikelkonzentrationen zu erkennen. Dies gilt sowohl für die Partikelanzahl als auch für die Partikelgrößenverteilung. Ein eindeutiger Zusammenhang zwischen der Anzahl der Einspritzungen und der Gemischaufbereitungsgüte kann somit ausgeschlossen werden. Bedeutender für das Partikelemissionsniveau ist eher die Menge und der Zündabstand des Einspritzzeitpunktes der letzten Einspritzung. Auch ein Einfluss durch das zum jeweiligen Einspritzzeitpunkt vorliegende Ladungsbewegungsniveau ist naheliegend.

Abschließend zeigt Abbildung 6-46 optische Brennräumtaufnahmen für eine Zweifach-Einspritzung, welche sich aus einer Haupteinspritzung bei einem SOI von 290°KWv.ZOT und einer zündungsnahen Minimaleinspritzung zusammensetzt. Zum Vergleich dazu ist eine Vierfach-Einspritzung ohne Kleinstmengeneinspritzung dargestellt,

bei welcher die Kraftstoffmenge in vier identische Teilmengen im Ansaugtakt aufgeteilt wird. Beide Einspritzstrategien werden jeweils mit 350 bar (GDI-Injektor-A) und mit 500 bar (GDI-Injektor-B) ausgeführt. Die Einspritzungen erfolgen im FES Miller-Betrieb bei 2000 U/min und 18 bar PMI am Einzylinderaggregat EZ 3 (a), dessen Öl- und Kühlwassertemperatur auf 90°C konditioniert ist. Mit den optischen Aufnahmen lässt sich deutlich erkennen, dass die zündungsnaher Minimaleinspritzung sowohl bei einem Einspritzdruck von 350 bar als auch bei 500 bar zu einem Rußleuchten im Bereich der Zündkerze führt. Im Gegensatz dazu ist bei Anwendung der Vierfach-Einspritzung kein Rußleuchten nach der Zündung zu sehen. Mit diesem Vergleich wird offensichtlich, dass sich das Potential der 500 bar Technologie zur Partikelreduktion durch Einspritzstrategien mit zündungsnaher Minimaleinspritzung vermindert. Die Kraftstoffdruckerhöhung bewirkt somit keine sichtbar verbesserte Aufbereitung der Kleinstmenge kurz vor der Zündung. Für eine möglichst partikelarme Verbrennung mit 500 bar Einspritzdruck ist folglich eine vorhergehende Optimierung der Einspritzstrategie essentiell.

6.3.3 Potential optimierter Miller-Kraftstoffeinspritzungsstrategien

Mit den Voruntersuchungen zur Mehrfach-Einspritzung in Kapitel 6.3.1 wird ersichtlich, dass durch die Aufteilung der gesamten Kraftstoffmasse in vier bis fünf einzelne ausgeführte Einspritzungen im Ansaugtakt ein vergleichbarer Stabilisierungseffekt hervorgerufen werden kann, wie durch eine Einspritzstrategie mit partikelkritischer zündungsnaher Minimaleinspritzung. Zudem wirkt sich diese Vier-, beziehungsweise Fünffach-Einspritzung positiv auf die Klopfestigkeit und den Kraftstoffverbrauch aus. Die Verteilung der Einspritzungen im Ansaugtakt erfolgt im Rahmen der Voruntersuchungen aufgrund der angewendeten Analysemethodik mit nahezu äquidistanten Abständen. Hierbei stellt sich die Frage, ob eine weitere Optimierung der einzelnen Einspritzzeitpunkte möglich ist. Bei Einzylinder-Forschungsaggregaten, welche mit dem FI2RE-System betrieben werden, ist die maximale Anzahl der Einspritzungen nur durch den eingesetzten Injektortyp limitiert. Im Gegensatz dazu unterstützt das an den Vollmotoraggregaten eingesetzte Steuergerät nur die Ausführung von maximal vier Einspritzungen. Bei vier Einspritzungen und Einspritzzeitpunkten mit nicht äquidistanten Abständen ergeben sich unzählige Kombinationsmöglichkeiten. Eine Untersuchung über einen vollfaktoriellen Versuchsplan wäre mit einem beträchtlichen Versuchsaufwand verbunden. Analog zu Kapitel 6.2.1 (vgl. DoE-Optimierung der Tumblewellenpositionen) findet die weitere Optimierung der Vierfach-Einspritzung daher mit Hilfe eines DoE-Verfahrens statt (siehe DoE-Intersection-Grafik im Anhang B).

Mittels des Injektorstroms zeigt Abbildung 6-47 die Einspritzzeitpunkte und den Einspritzbereich ausgewählter Mehrfach-Einspritzstrategien. Bei der ersten Einspritzstrategie handelt es sich um eine Dreifach-Einspritzung mit zündungsnaher Minimaleinspritzung, welche zur Verbrennungsstabilisierung beim Miller-Brennverfahren im höheren Lastbereich eingesetzt werden kann. Nachfolgend ist die Vierfach-Einspritzung abgebildet, welche ebenfalls einen Stabilisierungseffekt bei verhältnismäßig niedrigeren Partikelemissionen in Einzylinderversuchen aufweist (vgl. Kapitel 6.3.1). Diese Einspritzstrategie, welche über nahezu äquidistante Abstände der vier Einspritzzeitpunkte verfügt, dient als Ausgangsbasis für die DoE-Optimierung. Das DoE-Verfahren kommt dabei jeweils auf Grundlage einer 125°KW und 110°KW breiten Einlassnocke zur Anwendung.

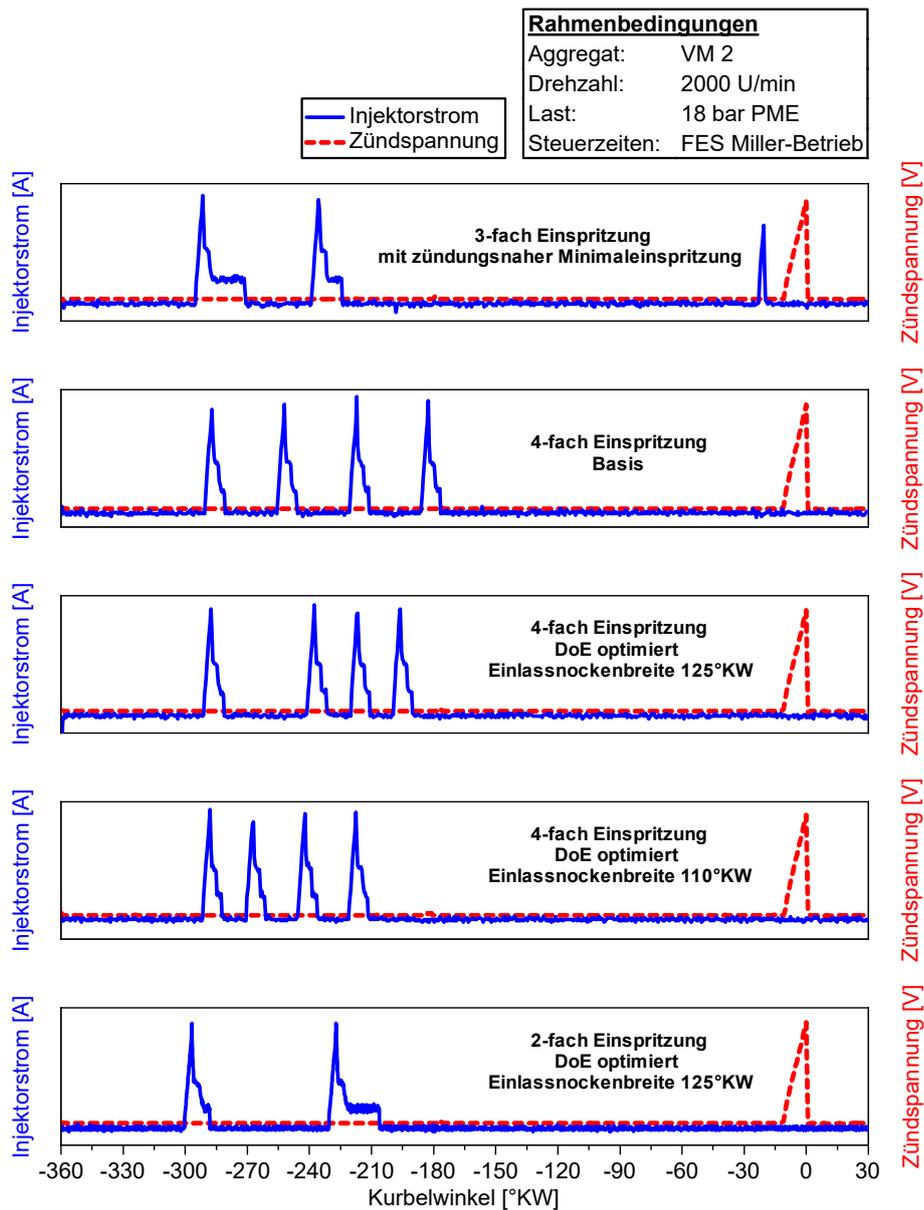


Abbildung 6-47: Optimierte GDI-Mehrfach-Einspritzstrategien für das Miller-Brennverfahren

Die entsprechend DoE optimierten Einspritzzeitpunkte der Vierfach-Einspritzung sind ebenfalls in Abbildung 6-47 zu sehen. Für die DoE-Analyse werden beide Einlassnocken mit frühem Einlass-Öffnet bei 5°KWn.OT betrieben. Somit schließt die 110°KW breite Einlassnocke 15°KW früher als die 125°KW breite Einlassnocke. Der Fokus der Optimierung liegt vorrangig auf dem Kraftstoffverbrauch, der Klopfestigkeit, der Verbrennungsstabilität und den Partikelemissionen. Die abgebildeten Einspritzzeitpunkte zeigen somit den optimal möglichen Kompromiss dieser Kriterien. Im Vergleich zur Ausgangsbasis der Vierfach-Einspritzung führt die DoE-Optimierung im Fall der 125°KW breiten Einlassnocke dazu, dass sich die letzten drei Einspritzungen im Bereich zwischen 240°KWv.ZOT und 190°KWv.ZOT konzentrieren. Im Fall der 110°KW breiten Einlassnocke rücken diese letzten drei Einspritzungen weiter nach vorne, wobei ein Bereich zwischen 270°KWv.ZOT und 210°KWv.ZOT abgedeckt wird. Hieraus lässt sich schlussfolgern, dass die optimale Lage der Einspritzzeitpunkte von der Ventilsteuerung abhängig ist. Daher ist eine Optimierung, die auf Basis einer bestimmten Miller-Nockenform durchgeführt wurde, nicht ohne Weiteres auf Motorkonfigurationen mit anderen Nockenformen und Steuerzeiten übertragbar. Für ein optimales Verbrennungs- und Partikelverhalten muss die Einspritzstrategie individuell auf die jeweilige Ventilsteuerungsstrategie angepasst werden. Da die Ladungsbewegung maßgeblich

durch den Schließzeitpunkt und die Nockenform beeinflusst wird, liegt ein direkter Zusammenhang mit der optimalen Lage der jeweiligen Einspritzzeitpunkte nahe.

Bei den Vierfach-Einspritzungen werden die Kraftstoffmassen stets äquivalent auf die jeweiligen Einspritzungen verteilt. Um darüber hinaus den Einfluss einer ungleichen Kraftstoffmassenverteilung bewerten zu können, wird eine weitere DoE-Optimierung auf Basis einer 125°KW breiten Einlassnocke durchgeführt. Die Optimierung findet unter Verwendung einer Zweifach-Einspritzung statt, mit welcher sich verhältnismäßig große Massenunterschiede darstellen lassen (siehe DoE-Intersection-Grafik im Anhang B). Da neben der Massenverteilung nur die Lage des ersten und zweiten Einspritzzeitpunktes betrachtet werden, fällt die Anzahl an Variationsparametern zudem relativ gering aus. Die DoE optimierte Zweifach-Einspritzung, deren Injektorstromverlauf in Abbildung 6-47 zu sehen ist, besitzt den ersten Einspritzzeitpunkt bei 300°KWv.ZOT mit einem Kraftstoffmassenanteil von 30%. Der zweite Einspritzzeitpunkt verfügt über einen Kraftstoffmassenanteil von 70% und liegt bei 230°KWv.ZOT. Auffälligerweise bringt damit die zweite Einspritzung den größeren Kraftstoffmassenanteil in einem ähnlichen Kurbelwinkelbereich ein, der auch von den letzten drei Einspritzungen der DoE optimierten Vierfach-Einspritzung abgedeckt wird.

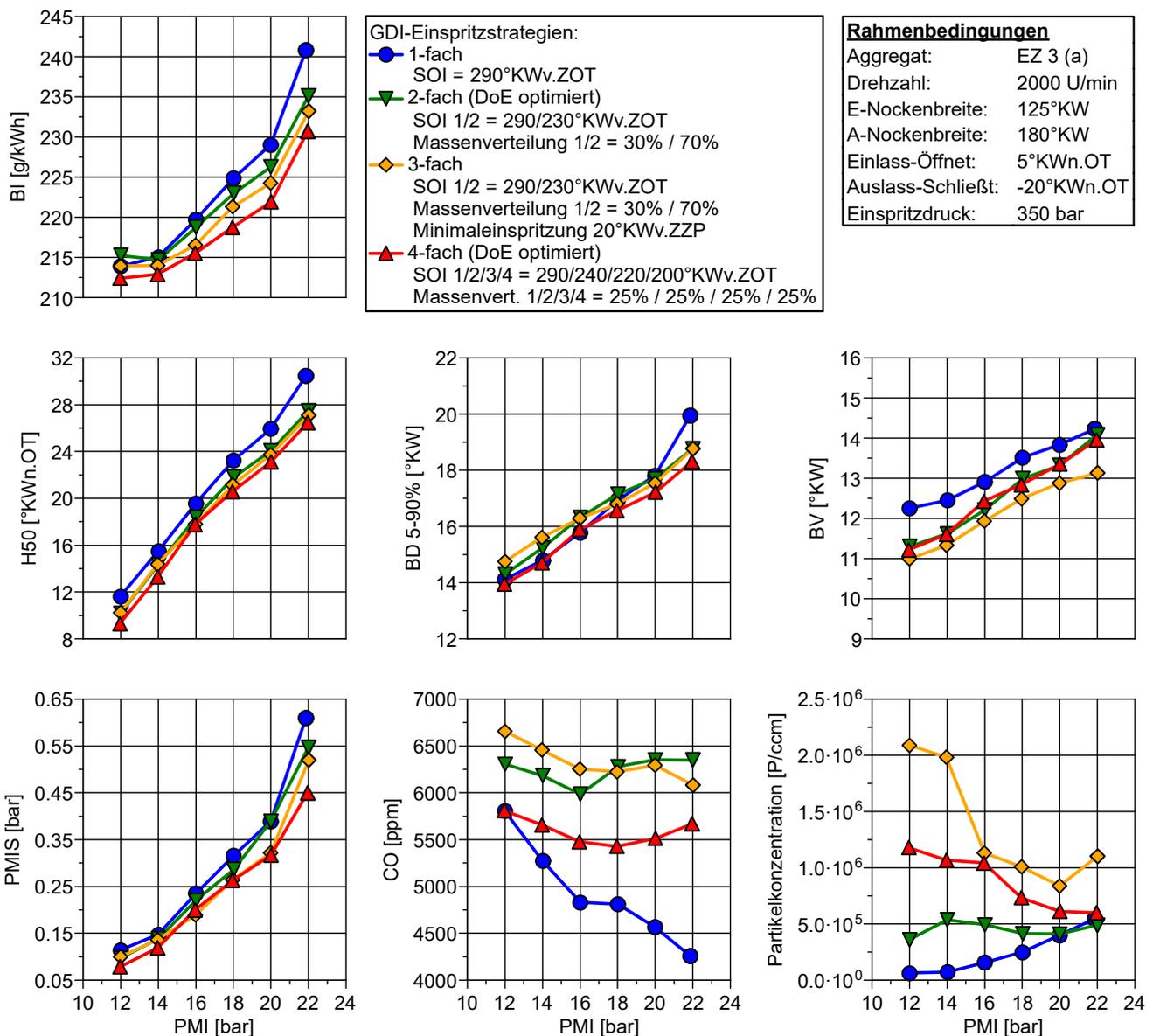


Abbildung 6-48: Vergleich ausgewählter Miller-Einspritzstrategien am Einzylinder EZ 3

Rahmenbedingungen
 Aggregat: VM 2 (a)
 E- / A-Nockenbreite: 125°KW / 180°KW
 Steuerzeiten: FES Miller-Betrieb

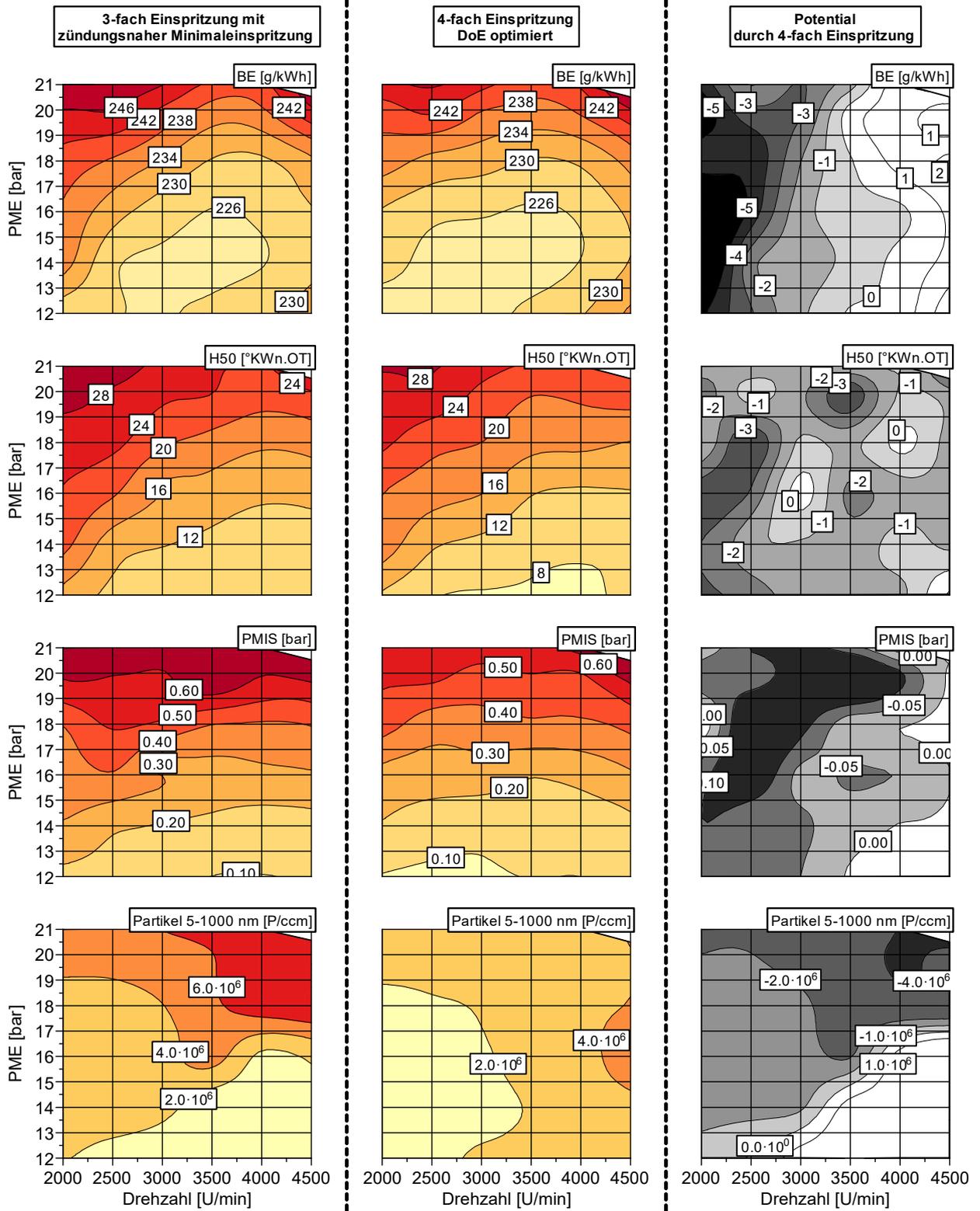


Abbildung 6-49: Potential der Vierfach-Kraftstoffeinspritzung am Vollmotor VM 2

Abbildung 6-48 zeigt das Verbrennungs- und Partikelverhalten ausgewählter Miller-Einspritzstrategien in einem Teillastschnitt am Einzylinder EZ 3. Neben der Bewertung einer Einfach-Einspritzung als Referenz sind die Messwerte von optimierten Mehrfach-Einspritzstrategien in Form einer Zweifach- und Vierfach-Einspritzung aufgetragen. Für einen systematischen Vergleich befindet sich der erste Einspritzzeitpunkt jeweils bei 290°KWv.ZOT . Des Weiteren wird die Zweifach-Einspritzung um eine zündungsnaher Kleinstmengeneinspritzung ergänzt, sodass insgesamt eine Dreifach-Einspritzung entsteht. Der Vergleich der H50-Werte zeigt, dass die Klopfestigkeit durch die jeweiligen Mehrfach-Einspritzstrategien im Gegensatz zur Einfach-Einspritzung gesteigert werden kann. Den größten Kraftstoffvorteil erzielt die Vierfach-Einspritzung. Auch hinsichtlich der Verbrennungsstabilität bietet die Vierfach-Einspritzung ein hohes Potential, insbesondere im oberen Lastbereich. Ein solches Laufruhe-niveau wird teilweise nur von der Dreifach-Einspritzung mit zündungsnaher Minimalspritzung erreicht, wobei jedoch die Partikelkonzentration infolge der zündungsnahen Kleinstmengeneinspritzung steigt. Insgesamt veranschaulicht die Analyse, dass mit einer optimierten Zweifach-Einspritzung die Klopfestigkeit und der Kraftstoffverbrauch bei gleichzeitig niedrigen Partikelemissionen verbessert werden kann. Im Vergleich zur Einfach-Einspritzung erhöht sich bei der Zweifach-Einspritzung teilweise auch geringfügig die Laufruhe, jedoch wird dabei nicht das Niveau der Vierfach-Einspritzung erreicht.

Abbildung 6-49 veranschaulicht das Potential der DoE optimierten Vierfach-Einspritzung gegenüber der Dreifach-Einspritzung mit zündungsnaher Minimalspritzung am Vollmotor. Mit dem Vergleich der Einspritzstrategien stellt sich heraus, dass die Vierfach-Einspritzung den Kraftstoffverbrauch bei Drehzahlen unterhalb von 3500 U/min verbessert. Auch die 50% Verbrennungsschwerpunktlagen lassen sich um 1°KW bis 3°KW in Richtung früh verlagern. Ohne zündungsnaher Kleinstmengeneinspritzung wird dennoch ein gleichbleibendes oder teilweise leicht verbessertes Verbrennungsstabilitätsniveau erreicht. Hervorzuheben ist, dass mit der Vierfach-Einspritzung die Partikelemissionen in oberen Lastbereichen mehr als halbiert werden. Allerdings bleibt zu erwähnen, dass die Anwendung dieser Einspritzstrategie mit vier Einspritzpunkten oberhalb von 3500 U/min problematisch ist, da sich die Pausenzeiten zwischen den einzelnen Einspritzungen mit zunehmender Drehzahl deutlich verringern. Zu kurze Pausenzeiten können vom magnetisch betriebenen MLV-Injektor nicht mehr umgesetzt werden. Der Einsatz einer solchen Einspritzstrategie bei höheren Drehzahlen stellt somit hohe Anforderungen an das Injektorkonzept. Insgesamt lässt sich mit der DoE optimierten Vierfach-Einspritzung am Vollmotor nachweisen, dass in klopfempfindlichen Betriebsbereichen auf eine partikelkritische zündungsnaher Minimalspritzung verzichtet werden kann, ohne dabei Nachteile beim Verbrennungsverhalten in Kauf nehmen zu müssen.

Ergänzend veranschaulichen die Ergebnisse einer 3D-CFD-Simulationsrechnung [118] in Abbildung 6-50 inwieweit die optimierten Miller-Einspritzstrategien den Verlauf der turbulenten kinetischen Energie über den Kurbelwinkel beeinflussen. Der Verlauf wird grundsätzlich durch die vorhandene Motorgeometrie und die Steuerzeiten geprägt. In Überlagerung dazu ist deutlich zu erkennen, dass mit jedem Einspritzvorgang eine zusätzliche Erhöhung der turbulenten kinetischen Energie verzeichnet wird. Auffälligerweise erfolgt bei allen Einspritzstrategien der früheste Kraftstoffeintrag stets im Bereich stark ansteigender turbulenter kinetischer Energie. Weiterhin lässt sich bei den DoE optimierten Mehrfach-Einspritzstrategien, wie der Zweifach- und Vierfach-Einspritzung, beobachten, dass der größte Kraftstoffeintrag kurz vor einem deutlichen Abfall der turbulenten kinetischen Energie stattfindet. Insgesamt korreliert die Lage der DoE optimierten Einspritzzeitpunkte mit dem Bereich hoher turbulenter kinetischer Energie im Brennraum. Zum Zündzeitpunkt bei ca. 720°KW liegen bei allen Einspritzstrategien die Verläufe auf einem ähnlichen Niveau. Folglich bietet dieses Simulationsergebnis keine direkten Hinweise für das vorteilhafte Verbrennungsverhalten der Mehrfach-Einspritzstrategien. Aus den Verläufen lässt sich sogar deuten, dass die DoE optimierte Zweifach- und Vierfach-Einspritzung zu einem frühen Teilerfall der Ladungsbewegungsstruktur in turbulente Strömungen beiträgt, was theoretisch eher ein Nachteil ist.

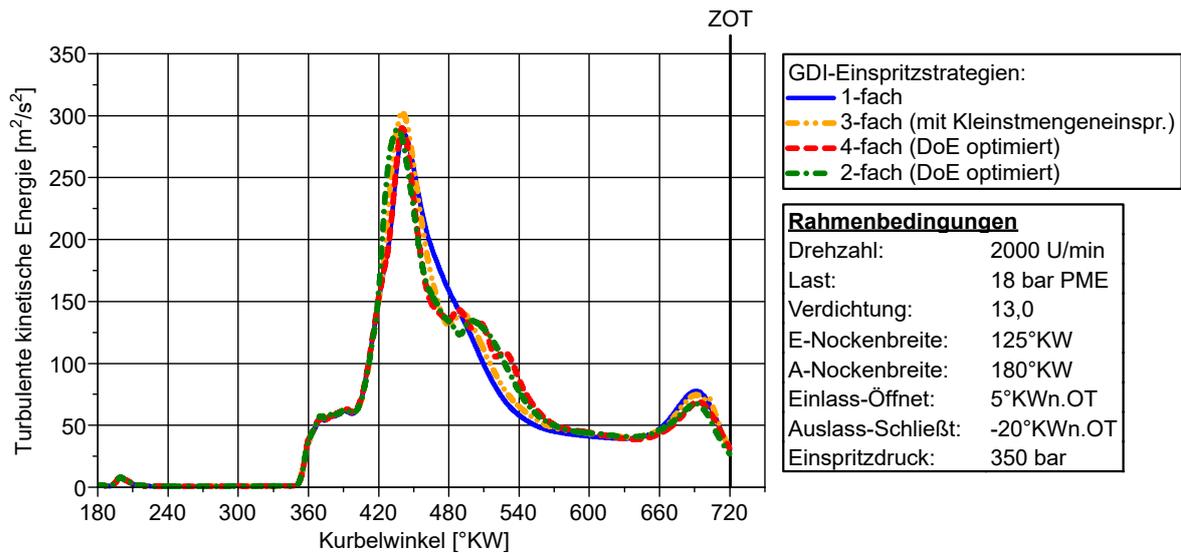


Abbildung 6-50: Einfluss der Einspritzstrategie auf den Verlauf der TKE im Brennraum [118]

Dementsprechend müssen andere Mechanismen für die klopfestigkeits- und laufruhesteigernde Wirkung der Mehrfach-Einspritzstrategien verantwortlich sein. Diesbezüglich lässt sich vermuten, dass im Bereich hoher turbulenter kinetischer Energie eine gute Gemischaufbereitung unterstützt wird. Im Vergleich zur Einfach-Einspritzung bringen die DoE optimierte Zweifach- und Vierfach-Einspritzung den größten Kraftstoffmassenanteil später ein. Somit bleibt weniger Zeit zum Aufheizen des Gemisches, wodurch zum Zündzeitpunkt ein größerer Gemischkühlungseffekt vorliegt, der eine Klopfestigkeitssteigerung begünstigt. Die Mehrfach-Einspritzung verhindert dabei, dass bei der letzten Einspritzung vor der Zündung eine zu große Kraftstoffmenge eingebracht wird, welche zwar die Klopfestigkeit steigern könnte, allerdings aufgrund der verkürzten Gemischaufbereitungszeit auch die Partikelbildung anregen würde. Unter Verwendung einer zündungsnahen Minimal-einspritzung, wie bei der Dreifach-Einspritzung, kommt dahingegen der Effekt zum Tragen, dass im Bereich der Zündkerze ein leicht fettes Gemisch entsteht, welches eine Erhöhung der Ausbreitungsgeschwindigkeit der Flammenfront begünstigt, was wiederum für einen kürzeren Brennverzug und eine stabilere Entflammung förderlich ist. Die lokale Lambda-Verteilung der verschiedenen Einspritzstrategien, kurz vor dem Zündzeitpunkt, ist in Abbildung 6-51 zu sehen.

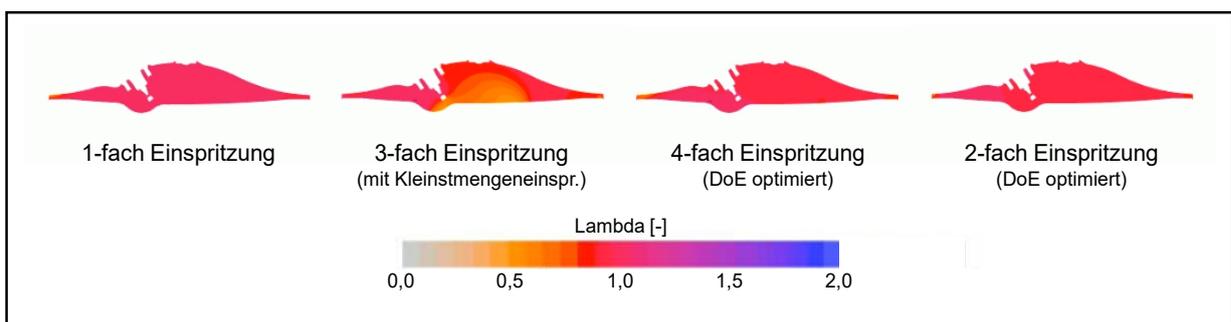


Abbildung 6-51: Lokale Lambda-Verteilung zum ZZP mit verschiedenen Miller-Einspritzstrategien [118]

6.4 Wassereinspritzung beim Miller-Brennverfahren

Die folgenden Kapitel beschäftigen sich mit einer umfassenden Analyse der Wassereinspritzungstechnologie auf Basis des Miller-Brennverfahrens. Im Rahmen von Voruntersuchungen wird die grundlegende Wirkung der Wassereinspritzung auf das Verbrennungs- und Emissionsverhalten untersucht. Nach Bewertung von unterschiedlichen Wassereinspritzkonzepten erfolgt die Übertragung gewonnener Erkenntnisse auf den Vollmotor sowie eine Erprobung unterschiedlicher Wasser-Kraftstoff-Einspritzstrategien. Abschließend werden verschiedene Ansätze zur weiteren Steigerung des Wasserwirkungsgrades sowie mögliche Strategien für eine partikelarme Wassereinspritzung betrachtet.

6.4.1 Voruntersuchungen zur Wassereinspritzung

Wie bereits im Grundlagenkapitel 3.4 erläutert, führt die Wassereinspritzung bei höheren Lasten zu einer Klopfestigkeitssteigerung. Das Einzylinderaggregat EZ 1 (b) bietet die Möglichkeit zur Einspritzung von Wasser in den Einlasskanal oder direkt in den Brennraum (vgl. Kapitel 5.1). Mit experimentellen Untersuchungen wird daher geklärt, wie sich die Anwendung dieser Wassereinspritzkonzepte in Kombination mit dem ebenfalls klopfestigkeitssteigernden Miller-Brennverfahren auswirkt.

Um zu prüfen, welchen Einfluss der Einspritzzeitpunkt des Wassers besitzt, wird mit den jeweiligen Wassereinspritzkonzepten eine Variation des Einspritzzeitpunktes (SOI) durchgeführt. Die daraus resultierenden 50% Verbrennungsschwerpunktlagen sind in Abbildung 6-52 festgehalten.

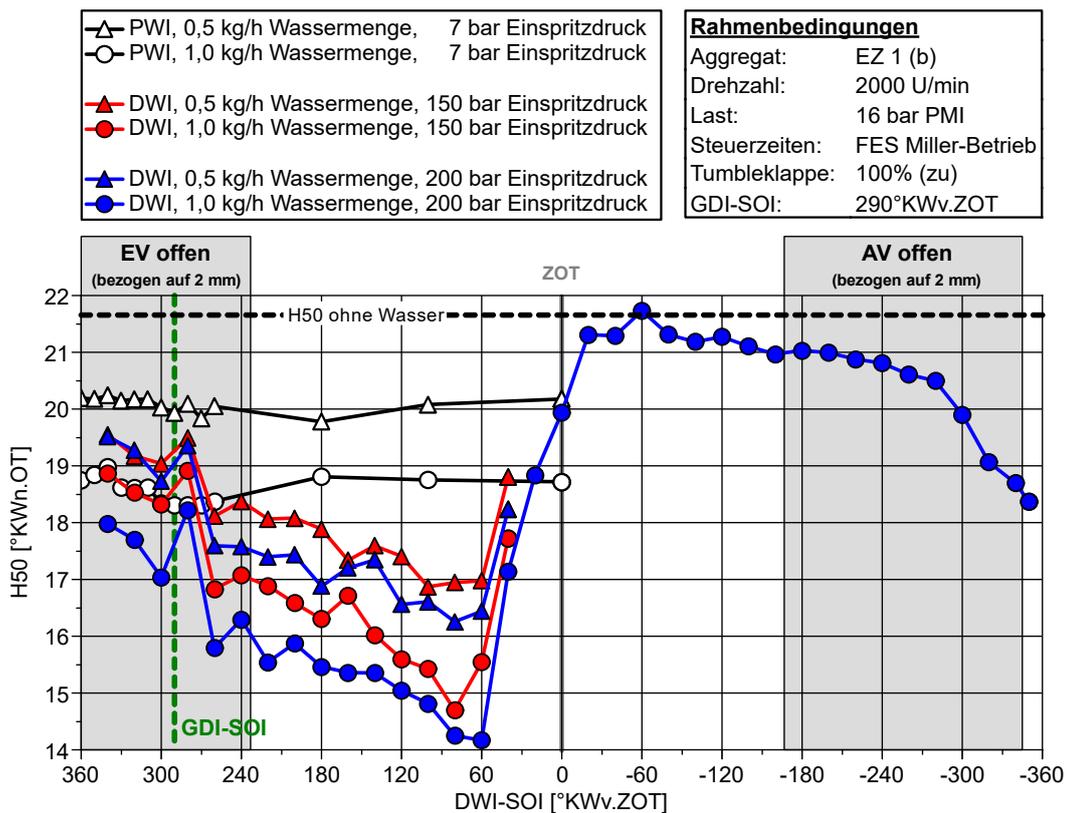


Abbildung 6-52: Einfluss einer PWI- / DWI-SOI-Variation auf die Klopfestigkeitssteigerung

Nach Abbildung 6-52 führt eine Verdoppelung der Wassermenge klar erkennbar zu einer Klopfestigkeitssteigerung, was durch die stärkere Kühlung des Arbeitsgases begründet ist. Speziell im Fall der Kanalwassereinspritzung (PWI) zeigt sich, dass der Einspritzzeitpunkt kaum einen Einfluss auf die Verbrennungsschwerpunktlagen hat. Einzig die Einspritzung bei geöffneten Einlassventilen führt bei höherer Wassermenge teilweise

zu einer geringfügigen Verbesserung der Schwerpunktlage um ca. $0,5^{\circ}\text{KW}$. Ein ganz anderes Bild ergibt sich bei Anwendung der Direktwassereinspritzung (DWI). Bei diesem Konzept führt die Einspritzung des Wassers in der Kompressionsphase zu einer starken Frühverlagerung der H50-Werte. Ein Optimum wird bei einem Einspritzzeitpunkt zwischen 80°KWv.ZOT und 60°KWv.ZOT erzielt. Spätere Einspritzzeitpunkte sind hingegen nicht zielführend. Aus diesen Beobachtungen lässt sich schlussfolgern, dass eine Einspritzung in der Kompressionsphase die Verdampfungsrate des Wassers steigert. Infolge der Verdichtung erhöht sich die Arbeitsgastemperatur, was eine schnelle Erwärmung und Verdampfung des Wassers fördert. Zusätzlich unterstützt die höhere Luftdichte in dieser Phase eine feinere Zerstäubung. Grundsätzlich begünstigen kleinere Wasserstropfen eine schnelle Verdampfung, wodurch sich letztendlich die Verdampfungsrate erhöht. Erfolgt die Einspritzung zu einem früheren Zeitpunkt, nehmen Wandbenetzungsvorgänge zu, wodurch größere Tropfen und Wasseranlagerungen entstehen, die schlecht verdampfen. Hinzu kommt, dass das Wasser die Wärme auch aus dem benetzten Bauteil und nicht nur aus dem Arbeitsgas zieht (vgl. Kapitel 3.4). Bei zu späten Einspritzzeitpunkten fehlt dahingegen die Zeit für die Verdampfung des Wassers, wodurch der Wasserwirkungsgrad sinkt. Der Stellhebel durch die Anhebung des Einspritzdruckes der Direktwassereinspritzung von 150 bar auf 200 bar fällt zwar nicht besonders groß aus, dennoch wird hierdurch eine durchschnittliche Verschiebung der Schwerpunktlagen um ca. $0,5^{\circ}\text{KW}$ erreicht. Dies ist der feineren Wasserzerstäubung infolge der Druckerhöhung zuzuschreiben. Auffälligerweise lässt sich bei zeitlich annähernd paralleler Kraftstoff- und Wasserdirekteinspritzung eine geringfügige Abnahme der Klopfestigkeit beobachten. Vermutlich ist dieser Effekt auf eine Störung der Luft-Kraftstoff-Gemischauflbereitung zurückzuführen, welche durch einen wechselseitigen Wärmeentzug entsteht. Im Gegensatz dazu ist dieser Effekt bei der Kanalwassereinspritzung nicht zu beobachten. Die mit der Kanaleinspritzung erzeugte Wassertropfengröße und -verteilung im Brennraum scheint die Kraftstoffaufbereitung somit kaum zu beeinflussen. Insgesamt erreicht die Direktwassereinspritzung bei gleicher Wassermenge und optimaler Wahl des Einspritzzeitpunktes eine wesentlich höhere Klopfestigkeitssteigerung als die Kanalwassereinspritzung.

Zur detaillierten Untersuchung des Wirkungsgradpotentials der beiden Wassereinspritzkonzepte wird eine Wassermengenvariation am Einzylinderaggregat EZ 1 (b) durchgeführt. Die Messergebnisse dieser Variation sind in Abbildung 6-53 dargestellt. Ausgehend von einem Betrieb ohne Wassereinspritzung findet dabei eine stetige Erhöhung der Wassermenge statt, bis sich der Kraftstoffverbrauch nicht weiter verbessert. Der Einspritzzeitpunkt der Kanalwassereinspritzung ist mit einem SOI von $300^{\circ}\text{KWv.ZOT}$ so gewählt, dass eine Einspritzung bei geöffneten Einlassventilen erfolgt. Für einen direkten Potentialvergleich wird mit der Direktwassereinspritzung eine Messung bei identischem Einspritzzeitpunkt durchgeführt. Anschließend erfolgt eine Wassermengenvariation mit einem SOI von 80°KWv.ZOT , da aus Abbildung 6-52 hervorgeht, dass eine Einspritzung in der Kompressionsphase Vorteile bietet. Neben der Einfach-Einspritzung ermöglicht die Direktwassereinspritzung die Anwendung einer Mehrfach-Einspritzung. Zur Bewertung des Potentials wird deshalb abschließend die Wassermenge auf Basis einer Dreifach-Direktwassereinspritzung variiert, wobei die Gesamtmenge gleichmäßig auf die einzelnen Einspritzungen aufgeteilt wird. Aufgrund der Injektorbauart muss hierbei auf sehr kleine Gesamtmengen verzichtet werden, da andernfalls die Ansteuerdauer für die jeweiligen Einzeleinspritzungen zu kurz wäre. Die Einspritzzeitpunkte der Dreifach-Direktwassereinspritzung liegen bei 200°KW , 140°KW und 80°KW vor ZOT. Der Vergleich der 50% Verbrennungsschwerpunktlagen verdeutlicht, dass die Direktwassereinspritzung das höchste Potential zur Klopfestigkeitssteigerung bietet, was sich auch in einem entsprechend niedrigen Kraftstoffverbrauch widerspiegelt. Bereits bei identischem Einspritzzeitpunkt beider Konzepte zeigt die Direktwassereinspritzung frühere Schwerpunktlagen und erzielt somit einen höheren Wasserwirkungsgrad als die Kanalwassereinspritzung. Ebenfalls korrelierend mit dem Ergebnis aus der SOI-Variation (vgl. Abbildung 6-52) bewirkt eine direkte Einspritzung des Wassers in der Kompressionsphase noch frühere Schwerpunktlagen und somit eine weitere Effizienzsteigerung. Die höchste Klopf- und Wirkungsgradsteigerung erreicht die Dreifach-Direktwassereinspritzung. Folglich kann mit einer Mehrfach-Einspritzung der Wasserwirkungsgrad gesteigert werden.

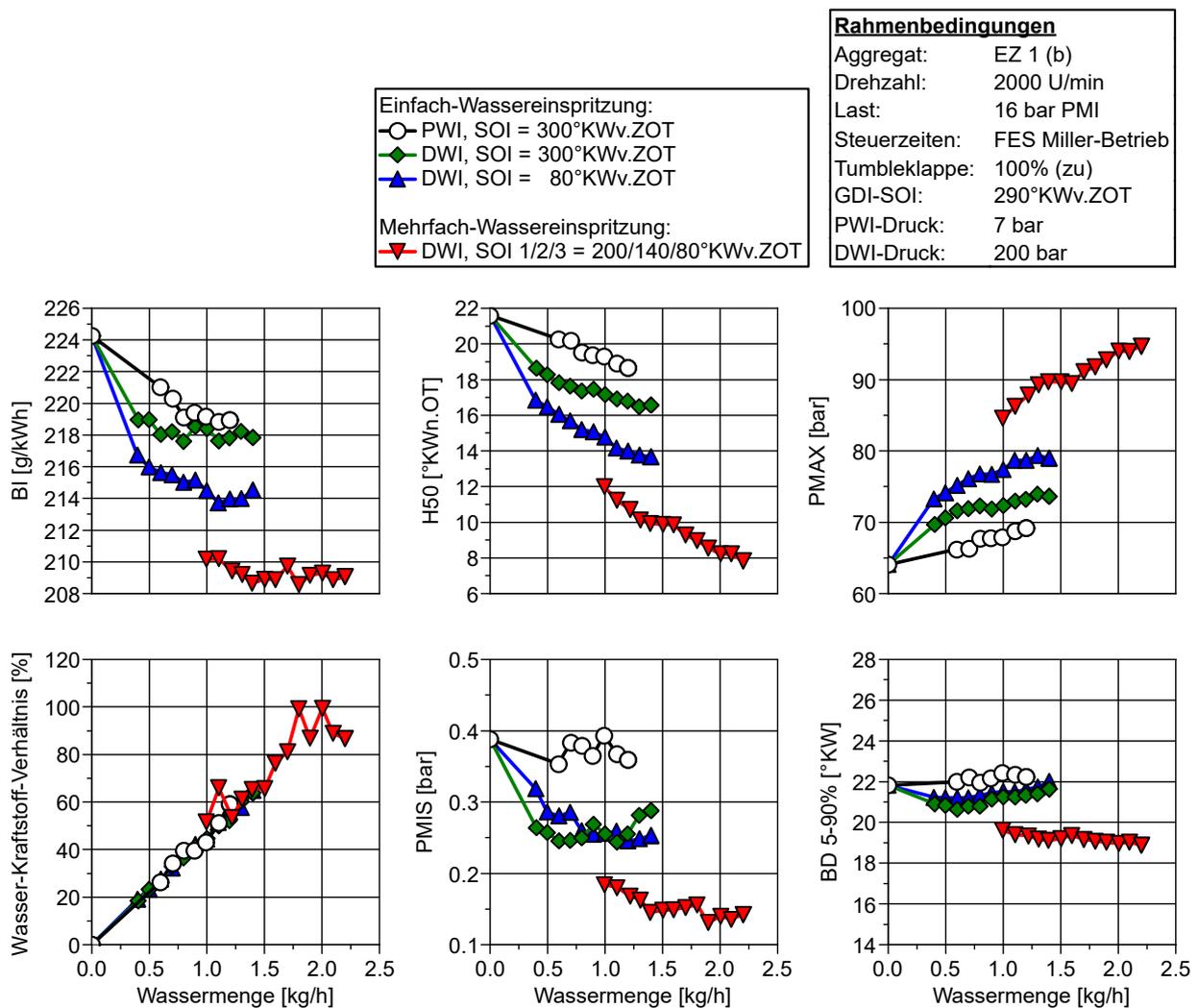


Abbildung 6-53: Einfluss einer PWI- / DWI-Wassermengenvariation auf das Verbrennungsverhalten

Allerdings ist sowohl bei der Einfach- als auch Mehrfach-Direktwassereinspritzung in Abbildung 6-53 zu beobachten, dass die Schwerepunktlage mit zunehmender Wassermenge zwar stetig verbessert werden kann, aber die Reduktion des Kraftstoffverbrauches schon vorher stagniert. Dies lässt den Schluss zu, dass die Druckverluste, welche durch die zunehmende Abkühlung des Arbeitsgases in der Verbrennungs- und Expansionsphase entstehen, ab einer bestimmten Wassermenge nicht mehr durch eine Verbesserung der Verbrennungsschwerpunktlage kompensiert werden können. Um den Mitteldruck trotzdem halten zu können, muss daher der Wärmeverlust über die Kraftstoffmenge ausgeglichen werden, weshalb der Kraftstoffverbrauch trotz früherer Schwerepunktlagen ab einem bestimmten Punkt nicht weiter sinkt. Des Weiteren ist zu bedenken, dass eingespritztes Wasser, welches bis zum Zündzeitpunkt nicht durch Verdampfung zur Abkühlung des Arbeitsgases beigetragen hat, so gesehen, ungenutzt in der Verbrennungs- und Expansionsphase landet. Dort wird letztendlich eine unnötige Kühlwirkung erzeugt, die für ein homogenes Verbrennungskonzept einen Prozessnachteil hervorruft. Für eine hohe Effizienzsteigerung des Brennverfahrens ist folglich ein möglichst hoher Wasserwirkungsgrad (siehe Kapitel 3.4) anzustreben. Da die Mehrfach-Einspritzung, im Vergleich zur Einfach-Einspritzung, zu einer höheren Klopfestigkeitssteigerung führt und somit offensichtlich einen größeren Wasserwirkungsgrad erzielt, stagniert die Reduktion des Kraftstoffverbrauches erst bei höheren Wassermengen. Weiterhin ist zu erwähnen, dass besonders bei der Direktwassereinspritzung der Spitzendruck mit früheren Schwerepunktlagen stark ansteigt, wodurch die mechanische Belastung für das Aggregat entsprechend zunimmt. Im Hinblick auf die Verbrennungsstabilität führt die direkte Wassereinspritzung, vor allem bei Mehrfach-Einspritzung, zu einer massiven Steigerung der

Verbrennungsstabilität. Im Gegensatz dazu ist eine Optimierung des Laufruheverhaltens mit der Kanalwassereinspritzung nicht möglich. Insgesamt bleiben die Brenndauern beim Betrieb des Motors an der Klopfgrenze mit Wassereinspritzung annähernd konstant. Bei der Dreifach-Direktwassereinspritzung ist sogar eine leichte Verkürzung zu erkennen. Aus diesen Beobachtungen lässt sich abschließend die Erkenntnis gewinnen, dass die Direktwassereinspritzung für die Kombination mit einem hochverdichteten Miller-Brennverfahren besonders geeignet ist. Durch die feinere Zerstäubung, aufgrund des hohen Einspritzdruckes und die Möglichkeit auch bei geschlossenen Einlassventilen in der Kompressionsphase einspritzen zu können, entsteht ein höherer Wassereinspritzungsgrad als bei der Kanalwassereinspritzung. Hervorzuheben ist das Potential der Direktwassereinspritzung zur Steigerung der Verbrennungsstabilität, was speziell im FES Betrieb und der damit verbundenen reduzierten Ladungsbewegung einen bedeutenden Vorteil bietet.

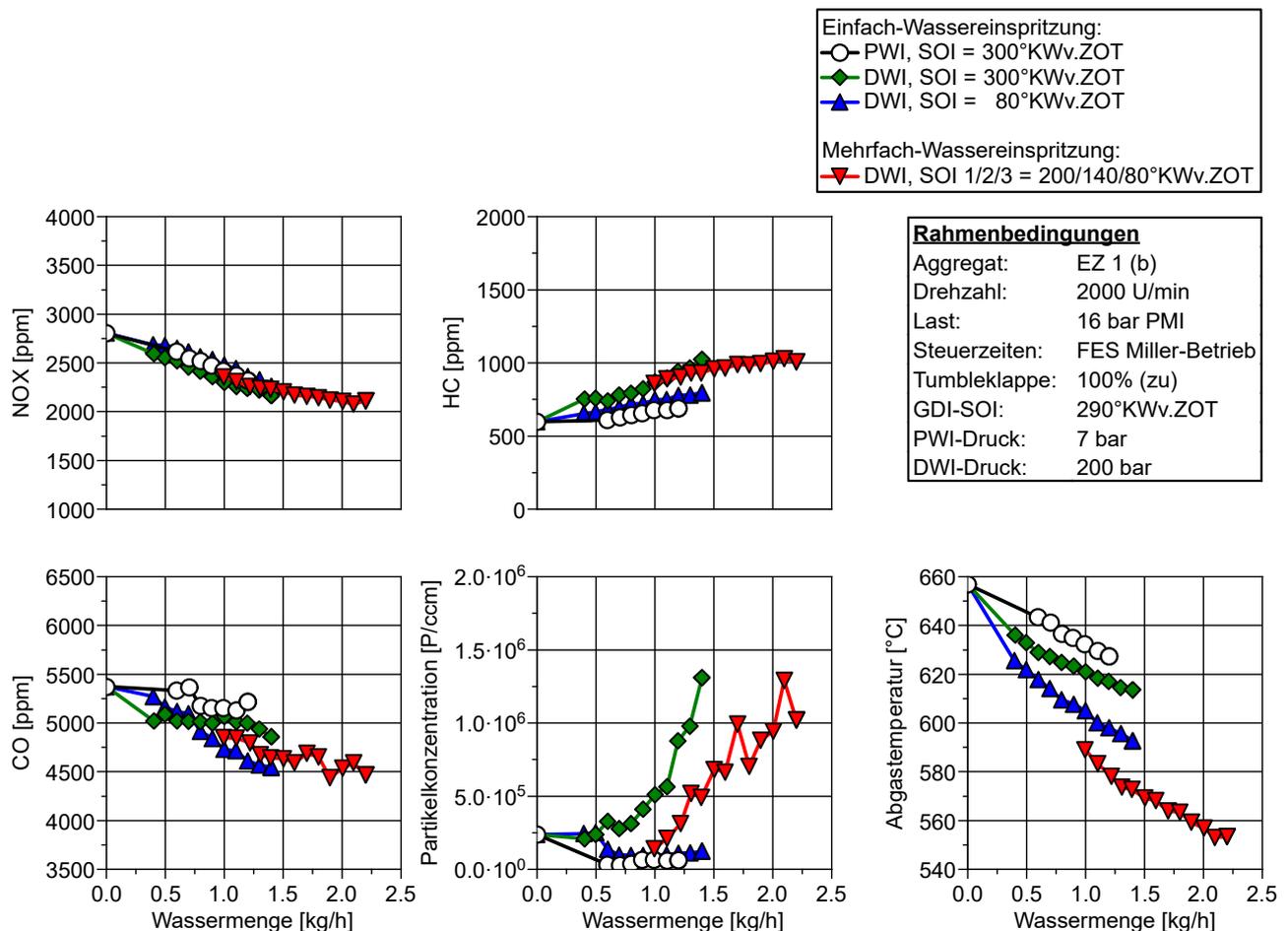


Abbildung 6-54: Einfluss einer PWI- / DWI-Wassermengenvariation auf das Emissionsverhalten

Die Auswirkungen der Wassermengenvariation auf das Rohemissionsverhalten sind in Abbildung 6-54 veranschaulicht. Bei Betrachtung der gasförmigen Emissionen wird ersichtlich, dass sich das Emissionsniveau der Messverläufe, trotz unterschiedlicher Einspritzkonzepte und -strategien, ähnelt. Folglich ist das Verhalten der gasförmigen Emissionen fast ausschließlich von der eingebrachten Wassermenge abhängig, wobei nahezu lineare Zusammenhänge identifizierbar sind. Mit zunehmender Wassermenge ist eine Abnahme der NO_x -Emissionen identifizierbar, die auf eine Absenkung der höheren Arbeitsgastemperaturen zurückgeführt werden kann. Diese Temperaturabsenkung, welche vorrangig die Bildung von thermischem NO_x reduziert, wird hauptsächlich durch den erhöhten Anteil an inertem Wasserdampf und durch die Wärmekapazitätzunahme hervorgerufen. Mit Zunahme der Wassermenge ist ebenfalls eine Reduktion der CO-Emissionen zu beobachten. Eine mögliche Ursache hierfür ist, dass die geringeren Temperaturen des Arbeitsgases zu einer Abnahme der CO bildenden

endothermen Dissoziationsreaktionen führen (vgl. [10]). Vergleichsweise kritischer zeigen sich die HC-Emissionen, welche bei Wassereinspritzung zunehmen. Zurückzuführen ist dieser Anstieg zum einen auf die geringeren Arbeitsgastemperaturen, welche Nachoxidationsprozesse erschweren, zum anderen auf eine Verstärkung von Quench-Effekten. Auch die Zunahme an inertem Wasserdampf kann zur Hemmung von Oxidationsprozessen führen. Die Kanalwassereinspritzung, welche während der Ansaugphase ausgeführt wird, ist im Rahmen der eingespritzten Wassermengen partikelunkritisch. Aus diesem Ergebnis lässt sich schlussfolgern, dass die von der Kanalwassereinspritzung erzeugte lokale Tropfenverteilung im Brennraum sowie die generierten Tropfengrößen, die Kraftstoffaufbereitung nicht wesentlich stören. Im Hinblick auf die Anwendung einer Einfach-Direktwassereinspritzung kann aus dem Versuch abgeleitet werden, dass eine zeitliche Trennung von Kraftstoff- und Wassereinspritzung empfehlenswert ist, um partikelkritische Wechselwirkungseffekte zu minimieren. Mit entsprechender Abstimmung ermöglichen beide Wassereinspritzkonzepte demnach einen Betrieb, bei dem eine Behinderung der Kraftstoffaufbereitung und somit die Anregung von Partikelbildungsprozessen weitestgehend vermieden wird. Darüber hinaus ist speziell bei der Kanalwassereinspritzung und der in der Kompressionsphase ausgeführten Einfach-Direktwassereinspritzung, sogar eine leichte Abnahme der Partikelkonzentration zu beobachten. Eine mögliche Ursache hierfür ist, dass mit der Reduktion der höheren Arbeitsgastemperaturen die Pyrolysereaktionen abnehmen, welche den Partikelentstehungsprozess initiieren. Wesentlich höhere Partikelemissionen werden ersichtlich, wenn die direkte Wassereinspritzung nahezu parallel zur Kraftstoffeinspritzung erfolgt. Die fein zerstäubten Tropfen der Direktwassereinspritzung wirken sich dabei scheinbar empfindlich auf den Homogenisierungsprozess der Luft-Kraftstoff-Gemischbildung aus. Auch bei der Mehrfach-Direktwassereinspritzung wird, insbesondere bei hohen Wassermengen, ein signifikanter Anstieg der Partikelkonzentration verzeichnet. Dadurch, dass die erste und zweite Wassereinspritzung viel früher abgesetzt werden, als bei der späten Einfach-Direktwassereinspritzung, nehmen folglich auch die Wechselwirkungen auf die Kraftstoffaufbereitung zu. Hinzu kommt, dass die Mehrfach-Direktwassereinspritzung, aufgrund des höheren Wasserwirkungsgrades, zu einer stärkeren Kühlung in der Verdichtungsphase führt, was ebenfalls den Kraftstoffaufbereitungsprozess benachteiligt. Die Abgastemperaturen korrelieren mit der Verbrennungsschwerpunktlage, wobei die niedrigsten Temperaturen unverkennbar bei einer Mehrfach-Direktwassereinspritzung erreicht werden. In diesem Zusammenhang ist auch zu berücksichtigen, dass die niedrigen Abgastemperaturen eine Nachoxidation von Partikeln behindern.

In Abbildung 6-55 sind die berechneten Arbeitsgastemperaturen veranschaulicht, welche bei einer direkten Einfach-Wassereinspritzung im Brennraum entstehen. Durch die Temperaturverläufe wird ersichtlich, dass erst in der späten Kompressionsphase ein ausreichendes Temperaturniveau für eine Verdampfung des Wassers gegeben ist (vgl. auch [39]). Demnach führt eine Einspritzung unterhalb der Siedetemperatur und somit vor dieser Phase, wie beispielsweise im Ansaugtakt, nur zu einer Erwärmung und Verdunstung des Wassers. Bezogen auf die Anwendung einer Kanalwassereinspritzung bedeutet dies, dass in der Ansaugphase eingebrachte Wassermengen größtenteils lange in flüssiger Form vorliegen und erst spät in der Kompressionsphase verdampfen. Der Miller-Betrieb ist in dieser Hinsicht besonders problematisch, denn umso früher das Einlassventil schließt, desto länger wird der Zeitraum vom Eintritt des Wassers in den Brennraum bis zur Verdampfung. Gehen die flüssigen Tropfen nicht schnell genug in die Gasphase über, erhöht sich die Wahrscheinlichkeit für Wandbenetzungen, was den Wasserwirkungsgrad vermindert. Damit wird klar, dass die Direktwassereinspritzung konzeptbedingt im Vorteil ist, da die Möglichkeit für eine unmittelbare Einspritzung in der Kompressionsphase besteht. Abbildung 6-55 zeigt, dass der Einfluss des direkt eingespritzten Wassers auf die Arbeitsgastemperatur letztendlich erst im Endbereich der Kompressionsphase zum Tragen kommt. Demnach nimmt mit zunehmender Wassermenge die Verdichtungsendtemperatur stetig ab, wodurch zum Zündzeitpunkt ein niedrigeres Temperaturniveau vorliegt. Die abnehmende Verdichtungsendtemperatur ermöglicht einen früheren Zündzeitpunkt und dadurch frühere Verbrennungsschwerpunktlagen (siehe Abbildung 6-53). Deutlich erkennbar reduziert sich mit zunehmender Wassermenge auch die Spitztemperatur sowie die gesamte Expansionstemperatur, was offensichtlich das

bereits erläuterte temperaturabhängige Emissionsverhalten in Abbildung 6-54 erklärt. In diesem Zusammenhang ist zudem erwähnenswert, dass trotz sinkender Spitzentemperatur mit zunehmender Wassermenge der Spitzendruck steigt (vgl. Abbildung 6-53).

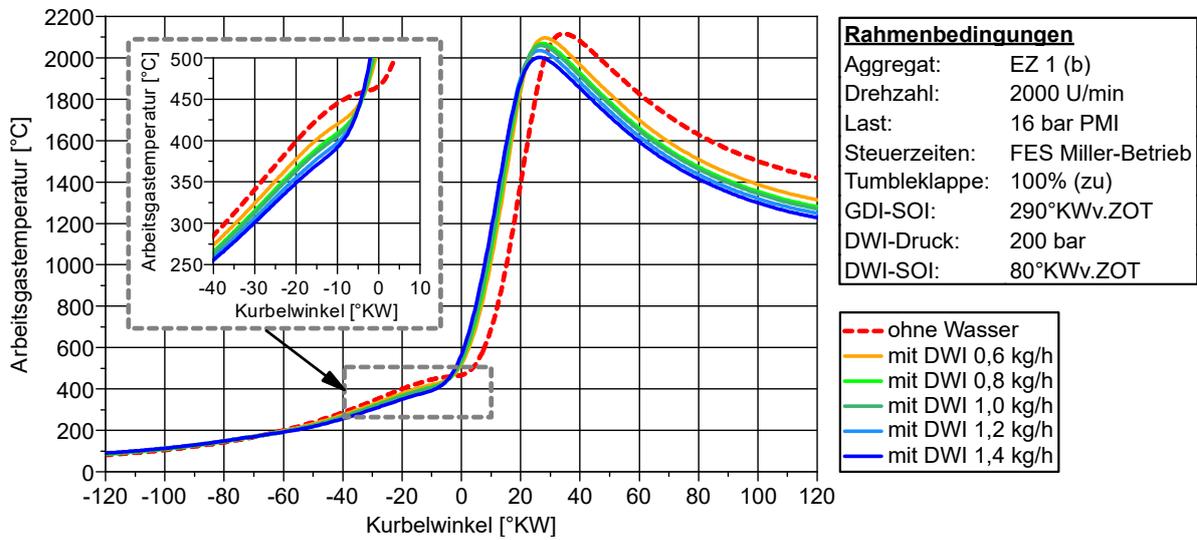


Abbildung 6-55: Arbeitsgastemperaturen bei direkter Wassereinspritzung [122]

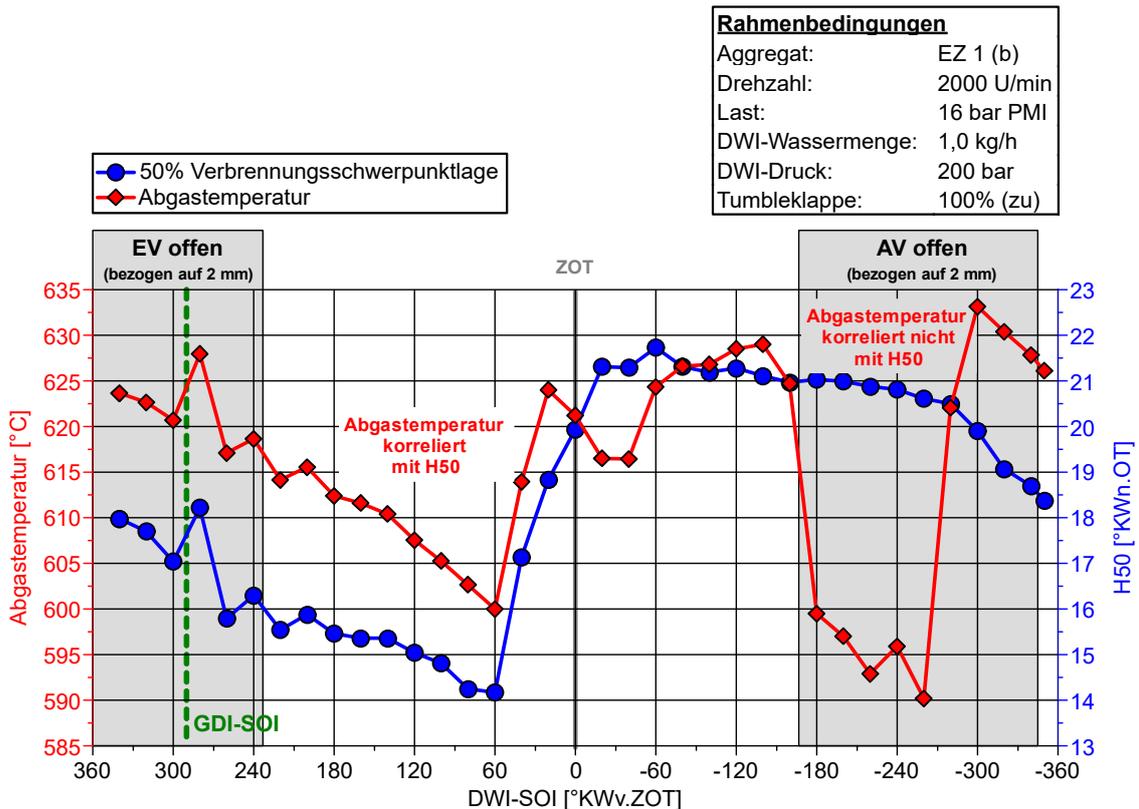


Abbildung 6-56: Einfluss des DWI-Einspritzzeitpunktes auf die Abgastemperatur

Der Einspritzzeitpunkt der Direktwassereinspritzung beeinflusst nicht nur die Arbeitsgastemperatur und damit das Verbrennungsverhalten, sondern auch die Temperatur des Abgases. In Abbildung 6-56 ist die Abgastemperatur und die 50% Verbrennungsschwerpunktlage in Abhängigkeit des Einspritzzeitpunktes dargestellt.

Deutlich ersichtlich korreliert in der Ansaug- und Verdichtungsphase die Abgastemperatur mit der Verbrennungsschwerpunktlage. Auch in der Expansionsphase ist größtenteils ein Zusammenhang zwischen den beiden Größen zu erkennen. Im Gegensatz dazu bewirkt eine direkte Wassereinspritzung in den Ausschietakt eine signifikante Reduktion der Abgastemperatur, obwohl dabei keine klare Korrelation mit der Verbrennungsschwerpunktlage zu erkennen ist. Daraus lässt sich schlussfolgern, dass diese Temperaturabnahme nicht direkt mit dem Verbrennungsverhalten zusammenhängt, sondern hauptsächlich auf die Kühlwirkung des eingespritzten Wassers an sich zurückgeführt werden kann. Dennoch ist anzumerken, dass das kühlere Abgas die Bauteiltemperaturen verringert, was wiederum zu einer kühleren Ladungsmasse des nachfolgenden Verbrennungszyklus beiträgt. So gesehen trägt eine eingespritzte Wassermenge in den Ausschietakt indirekt zu einem geringen Anteil zu einer Klopfestigkeitssteigerung bei.

Zur näheren Betrachtung der Auswirkung einer Direktwassereinspritzung in den Ausschietakt auf die Klopfestigkeit wird eine Wassermengenvariation durchgeführt. Hierzu erfolgt zuerst die Vermessung mit einem Einspritzzeitpunkt in der Kompressionsphase bei 80°KWv.ZOT. Bei der anschließenden Messreihe befindet sich der Einspritzzeitpunkt in der Ausschietphase bei 200°KWn.ZOT. Unter Verwendung dieser beiden Einspritzzeitpunkte findet zu guter Letzt eine Messung statt, wobei zusätzlich zur ersten Kompressionstakt-Einspritzung eine zweite Ausschietakt-Einspritzung mit gleicher Wassermenge ausgeführt wird. Im Vergleich zur Einfach-Einspritzung verdoppelt sich bei dieser kombinierten Zweifach-Einspritzung somit die eingespritzte Wassermenge pro Arbeitsspiel. In Abbildung 6-57 sind die Messergebnisse dieser Untersuchung zu sehen.

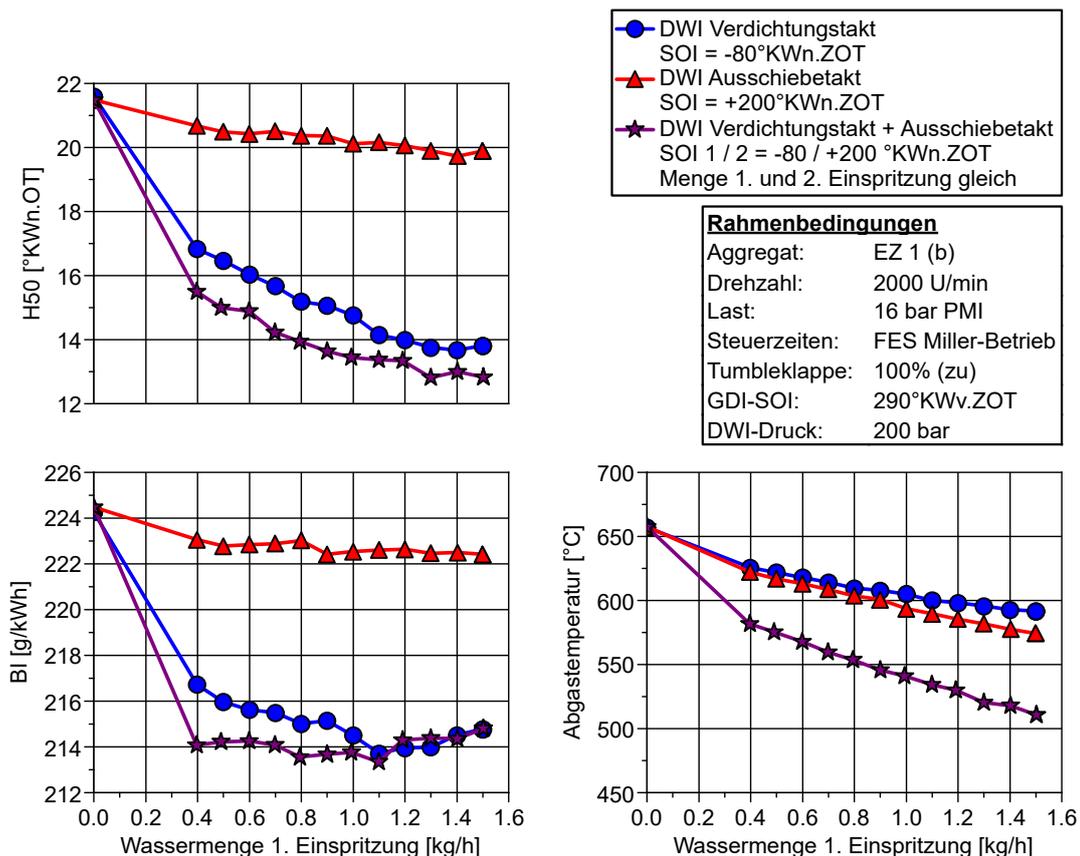


Abbildung 6-57: Einfluss einer zusätzlichen Wassereinspritzung in den Ausschietakt

Den Ergebnissen in Abbildung 6-57 nach bewirkt eine Einfach-Einspritzung in den Ausschietakt nur eine geringe Verbesserung der 50% Verbrennungsschwerpunktlage. Je nach Wassermenge wird eine Frühverlagerung um ca. 1,0°KW bis 1,8°KW erreicht. Dieser kleine H50-Vorteil entspricht auch annähernd dem zusätzlichen Potential der kombinierten Zweifach-Einspritzung gegenüber der Kompressionstakt-Einfach-Einspritzung. Im

Hinblick auf den Kraftstoffverbrauch bietet die Zweifach-Einspritzung allerdings nur bei kleineren Wassermengen ein Reduktionspotential. Währenddessen kühlt die Abgastemperatur unter Einsatz der doppelten Wassermenge gleichermaßen doppelt so stark ab. Für ein homogenes Brennverfahren, welches im gesamten Motor-kennfeld mit einem stöchiometrischen Luft-Kraftstoff-Gemisch betrieben wird, ist eine zusätzliche Wassereinspritzung in den Ausschietakt aufgrund des geringen Wirkungsgradvorteils und des verhältnismäßig hohen Wasserverbrauches nicht sinnvoll. Daher findet im Rahmen dieser Arbeit keine Weiterverfolgung dieser Einspritzstrategie statt. Im Hinblick auf Brennverfahren mit sehr hoher spezifischer Leistung, bei denen eine Gemischanreicherung aus Bauteilschutzgründen bei hohen Abgastemperaturen erforderlich ist, könnte eine zusätzliche Wassereinspritzung in den Ausschietakt allerdings ein hohes Potential zur Reduktion des Kraftstoffverbrauches und der Emissionen bieten.

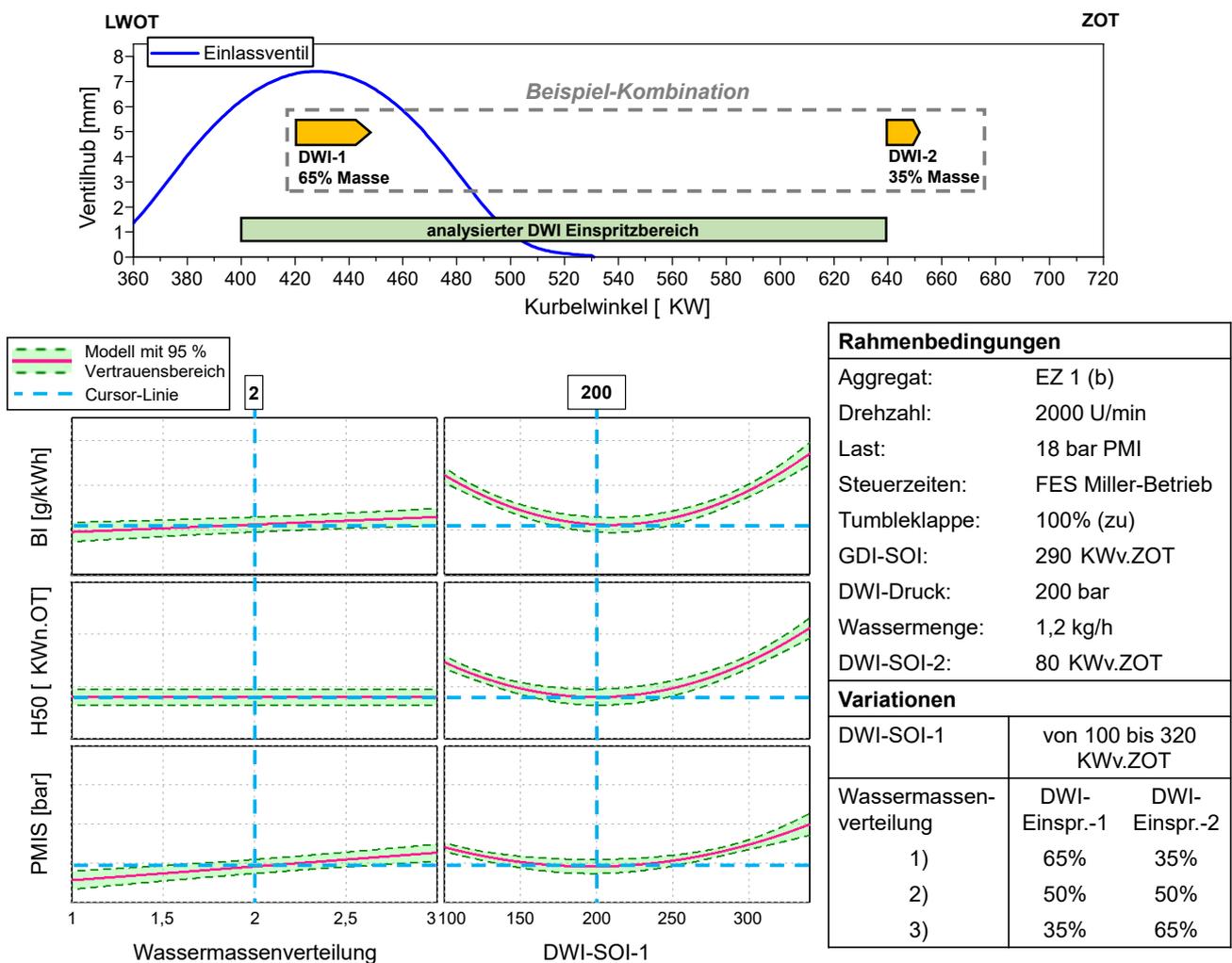


Abbildung 6-58: DoE-Intersection-Grafik zur Parameteranalyse einer Zweifach-Direktwassereinspritzung

Die bereits erläuterten Voruntersuchungen in diesem Kapitel zeigen, dass eine Mehrfach-Direktwassereinspritzung Potential zur Steigerung des Wasserwirkungsgrades bietet. Parameter, die bei einer Mehrfach-Einspritzung variiert werden können, sind zum einen die Einspritzzeitpunkte und zum anderen die Wassermassenverteilung. Diesbezüglich ist zu erwähnen, dass eine Untersuchung der Wassermassenverteilung nur bis zu einem bestimmten Verhältnis möglich ist. Zu extreme Verhältnisse können zu sehr kleinen Ansteuerzeiten des Injektors führen, bei denen ein Einspritzvorgang teilweise nicht mehr gewährleistet ist. Eine Zweifach-Einspritzung eignet sich gut zur Untersuchung der Wassermassenverteilung, da hierbei größere Verhältnisse gewählt werden können

als beispielsweise bei einer Dreifach-Einspritzung. Um den Einfluss und die Wechselwirkung der Variationsparameter einer Zweifach-Direktwassereinspritzung genauer zu analysieren, kommt ein Versuchsprogramm auf Basis des DoE-Verfahrens zum Einsatz. Für die Untersuchung wird die zweite Einspritzung bei allen Variationen aufgrund der vorhergehenden Erkenntnisse fest bei 80°KWv.ZOT appliziert. Die erste Einspritzung variiert zwischen 100°KWv.ZOT und 320°KWv.ZOT. Im DoE-Versuchsplan sind die Wassermassenverteilungen festgelegt, wobei die minimale Wassermenge einer Einspritzung nicht weniger als 35% der Gesamtmenge beträgt. Ein Schema dieser Vorgehensweise sowie das Ergebnis des DoE-Versuches sind in Abbildung 6-58 in Form einer Intersection-Grafik dargestellt. Zusätzlich sind die Rahmenbedingungen sowie die variierten Werte in der Abbildung aufgeführt. Bei Betrachtung der DoE-Modellverläufe wird ersichtlich, dass die Wassermassenverteilung nahezu keinen Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch, die Verbrennungsschwerpunktlage und die Verbrennungsstabilität besitzt. Im Gegensatz dazu zeigt sich für diese drei Größen ein Optimum, wenn die erste Einspritzung bei 200°KWv.ZOT liegt.

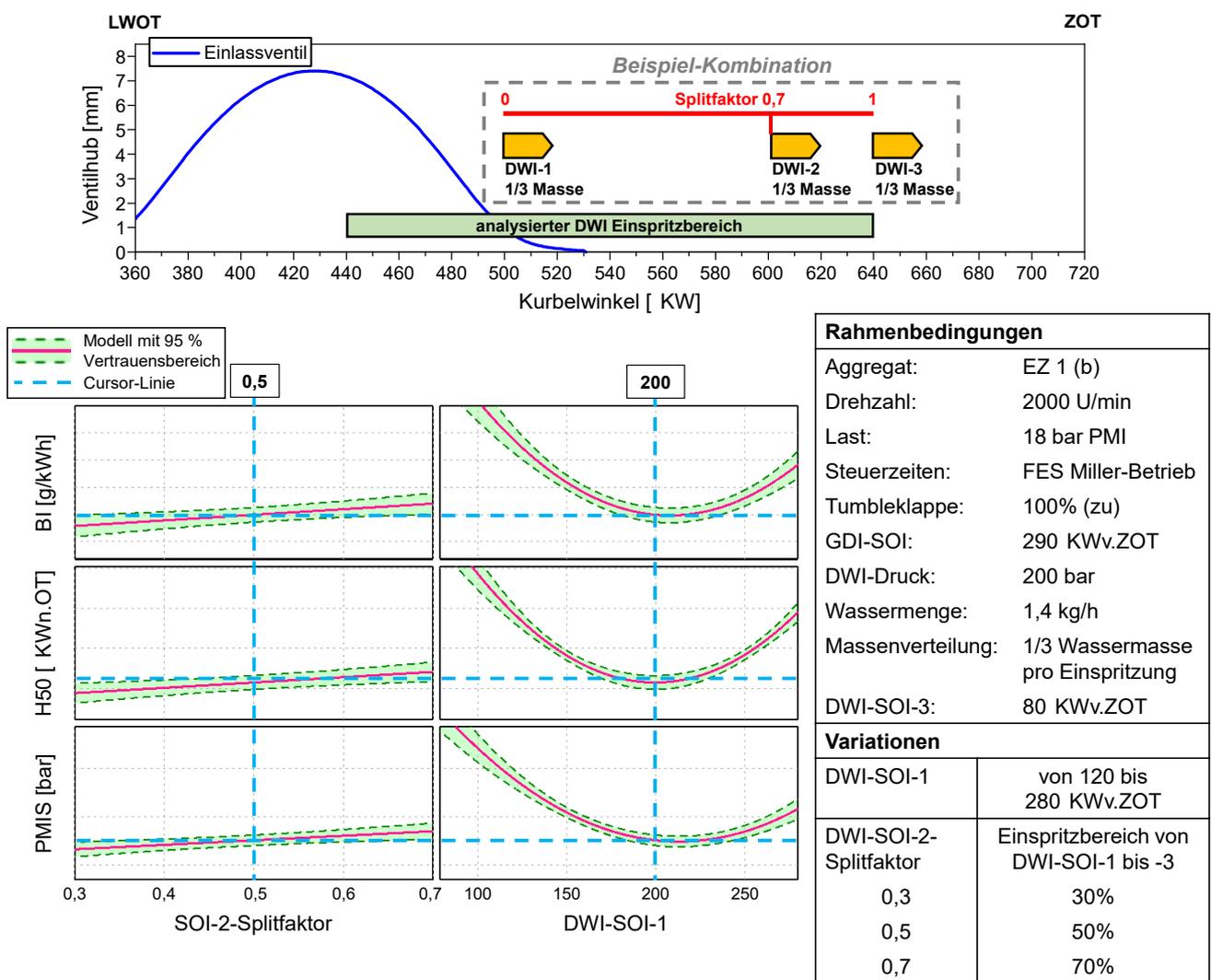


Abbildung 6-59: DoE-Intersection-Grafik zur Parameteranalyse einer Dreifach-Direktwassereinspritzung

Zusammenfassend zeigt die Analyse der Zweifach-Direktwassereinspritzung, dass in erster Linie die Lage des ersten Einspritzzeitpunktes einen Einfluss auf das Verbrennungsverhalten hat und nicht die Wassermengenverteilung. Im Hinblick auf eine Dreifach-Direktwassereinspritzung stellt sich somit die Frage, ob deren einzelne Einspritzungszeitpunkte ebenfalls eine Sensitivität besitzen. Analog zur Zweifach-Einspritzung erfolgt daher die

Analyse der Dreifach-Einspritzung erneut mit Hilfe des DoE-Verfahrens. In analoger Vorgehensweise wird für die Untersuchung die letzte Wassereinspritzung fest bei 80°KWv.ZOT appliziert. Die erste Einspritzung variiert im DoE-Versuchsplan zwischen $120^{\circ}\text{KWv.ZOT}$ und $280^{\circ}\text{KWv.ZOT}$. Der Einspritzabstand, welcher hierbei zwischen der ersten und letzten Einspritzung entsteht, wird durch einen Splitfaktor unterteilt. Dieser Splitfaktor variiert ebenfalls im Rahmen des DoE-Versuchsplanes. Abhängig von dem jeweiligen Einspritzabstand und dem Splitfaktor berechnet sich der zweite Einspritzzeitpunkt. Ein Schema dieser Methodik sowie das Ergebnis in Form einer Intersection-Grafik sind in Abbildung 6-59 festgehalten. Auch die Rahmenbedingungen und Variationswerte sind in dieser Abbildung dokumentiert. Mit den berechneten Modellverläufen wird klar, dass die Variation des Splitfaktors und damit die Lage der zweiten Einspritzung nahezu keine Auswirkung auf den Kraftstoffverbrauch, die Verbrennungsschwerpunktlage und die Verbrennungsstabilität hat. Nur die Lage des ersten Einspritzzeitpunktes zeigt einen signifikanten Einfluss auf diese drei Größen, wobei sich ein Optimum bei $200^{\circ}\text{KWv.ZOT}$ identifizieren lässt. Insgesamt kann mit der Untersuchung der Zweifach- und Dreifach-Direktwassereinspritzung die Erkenntnis gewonnen werden, dass eine gleichmäßige Aufteilung der Wassermassen auf die jeweiligen Einspritzungen sowie eine äquidistante Anordnung der Einspritzzeitpunkte sich nicht als Nachteil herausstellt und somit völlig ausreichend ist. Unter Reflektion dieser Ergebnisse lässt sich vermuten, dass die Aufteilung einer direkt eingespritzten Wassermenge in mehrere Einspritzungen die Eindringtiefe des Sprays verringert, was Wandbenetzungseffekte reduziert. Die untersuchten Verhältnisse der Wassermengenaufteilung bei der Zweifach-Einspritzung scheinen sich demnach nicht signifikant auf die Stärke der Wandbenetzung auszuwirken. Gleiches gilt für die Lage der zweiten Einspritzung bei Anwendung einer Dreifach-Einspritzung. Sowohl bei der Zweifach- als auch bei der Dreifach-Einspritzung liegt das Optimum der ersten Einspritzung bei $200^{\circ}\text{KWv.ZOT}$. Da zu diesem Zeitpunkt ein großer Abstand zwischen Wasserinjektor und Kolbenoberfläche vorliegt, lässt dies auf verminderte Kolbenbenetzungsvorgänge schließen.

In den bisher erläuterten Untersuchungen zur Wassereinspritzung wurde die Ansaugtemperatur stets konstant gehalten. Höhere Ansaugtemperaturen sind besonders im aufgeladenen Betriebsbereich nachteilig, da sich die Dichte der Luft verringert und die Klopfestigkeit sinkt. Um zu klären, welches Potential die Direktwassereinspritzung bei einer Zunahme der Ansaugtemperatur besitzt, wird eine Variation der Saugrohrtemperatur bei höherer Teillast durchgeführt. Die Ergebnisse dieser Analyse sind in Abbildung 6-60 dargestellt. Deutlich erkennbar nimmt die Klopfestigkeit ohne Wassereinspritzung mit zunehmender Saugrohrtemperatur rapide ab. Die daraus resultierende Verschiebung der Verbrennungsschwerpunktlagen in Richtung spät wirkt sich entsprechend negativ auf den Kraftstoffverbrauch aus. Auch der Ladedruck nimmt deutlich zu, da die Dichteabnahme infolge der höheren Lufttemperatur im Brennraum kompensiert werden muss und aufgrund des Wirkungsgradabfalls zusätzlich mehr Luft-Kraftstoff-Gemisch benötigt wird. Im Gegensatz dazu lässt sich diese Abnahme der Klopfestigkeit bei hoher Saugrohrtemperatur durch den Einsatz einer Einfach-Direktwassereinspritzung beachtlich abschwächen. Bei Wassereinspritzung reagiert das Verbrennungsverhalten folglich nicht so sensibel auf eine Zunahme der Ansaugtemperatur. Infolgedessen liegen auch signifikant niedrigere Kraftstoffverbräuche bei hohen Ansaugtemperaturen vor. Auch der Ladedruckbedarf reduziert sich unverkennbar. Noch deutlicher wird dieser Vorteil bei Anwendung einer Dreifach-Direktwassereinspritzung. Diese Beobachtungen lassen darauf schließen, dass bei höheren Lufttemperaturen auch die Verdampfungsrate des Wassers bis zum Zündzeitpunkt zunimmt. Der somit gestiegene Wasserwirkungsgrad kompensiert zu einem großen Teil die negative Auswirkung der erhöhten Ansauglufttemperatur auf die Klopfestigkeit. Wie in Kapitel 3.2 erläutert ist insbesondere beim Miller-Brennverfahren ohne Wassereinspritzung eine leistungsstarke Ladeluftkühlung erforderlich, um hohe Ansaugtemperaturen bei hohen Ladedrücken zu vermeiden. Den Untersuchungsergebnissen nach könnte bei einer Kombination des Miller-Brennverfahrens mit der kostenintensiven Direktwassereinspritzungstechnologie der Aufwand für die Ladeluftkühlung reduziert werden, um die Gesamtsystemkosten im Rahmen zu halten.

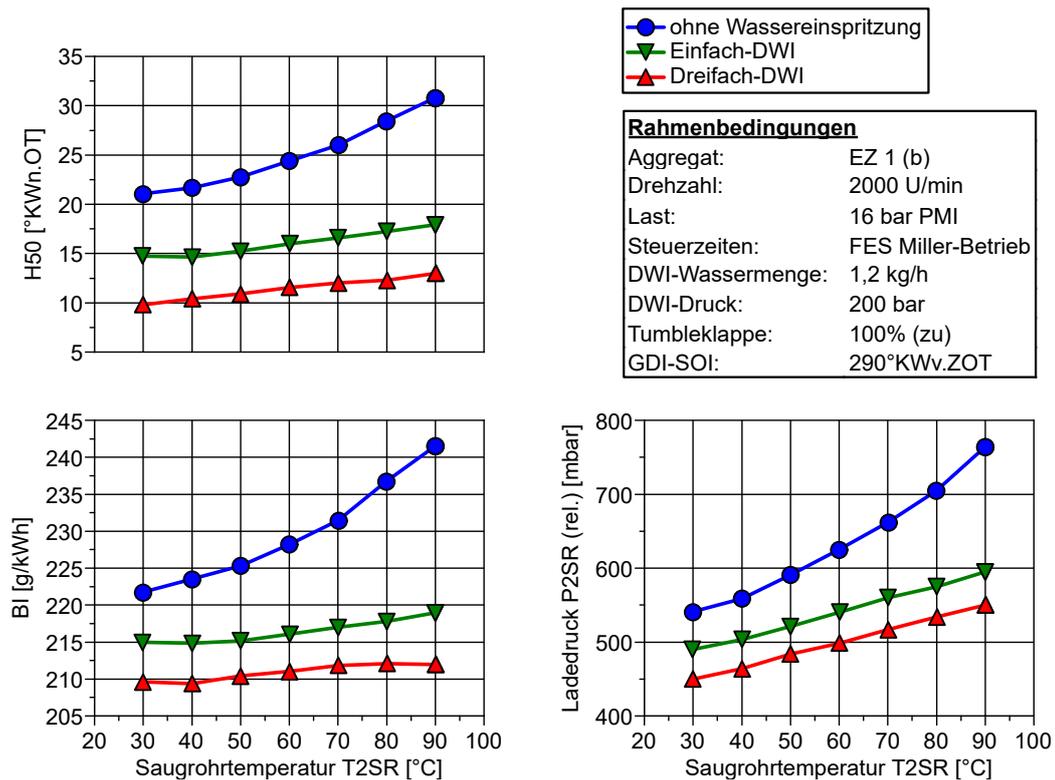


Abbildung 6-60: Potential der Direktwassereinspritzung bei höheren Ansaugtemperaturen

Um den Einfluss des Wassers auf die Geschwindigkeit der Verbrennungsreaktionen tiefergreifender zu quantifizieren, wird eine abschließende Grundlagenuntersuchung auf Basis der Kanal- und Direktwassereinspritzung durchgeführt. Für die Analyse erfolgt im ersten Schritt eine Referenzmessung ohne Wassereinspritzung an der Klopfgrenze. Anschließend findet eine Messung bei aktivierter Wassereinspritzung ohne Nachzug des Zündwinkels statt. Darauf folgend wird der Zündwinkel soweit in Richtung früh verstellt, bis der gleiche 50% Verbrennungsschwerpunkt erreicht ist, wie bei der Referenzmessung ohne Wassereinspritzung. Mit aktiver Wassereinspritzung und einer weiteren Verschiebung des Zündwinkels in Richtung früh erfolgt letztendlich die Messung an der Klopfgrenze. Abbildung 6-61 veranschaulicht die Ergebnisse dieser Analyse. Ohne Frühverstellung des Zündwinkels führt eine Wassereinspritzung demnach zu einer deutlichen Zunahme der Brenndauer und einer unverkennbar späteren 50% Verbrennungsschwerpunktlage. Der vorliegende Effekt lässt sich auf die Temperaturabnahme des Arbeitsgases und den erhöhten Anteil an inertem Wasserdampf zurückführen, was beides zu einer Geschwindigkeitsabnahme der Verbrennungsreaktionen führt. Bei der Direktwassereinspritzung ist dieses Verhalten signifikant stärker ausgeprägt als bei der Kanalwassereinspritzung, da bis zum Zündzeitpunkt mehr Wasser verdampft, was entsprechend zu einem kühleren Arbeitsgas und einem höheren Inertgasanteil führt. Durch die Analyse lässt sich somit die Erkenntnis gewinnen, dass eine Wassereinspritzung generell zu langsameren Verbrennungsreaktionen führt, was im Grunde genommen einen Wirkungsgradnachteil verursacht. Erst durch die massiv gestiegene Klopfbarkeit, welche eine beachtliche Frühverstellung des Zündwinkels ermöglicht, können diese negativen Auswirkungen auf den Wirkungsgrad überkompensiert werden. Infolge der früheren Verbrennungsschwerpunktlagen und den damit korrelierenden kürzeren Brenndauern wird schlussendlich eine Wirkungsgradsteigerung realisierbar.

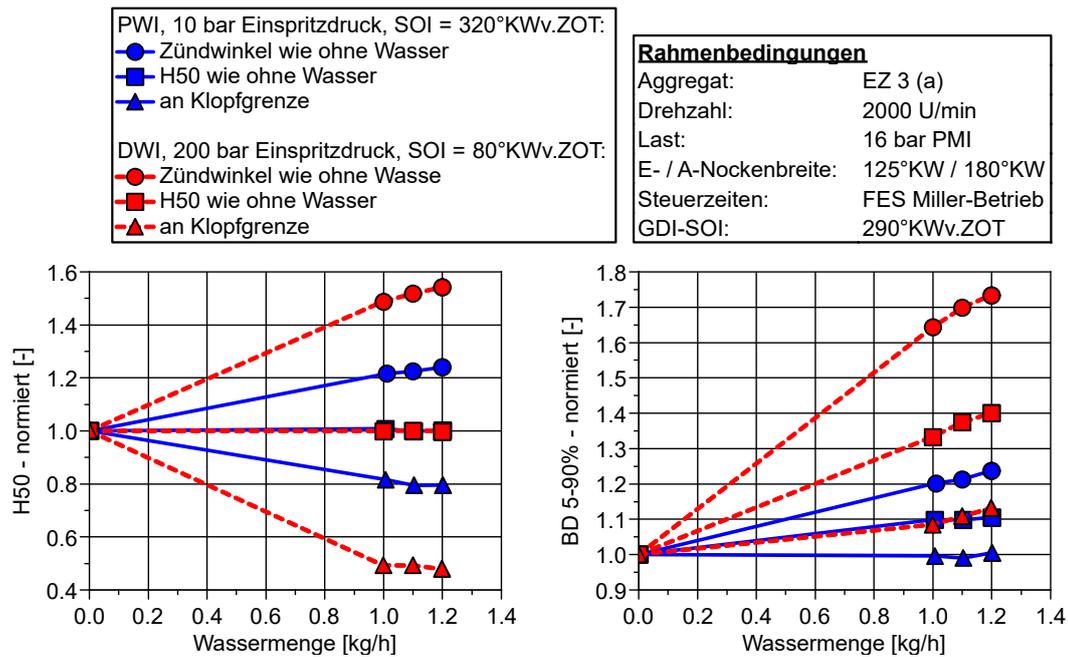


Abbildung 6-61: Wirkung der Wassereinspritzung auf die Verbrennungsgeschwindigkeit

6.4.2 Einspritzstrategieuntersuchungen am Vollmotor

Die Voruntersuchungen in Kapitel 6.4.1 weisen darauf hin, dass sich die Direktwassereinspritzung besonders für die Kombination mit dem Miller-Brennverfahren eignet. Vor dem Hintergrund einer Bewertung dieser Technologie für potentielle Serienanwendungen und um die Übertragbarkeit der Einzylinder-Ergebnisse zu prüfen, wird ein Vollmotoraggregat mit Komponenten für die Direktwassereinspritzung ausgestattet. Wie in Kapitel 5.1 erläutert verfügt das Vollmotoraggregat VM 1 im Vergleich zu den Einzylinderaggregaten, welche im Rahmen der Voruntersuchungen eingesetzt werden, über eine identische Brennraumform sowie Nockenwellenkonfiguration. Abweichend zu diesen mit $\epsilon = 12,8$ verdichteten Einzylindern besitzt das Vollmotoraggregat ein etwas geringeres Verdichtungsverhältnis von $\epsilon = 12,0$ und den in Abbildung 6-13 (siehe Kapitel 6.2.1) dargestellten Hochtumblekanal A. Ohne Wassereinspritzung wird das Vollmotoraggregat VM 1 im Miller-Betrieb bei höheren Lasten mit einer speziellen Benzineinspritzstrategie betrieben, welche eine verbrennungsstabilisierende Wirkung besitzt. Die Kraftstoffeinspritzstrategie besteht aus insgesamt drei einzelnen Einspritzungen pro Arbeitsspiel. Bei den drei einzelnen Einspritzungen handelt es sich um zwei Haupteinspritzungen im Ansaugtakt und eine zündungsnah Minimeinspritzung (vgl. Kapitel 6.3). In Anbetracht der Wassereinspritzungstechnologie wirft dies die Frage auf, ob diese Benzineinspritzstrategie ohne Weiteres mit einer direkten Wassereinspritzung kombiniert werden kann.

Um den Einfluss unterschiedlicher Kombinationen von Benzin- und Direktwassereinspritzungsstrategien zu bewerten, wird ein Vergleich bei höherer Teillast durchgeführt. Als Benzineinspritzstrategie kommt dabei entweder eine Einfach-Einspritzung bei 290°KWv.ZOT (GDI-S) oder die bereits erläuterte Mehrfach-Einspritzung (GDI-M) zum Einsatz. Die jeweilige Benzineinspritzstrategie wird für die Analyse dann mit einer Einfach-Direktwassereinspritzung bei 80°KWv.ZOT (DWI-S) oder einer Dreifach-Direktwassereinspritzung (DWI-M), bei welcher die Einspritzzeitpunkte bei 200°, 140° und 80°KWv.ZOT liegen, kombiniert. Für die Untersuchung wird so viel Wassermenge eingespritzt, bis sich keine weitere Verbrauchsreduktion mehr einstellt. Die in Abbildung 6-62 gegenübergestellten Messergebnisse zeigen somit den Zustand bei minimalem Kraftstoffverbrauch.

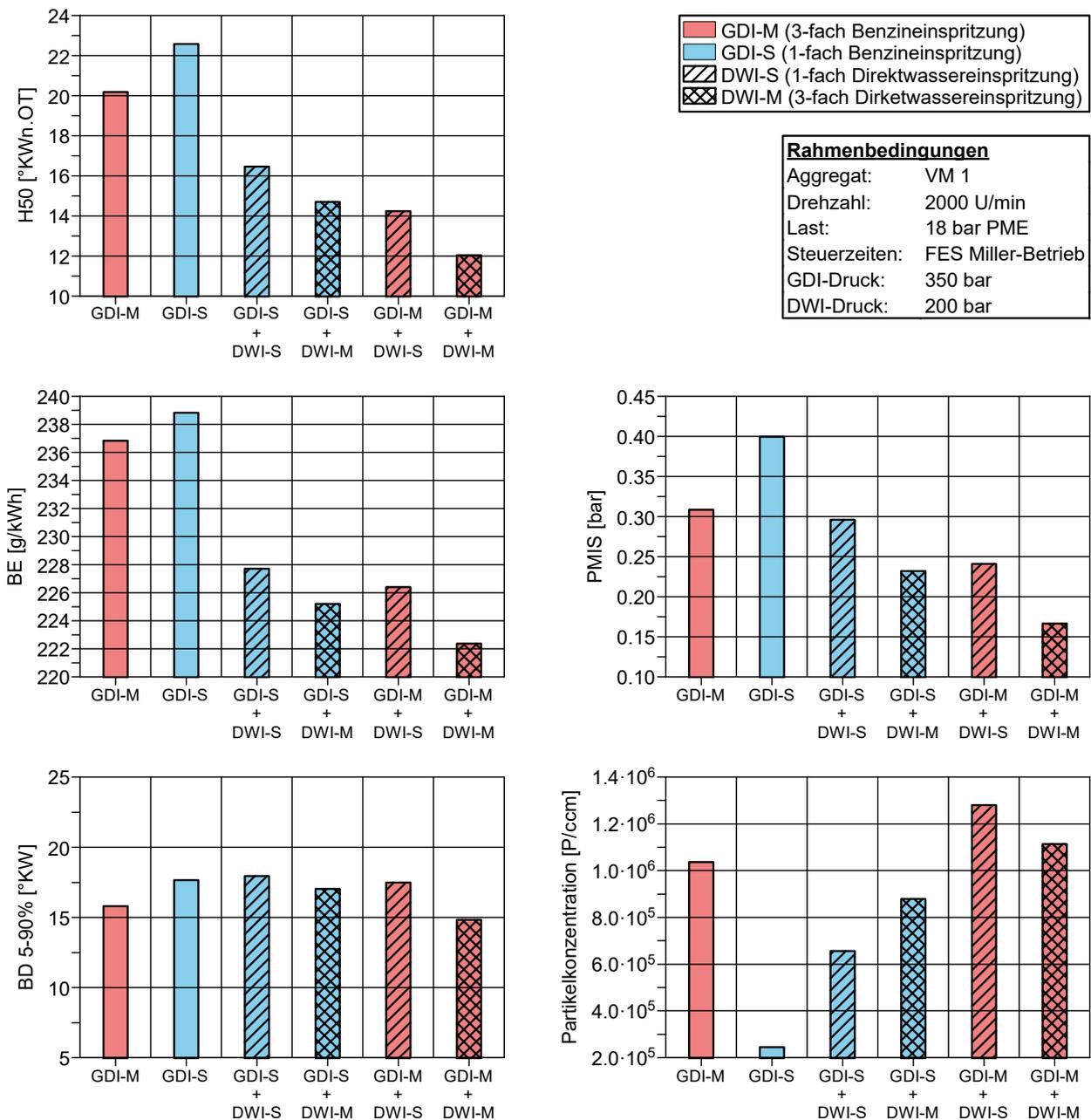


Abbildung 6-62: Auswirkungen unterschiedlicher Wasser- und Benzineinspritzstrategien am Vollmotor

Der Vergleich der Referenzmessungen ohne Wassereinspritzung in Abbildung 6-62 verdeutlicht, dass die Mehrfach-Benzineinspritzung gegenüber der Einfach-Benzineinspritzung grundsätzlich Vorteile hinsichtlich der Verbrennungsstabilität, der Klopfestigkeit und dem Kraftstoffverbrauch bietet. Allerdings steigt die Partikelkonzentration bei der Mehrfach-Benzineinspritzung infolge der zündungsnahen Minimalesspritzung signifikant an (für Erläuterung der Ursache siehe Kapitel 6.3). Das höchste Potential bezüglich Wirkungsgrad und Laufververhalten zeigt die Kombination aus Mehrfach-Benzineinspritzung und Mehrfach-Direktwassereinspritzung (GDI-M + DWI-M). Die gemessene Partikelkonzentration ist dabei mit dem Niveau der Mehrfach-Benzineinspritzung ohne Wassereinspritzung (GDI-M) vergleichbar. Demnach führt die Mehrfach-Direktwassereinspritzung in dieser Kombination kaum zu einer weiteren Verschlechterung der Partikelemissionen. Den Messdaten nach empfiehlt sich für eine Wirkungsgradsteigerung, bei gleichzeitig möglichst geringen Partikelemissionen, allerdings eine zeitliche Trennung der Kraftstoff- und Wassereinspritzung. Diese Beobachtung deckt sich mit den Erkenntnissen aus den Voruntersuchungen in Kapitel 6.4.1. Demnach führt die Kombination der Einfach-

Benzineinspritzung mit einer Einfach-Wassereinspritzung (GDI-S + DWI-S) entsprechend zu der geringsten Partikelkonzentration. Dafür fällt jedoch die Wirkungsgradsteigerung im Vergleich zu den übrigen Strategien, bei denen keine so starke zeitliche Trennung der Benzin- und Wassereinspritzung erfolgt, geringer aus. Insgesamt veranschaulicht die Untersuchung, dass sich die charakteristischen Eigenschaften der jeweiligen Kraftstoff- und Wassereinspritzstrategien in Kombination zumeist ergänzen.

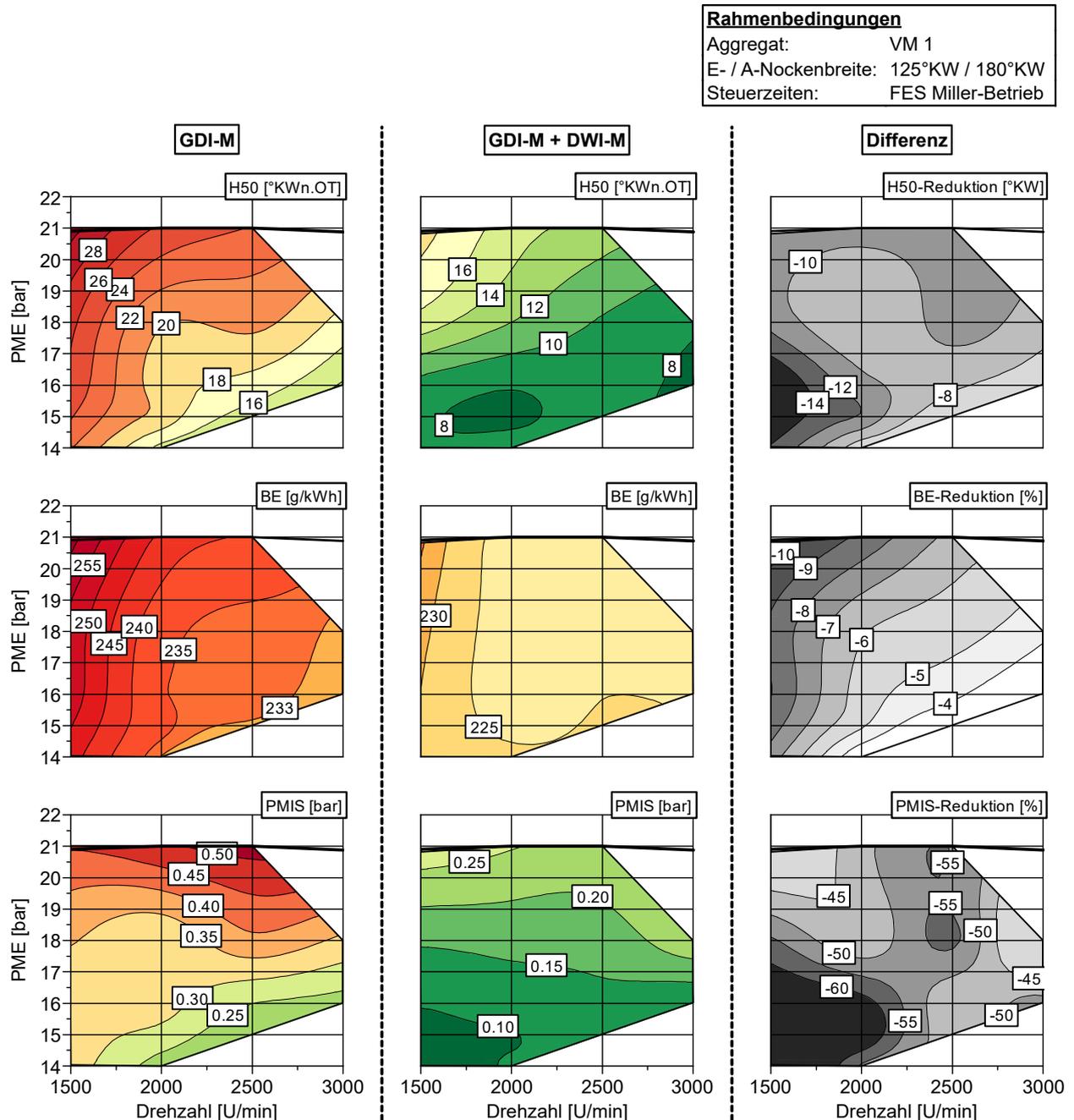


Abbildung 6-63: Verbrennungsverhalten bei Direktwassereinspritzung am Vollmotor VM 1

Abbildung 6-63 veranschaulicht das Potential der Direktwassereinspritzung im Vollmotorkennfeld. Verglichen wird dabei das Verbrennungsverhalten bei Mehrfach-Kraftstoffspritzung, sowohl ohne als auch mit hochwirksamer Mehrfach-Direktwassereinspritzung. Trotz kloppfestigkeitssteigerndem Miller-Betrieb treten ohne Wassereinspritzung, besonders bei Drehzahlen unterhalb von 2000 U/min und hohen Lasten, sehr späte Verbrennungsschwerpunktlagen auf, wodurch in diesem Kennfeldbereich verhältnismäßig hohe Kraftstoffverbräuche entstehen. Die Anwendung der Direktwassereinspritzung erzielt eine Frühverlagerung der Schwerpunktlagen von ungefähr

8°KW bis 14°KW. Daraus resultiert vor allem bei niedrigeren Drehzahlen eine massive Reduktion des Kraftstoffverbrauches. Bemerkenswerterweise stellt sich dabei in großen Teilen des Kennfeldes annähernd derselbe effektive Kraftstoffverbrauch ein. Zusätzlich wird die Standardabweichung des indizierten Mitteldruckes größtenteils halbiert, was die Laufruhe bei hohen Lasten außerordentlich verbessert.

In Abbildung 6-64 ist der stündliche Kraftstoff- und Wasserverbrauch des Vollmotors sowie das daraus resultierende Wasser-Kraftstoff-Verhältnis veranschaulicht. Die Werte zeigen den Zustand bei bestmöglichem Wirkungsgrad, welcher mit der Direktwassereinspritzung am Vollmotor VM 1 erreicht werden kann. In dem vermessenen Kennfeldausschnitt beträgt der Wasserverbrauch ca. 50% bis 80% des Kraftstoffverbrauches. Überwiegend steigt die benötigte Wassermenge mit zunehmender Drehzahl an. Nach den bisherigen Erkenntnissen zur Wassereinspritzung ist in diesem Zusammenhang anzumerken, dass der Kraftstoffverbrauch, üblicherweise mit zunehmender Wassermenge, in Form einer Sättigungskurve sinkt (vgl. Abbildung 6-53). Demnach reduziert sich mit immer höheren Wassermengen stetig die dazugewonnene Wirkungsgradverbesserung, bis letztendlich eine vollständige Stagnation eintritt. Daraus lässt sich ableiten, dass kleinere Wassermengen effizienter zur Reduktion des Kraftstoffverbrauches genutzt werden. Im Hinblick auf eine Serienanwendung ist daher abzuwägen, ob die Nutzung des maximalen Potentials der Direktwassereinspritzung zielführend ist. Angesichts des damit einhergehenden hohen Wasserverbrauches ist die Einspritzung kleinerer Wassermengen, die bereits eine verhältnismäßig hohe Wirkungsgradsteigerung bewirken, empfehlenswerter. Des Weiteren ist zu berücksichtigen, dass es sich bei den Direktwassereinspritzungskomponenten sowie bei dem Vollmotor selbst um Prototypenstände handelt. Ein weiterer Ansatz zur Senkung des Wasserverbrauches besteht folglich darin, den Fokus bei der Weiterentwicklung der Direktwassereinspritzungstechnologie auf einen möglichst hohen Wasserwirkungsgrad zu legen.

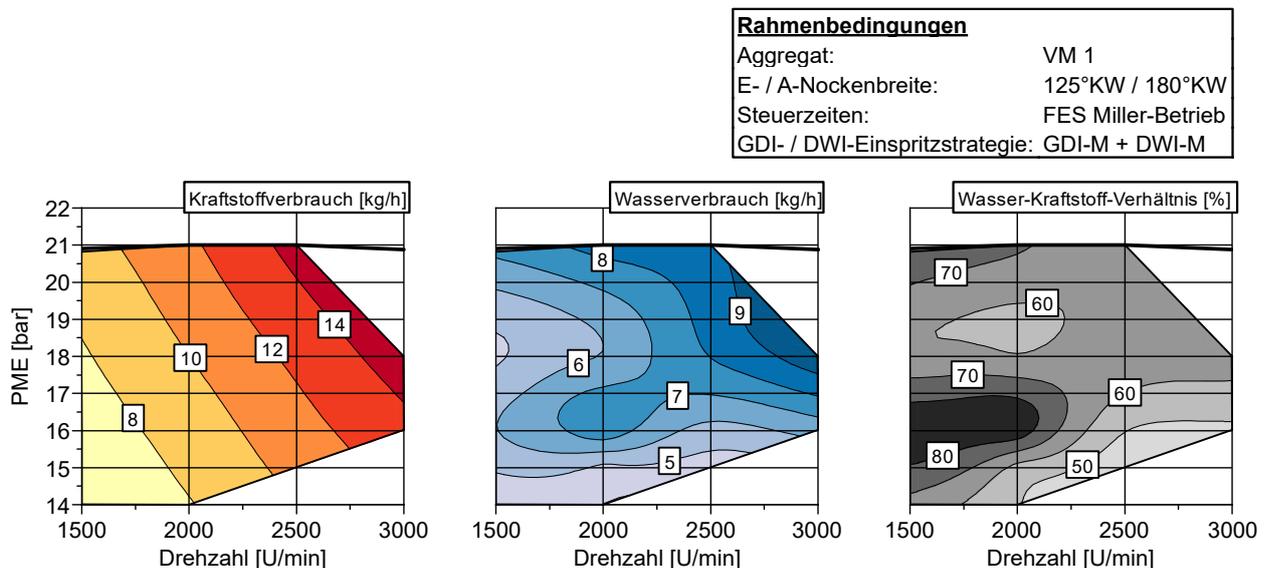


Abbildung 6-64: Wasser-Kraftstoff-Verhältnis bei Direktwassereinspritzung am Vollmotor VM 1

Mit Abbildung 6-65 wird ersichtlich, dass der Ladedruckbedarf in allen Betriebspunkten sinkt, in denen die Direktwassereinspritzung zur Anwendung kommt. In dem vermessenen Kennfeldausschnitt beträgt die Ladedruckreduktion zwischen 6% bis 16%, wobei die größten Vorteile bei niedrigeren Drehzahlen zu beobachten sind. Aufgrund der früheren Verbrennungsschwerpunktlagen (siehe Abbildung 6-63) steigt der Spitzendruck zwischen 20% und 50% an. Wie bereits erläutert verbessert sich die Verbrennungsstabilität bei direkter Wassereinspritzung. Dadurch wird das Risiko, dass vereinzelte Arbeitszyklen den maximalen Spitzendruck des Motors bei hohen Lasten stark überschreiten, leicht entschärft. Dennoch verdeutlichen die Messwerte, dass Motoren mit Direktwassereinspritzungstechnologie für entsprechend hohe Spitzendrücke ausgelegt sein müssen. Andernfalls ist eine

Limitierung der eingespritzten Wassermenge erforderlich, um mechanische Schäden zu vermeiden, wodurch genau genommen nicht das volle Potential nutzbar ist.

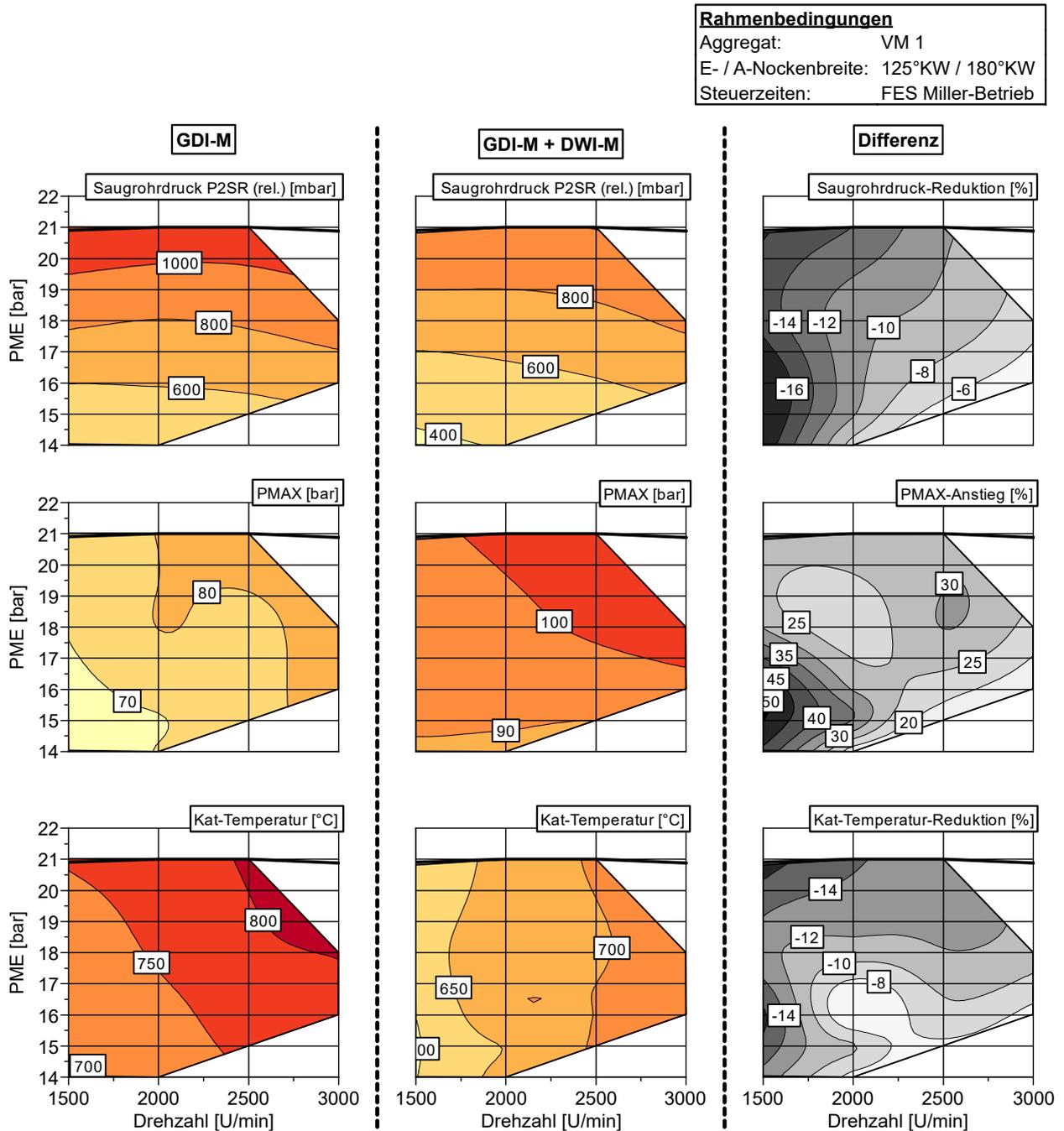


Abbildung 6-65: Druck- und Temperaturverhältnisse bei Direktwassereinspritzung am Vollmotor VM 1

Infolge des kühleren Abgases reduziert sich des Weiteren die Temperatur des motornah verbauten Katalysators um durchschnittlich ca. 100°C (siehe Abbildung 6-65). Die Light-Off-Temperatur wird dabei allerdings keinesfalls unterschritten, wodurch ein massiver Einfluss des Temperaturabfalls auf die Konvertierungsrate des Katalysators ausgeschlossen werden kann. Einzig bei Anwendung der Direktwassereinspritzungstechnologie in einem stark elektrifizierten Antriebsstrang würde durch das kühlere Temperaturniveau des Katalysators theoretisch ein Nachteil entstehen, da es bei rein elektrischer Fahrt und abgeschaltetem Verbrennungsmotor schneller zu einer Auskühlung des Abgasmachbehandlungssystems kommen könnte.

Mit den Voruntersuchungen am Einzylinderaggregat in Kapitel 6.4.1 ist festzustellen, dass mit zunehmender Wassermenge die NO_x- und die CO-Emissionen leicht sinken, während die HC-Emissionen ansteigen (vgl. Abbildung 6-54). Wie die Vor-Kat-Emissionen in Abbildung 6-66 zeigen, lässt sich dieses Verhalten auch am Vollmotor wiederfinden. Zudem sind in der Abbildung auch die Nach-Kat-Emissionen dargestellt, wodurch der Einfluss der Direktwassereinspritzung auf die Abgasnachbehandlung veranschaulicht wird. Den Messdaten nach spiegelt sich die Abnahme der NO_x-Rohemissionen mit zunehmender Wassermenge ebenfalls in einer Verringerung der NO_x-Emissionen nach dem Katalysator wider. Dabei wird sogar eine Erhöhung der NO_x-Konvertierungsrate verzeichnet. Im Gegensatz dazu ist das Verhalten der HC-Emissionen nach Katalysator deutlich kritischer. Die HC-Rohemissionen werden nicht ausreichend konvertiert und steigen nach Katalysator korrelierend an. Auffälligerweise nehmen auch die CO-Emissionen nach Katalysator zu, obwohl die CO-Rohemissionen mit höheren Wassermengen leicht sinken. Insgesamt lässt sich bei Wassereinspritzung eine leichte Abnahme der HC- und CO-Konvertierungsrate beobachten.

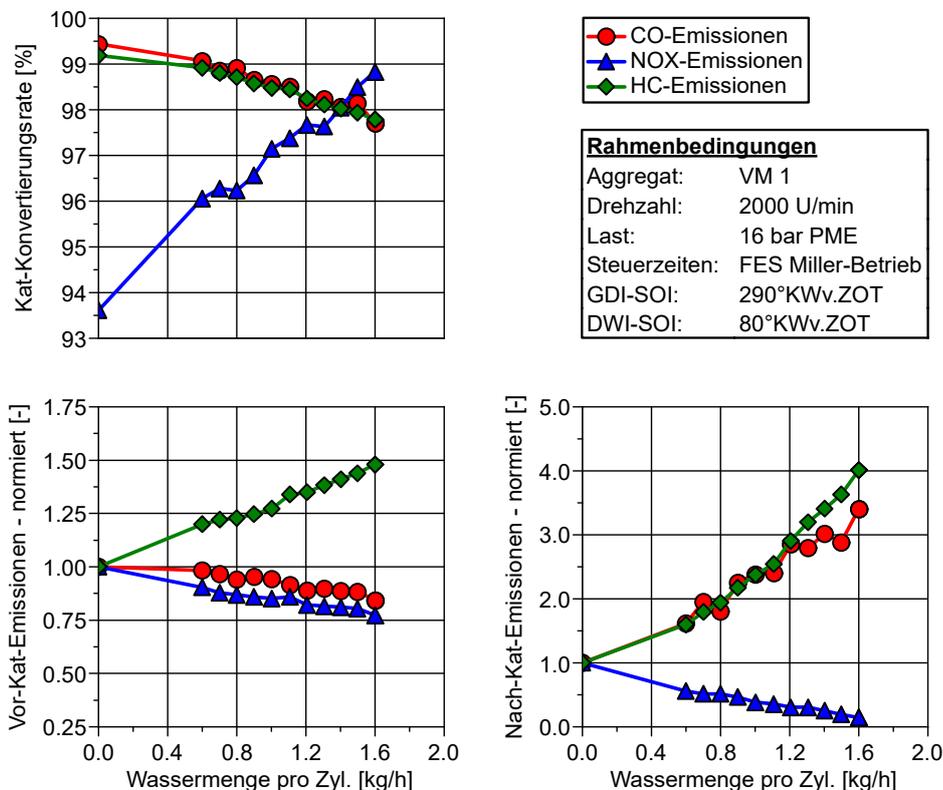


Abbildung 6-66: Einfluss der DWI auf die Abgasnachbehandlung am Vollmotor VM 1

Diese in Abbildung 6-66 festgehaltenen Beobachtungen führen zu dem Schluss, dass die unter Wassereinspritzung erzeugten Rohemissionen das Konvertierungsverhalten des Drei-Wege-Katalysators maßgeblich beeinflussen. Mit zunehmender Wassermenge reduziert sich die Verfügbarkeit von NO_x als potentielles Oxidationsmittel für HC und CO. Es findet somit keine ausreichende Oxidation der deutlich im Überangebot vorliegenden HC-Rohemissionen statt, wodurch es zu HC-Durchbrüchen nach Kat kommt. Des Weiteren wird auch die Oxidation von CO zu CO₂ erschwert, woraufhin ein Konzentrationsanstieg nach Kat ersichtlich wird. Offensichtlich lassen sich sehr hohe HC- und CO-Emissionen nach Katalysator durch eine Reduktion der eingespritzten Wassermenge verringern. Dies würde allerdings zu Motorwirkungsgradverlusten aufgrund späterer Verbrennungsschwerpunktlagen führen. Um diesen Effizienzverlust möglichst gering zu halten, beziehungsweise zu kompensieren, müsste der Wasserwirkungsgrad theoretisch weiter gesteigert werden. Demzufolge führt die Untersuchung zu der Erkenntnis, dass ein hoher Wasserwirkungsgrad für einen hohen Motorwirkungsgrad bei gleichzeitig niedrigen Schadstoffemissionen essentiell ist.

6.4.3 Ansätze zur Steigerung des Wasserwirkungsgrades

Den Voruntersuchungen in Kapitel 6.4.1 nach erreicht die Direktwassereinspritzung eine größere Klopfestigkeitssteigerung als die Kanalwassereinspritzung. Im Vergleich zur Kanalwassereinspritzung handelt es sich bei der Direktwassereinspritzung jedoch um ein sehr kostenintensives System. Diese Tatsache führt zu der Motivation das Potential der Kanalwassereinspritzung weiter zu verbessern. Des Weiteren deuten die durchgeführten Analysen zur Direktwassereinspritzung am Einzylinder und Vollmotor darauf hin, dass eine schnellere und vollständigere Verdampfung des Wassers bis zum Zündzeitpunkt sowie die Minimierung von Brennraumwandbenetzungen eine weitere Steigerung des Wasserwirkungsgrades bewirken könnte. Aus diesen Gründen werden im Folgenden, sowohl für die Kanalwassereinspritzung als auch für die Direktwassereinspritzung, weitere Ansätze zur Optimierung der Technologie untersucht. Diese Untersuchungen finden dabei ausschließlich am Einzylinderaggregat EZ 3 statt, welches mit dem Hochtumblekanal B ausgestattet ist und somit über ein vergleichsweise hohes Ladungsbewegungsniveau verfügt (vgl. Kapitel 6.2.1).

Bezüglich einer möglichst schnellen Verdampfung des Wassers weist die Kanaleinspritzung systembedingt Nachteile gegenüber der Direktwassereinspritzung auf. Der Einspritzdruck ist wesentlich geringer und das Wasser kann nicht unmittelbar in die Kompressionsphase eingebracht werden. Um dennoch hohe Verdampfungsraten mit der Kanalwassereinspritzung zu erreichen besteht ein Ansatz darin die Tropfengröße zu reduzieren. Dieser Ansatz wird in einer weiterführenden Untersuchung bewertet und in den folgenden Abschnitten dieses Kapitels näher erläutert. Eine Herausforderung bei der Umsetzung besteht darin, dass bei einer Reduktion der Tropfengröße dennoch ein ausreichender Durchfluss des Injektors gewährleistet sein muss, damit die Einspritzdauer für die notwendigen Wassermengen die Öffnungszeit des Einlassventils nicht überschreitet. Andernfalls würden sich die Wand- und Ventiltellerbenetzung verstärken. Im Rahmen der Voruntersuchungen in Kapitel 6.4.1 wird ein magnetisch betriebener Mehrlochventil-Injektor (PWI-MLV-Injektor) verwendet, welcher in Abbildung 6-67 zu sehen ist. Zur Erzeugung möglichst kleiner Tropfen kommt als weiteres Zerstäubungskonzept das Drall-Prinzip zum Einsatz.

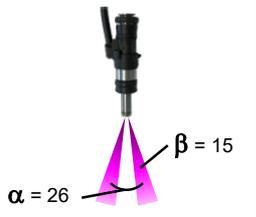
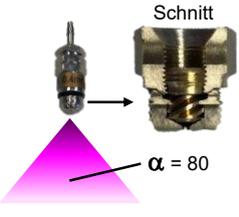
Bezeichnung	PWI-MLV-Injektor	PWI-Drall-Injektor	PWI-Düse (a/b)	PWI-Konzept-Injektor
Spraybild				
Spraytechnologie	10 Loch Spray	Drall	Drall	Drall
Statischer Durchfluss bei 10 bar	7 cm ³ /s	3 cm ³ /s	a) 3,0 cm ³ /s b) 3,5 cm ³ /s	2,3 cm ³ /s

Abbildung 6-67: Varianten der PWI-Injektoren und -Spraybilder

Neben dem Mehrlochventil-Injektor sind in Abbildung 6-67 drei weitere Injektor-Varianten zu sehen, die nach dem Drall-Prinzip arbeiten. Mit der Abbildung wird darüber hinaus ersichtlich, dass der PWI-MLV-Injektor zwei Spraykeulen besitzt, die im Einbauzustand auf die Einlassventile gerichtet sind. Die übrigen Drall-Injektoren weisen einen höchstens halb so großen Durchfluss auf und verfügen über ein kegelförmiges Spraybild.

Sowohl der PWI-MLV-Injektor als auch der PWI-Drall-Injektor sind speziell entwickelte Kanalwasserinjektoren, deren Aufbaukonzept ursprünglich von Kanalbenzininjektoren abgeleitet wurde. Dahingegen besitzt die PWI-Düse, welche eigentlich im Motorsportsegment und zur Leistungssteigerung eingesetzt wird, einen grundlegend anderen Aufbau. Ein spezielles Drall-Element in der Spitze der Düse sorgt für eine sehr feine Zerstäubung

des Wassers. Je nach Version (a oder b) besitzt die PWI-Düse einen unterschiedlichen statischen Durchfluss. Nachteil dieses Konzeptes ist, dass bei einer Taktung der Wasserzufuhr das Spray jeweils beim Auf- und Abbau zusammenfällt, wobei große Tropfen entstehen. Um diesen Effekt zu verringern wurde im Rahmen der Untersuchungen ein neuartiger Konzept-Injektor angefertigt. Dieser Konzept-Injektor besteht aus einem MLV-Injektor, bei dem die Streuscheibe entfernt und durch eine abgetrennte Spitze der PWI-Düse inklusive des Drall-Elements ersetzt wurde. Ziel dieses Aufbaus ist die Minimierung des Totvolumens zwischen Öffnungsventil und Drall-Element, was letztendlich den Sprayaufbau und -abbau verbessern soll. Abbildung 6-68 zeigt Spraykammeraufnahmen unter Atmosphärendruck und Raumtemperatur mit dem PWI-Konzept-Injektor bei einem Betrieb mit 7 bar Wassereinspritzdruck. Mit den Aufnahmen wird ersichtlich, dass zu Beginn und am Ende der Einspritzung vereinzelt große Tropfen entstehen. Größtenteils werden während der geprüften Ansteuerzeit allerdings sehr kleine Tropfen generiert. Somit liegt bei vollständig ausgeprägtem Spraybild eine sehr feine Zerstäubung des Wassers vor.

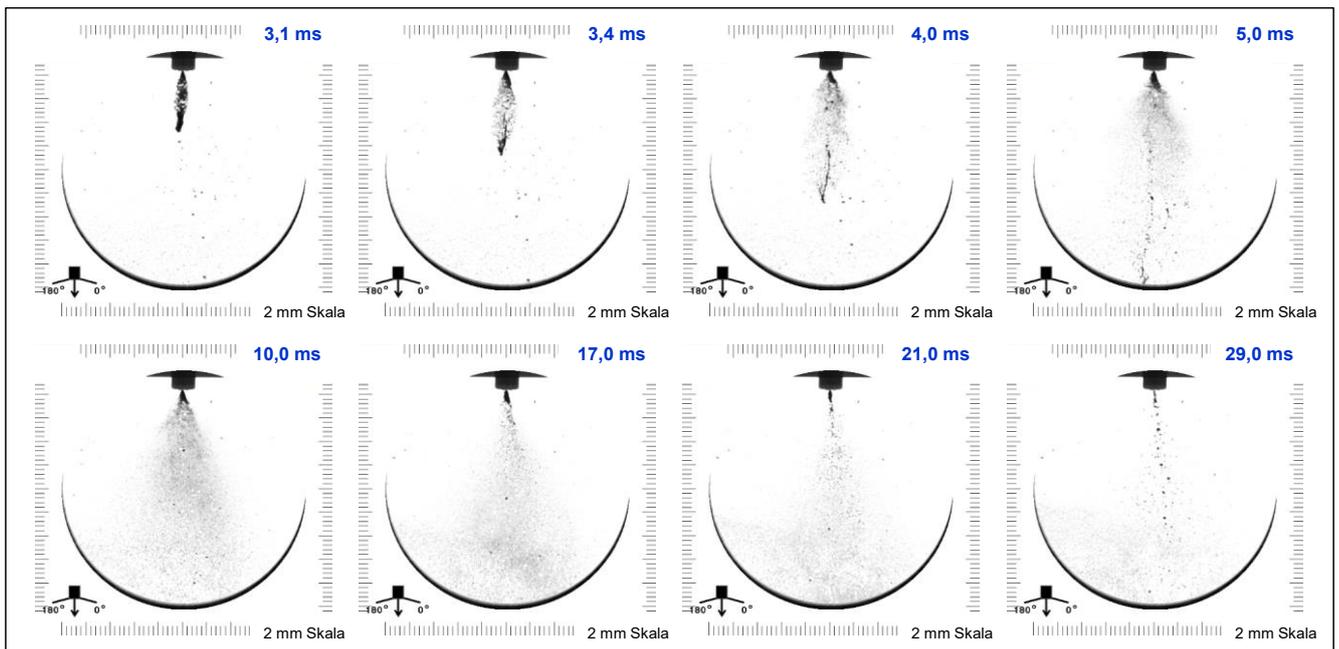


Abbildung 6-68: Optische Aufnahmen des PWI-Konzept-Injektor-Spraybildes mit 7 bar Wasserdruck

Im Hinblick auf die Direktwassereinspritzung stellt sich die Frage, welches Potential das Spraybild zur Steigerung des Wasserwirkungsgrades bietet. Offensichtlich hat die Ausrichtung des Wassersprays einen Einfluss auf die Wandbenetzung sowie auf die Interaktion mit der Ladungsbewegung. In einer Analyse, welche in den folgenden Abschnitten erläutert wird, findet daher ein Vergleich von Injektoren mit unterschiedlichen Spraybildern statt.

Für die Untersuchung stehen vier unterschiedliche DWI-Spray-Varianten im Fokus, die in Abbildung 6-69 aufgeführt sind. Das DWI-Spray-A, welches auch bei den Voruntersuchungen in Kapitel 6.4.1 zum Einsatz kommt, besitzt fünf Strahlkeulen, die tendenziell in Richtung der Zylinderlaufbahn ausgerichtet sind. Dahingegen ist das DWI-Spray-B um 7° Grad steiler in Richtung Kolben gekippt. Bei dem DWI-Spray-C verfügen die jeweiligen Strahlkeulen zusätzlich über eine unterschiedliche Massenverteilung. Entsprechend wird mehr Wassermasse an die unteren zwei Strahlkeulen und damit mehr in Richtung Kolben verteilt. Anstatt einer ungleichen Massenverteilung besitzt das DWI-Spray-D eine Strahlkeule mehr und damit insgesamt sechs Strahlkeulen. Unabhängig vom Spraybild verfügen alle Injektoren über den selben statischen Durchfluss.

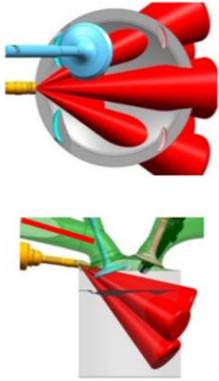
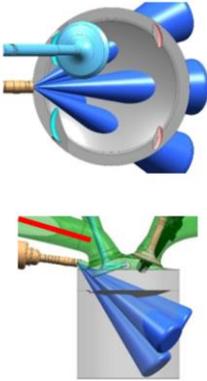
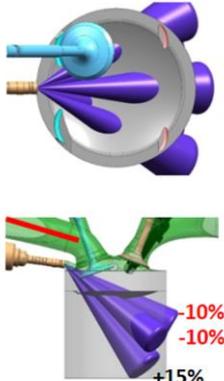
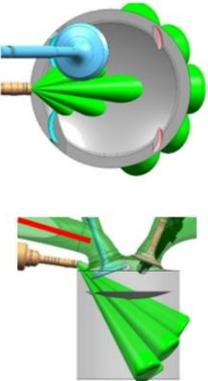
Bezeichnung	DWI-Spray-A	DWI-Spray-B	DWI-Spray-C	DWI-Spray-D
Spraybild				
Spraytechnologie	5 Loch Spray	5 Loch Spray, 7 steiler zu Spray A	5 Loch Spray 7 steiler zu Spray A, ungleiche Massenverteilung	6 Loch Spray, 7 steiler zu Spray A
Statischer Durchfluss bei 100 bar	13 cm ³ /s	13 cm ³ /s	13 cm ³ /s	13 cm ³ /s

Abbildung 6-69: Varianten der DWI-Injektoren und -Spraybilder

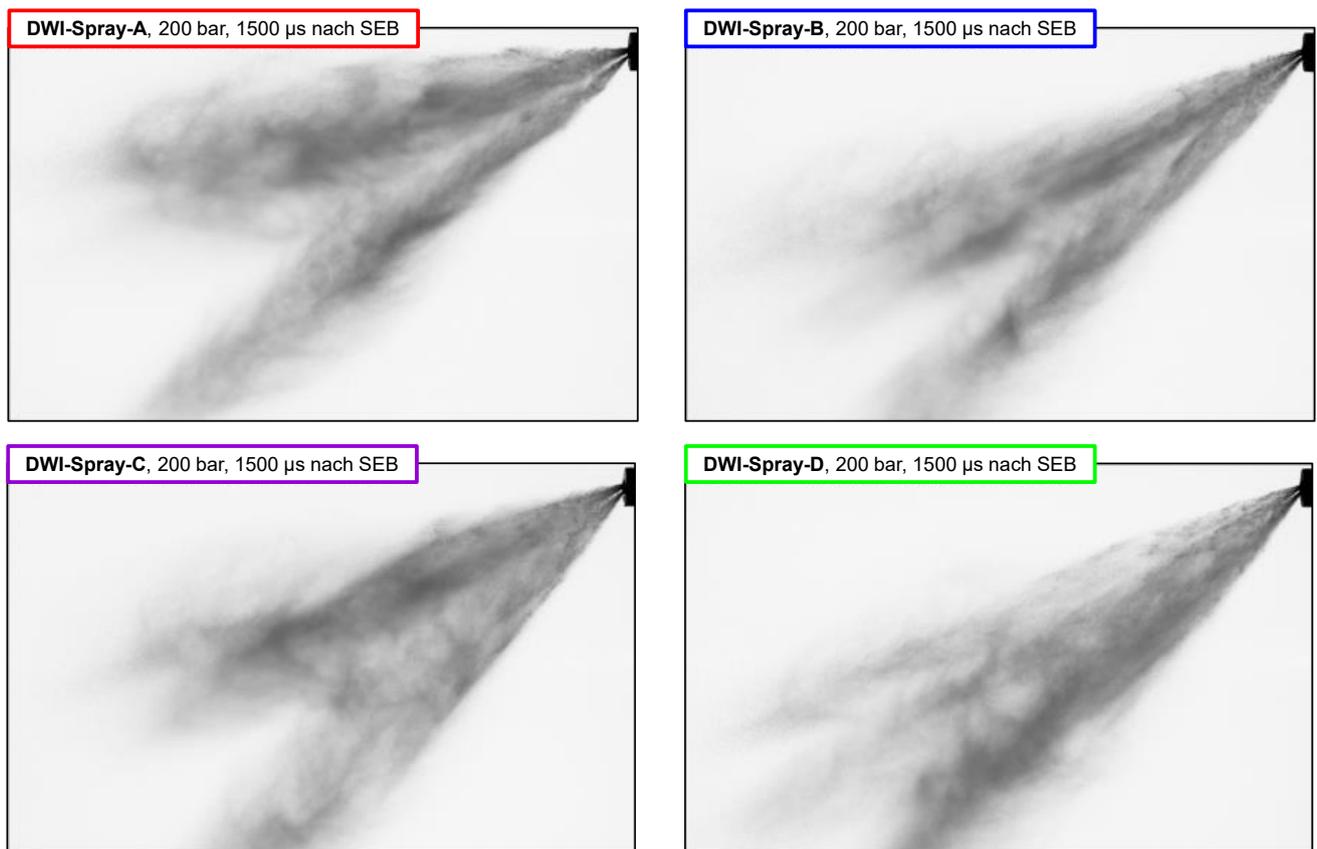


Abbildung 6-70: Optische Aufnahmen unterschiedlicher DWI-Spraybilder [123]

In Abbildung 6-70 sind optische Sprayaufnahmen der unterschiedlichen DWI-Spraybildvarianten zu sehen. Der Einspritzdruck bei dieser berührungslosen Vermessung beträgt dabei jeweils 200 bar. Die Hochgeschwindigkeitsaufnahmen, welche den Zeitpunkt bei 1500 μs nach sichtbarem Einspritzbeginn (SEB) zeigen, wurden mittels Durchlichtverfahren (siehe Anhang C) unter Atmosphärendruck und Raumtemperatur erstellt. Grundsätzlich ist anzumerken, dass es mit zunehmend dunkleren Schatten in den Sprayaufnahmen zu einer Überlagerung von einer ansteigenden Anzahl fein zerstäubter Tropfen bei gleichzeitiger Erhöhung der Wassermassenkonzentration in dem entsprechenden Bereich kommt. Im Vergleich zum DWI-Spray-A wird bei den Varianten -B, -C und -D der steilere Einspritzwinkel in Richtung Kolben deutlich. Anhand der geringfügig unterschiedlichen Schattenverteilungen lässt sich tendenziell nur beim DWI-Spray-D auf eine leicht höhere Tropfenkonzentration im Bereich der unteren Strahlkeulen schließen, wobei anzumerken ist, dass diese Sprayvariante die einzige ist, welche drei statt zwei untere Strahlkeulen besitzt. Die konstruktive Auslegung einer leicht unterschiedlichen Wassermassenverteilung des DWI-Sprays-B und -C (vgl. Abbildung 6-69) lässt sich in den optischen Sprayaufnahmen nicht eindeutig identifizieren.

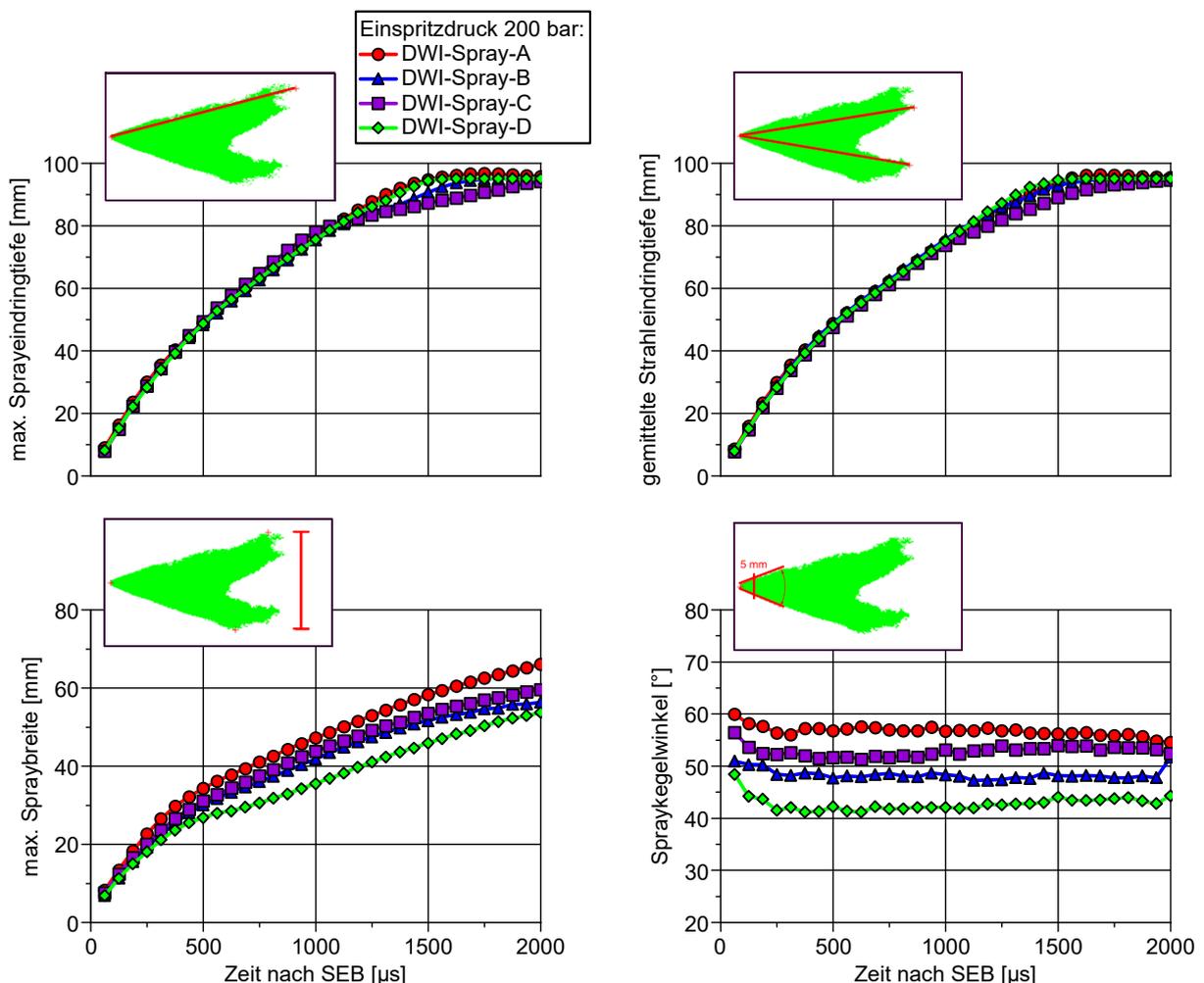


Abbildung 6-71: Quantifizierung der DWI-Sprayeigenschaften unterschiedlicher Spraybilder [123]

Ergänzend quantifiziert Abbildung 6-71 die Sprayeigenschaften der unterschiedlichen DWI-Spraybilder (nähere Erläuterungen zur Ermittlung der Sprayparameter im Anhang C). Der eingestellte Einspritzdruck beträgt hierbei 200 bar, wobei die DWI-Injektoren zur Analyse maximal 2000 μs lang angesteuert werden. In diesem Zusammenhang ist anzumerken, dass eine Ansteuerdauer von 2000 μs pro Arbeitszyklus einer Wassermenge von ca. 1,8 kg/h bei einer Motordrehzahl von 2000 U/min entspricht. Generell ist bei allen Sprayvarianten mit einer Verlängerung der Injektoransteuerdauer eine Zunahme der maximalen Sprayeindringtiefe bis kurz vor Einspritzende zu

beobachten. Bezogen auf die Ansteuerdauer weisen dabei fast alle Sprayvarianten nahezu dieselbe maximale Sprayeindringtiefe und gemittelte Strahleindringtiefe auf. Einzig das DWI-Spray-C zeigt im Bereich zwischen 1000 μs und 2000 μs leicht geringere Eindringtiefen. Im Vergleich besitzt das DWI-Spray-A die höchste maximale Spraybreite, während das DWI-Spray-D diesbezüglich die geringsten Werte zeigt. Die ausgeprägten Spraykegel der Sprayvarianten korrelieren überwiegend mit den Werten der maximalen Spraybreite.

In vorangegangenen Analysen zur Direktwassereinspritzung wurden Wassermengenvariationen stets mit einem festen SOI durchgeführt. Insbesondere bei einer Einspritzung in der späten Kompressionsphase verringert sich der Abstand zwischen Kolben und Wasserspray deutlich mit zunehmender Wassermenge. Hierbei erhöht sich die Wahrscheinlichkeit, dass das Wasserspray den Kolben benetzt. Um diesen Effekt bei hohen Wassermengen zu vermeiden ist es daher empfehlenswert das Ende der Einspritzung anstatt den Start fest vorzugeben. Mit einem festen EOI wandert der SOI mit zunehmender Wassermenge demnach in Richtung früh. Abbildung 6-72 zeigt den Einfluss eines konstant gehaltenen DWI-SOI und DWI-EOI.

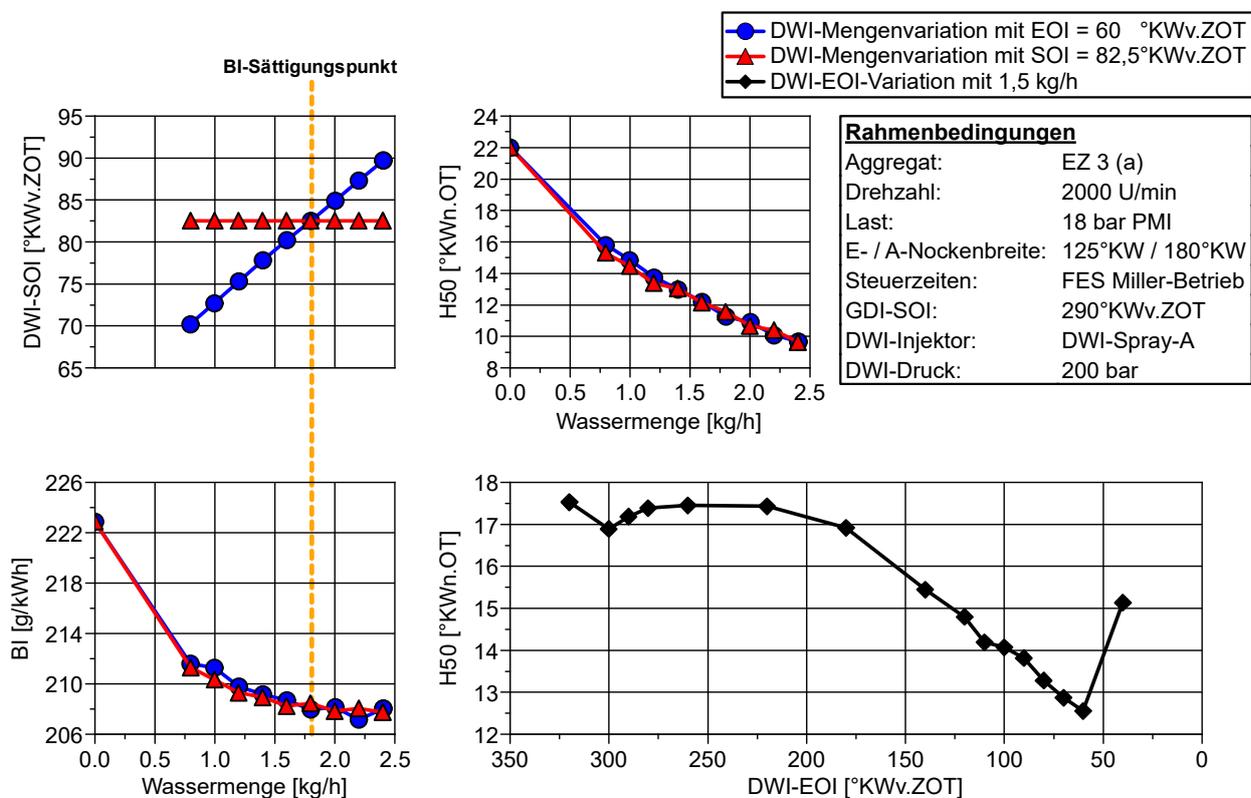


Abbildung 6-72: Einfluss des DWI-SOI und DWI-EOI

Zur Analyse wird im ersten Schritt eine EOI-Variation mit einer gleichbleibenden Wassermenge von 1,5 kg/h bei höherer Teillast durchgeführt. Wie aus dem Verlauf der Verbrennungsschwerpunktlagen in Abbildung 6-72 hervorgeht befindet sich dabei das Optimum bei einem EOI von 60°KWv.ZOT. Mit diesem optimierten EOI erfolgt im nächsten Schritt die Durchführung einer Wassermengenvariation, die bei einer Wassermenge von 1,8 kg/h zu einem Kraftstoffverbrauchsoptimum führt. Der in diesem Punkt vorliegende SOI wird als fester Einspritzzeitpunkt für eine zweite nachfolgende Wassermengenvariation festgelegt. Folglich liegt ab einer Wassermenge von 1,8 kg/h das Einspritzende also später als 60°KWv.ZOT, wodurch das Spray einen geringen Abstand zum Kolben aufweist. Mit Abbildung 6-72 wird allerdings ersichtlich, dass unabhängig von einem festen DWI-SOI oder DWI-EOI dieselben Schwerpunktlagen und Kraftstoffverbräuche entstehen. Daraus lässt sich schlussfolgern, dass die Limitierung des Einspritzendes zur Vermeidung einer verstärkten Kolbenbenetzung bei hohen Wassermengen zwar theoretisch sinnvoll ist, sich aber in der Praxis nicht entscheidend auswirkt. Dies ist

vermutlich darauf zurückzuführen, dass im Kraftstoffoptimum die maximal verdampfbare Wassermenge erreicht ist. Unabhängig von einem festen SOI oder EOI findet bei noch höheren Wassermengen früher oder später eine Kolbenbenetzung des übrigen flüssigen Anteils durch die Aufwärtsbewegung des Kolbens statt.

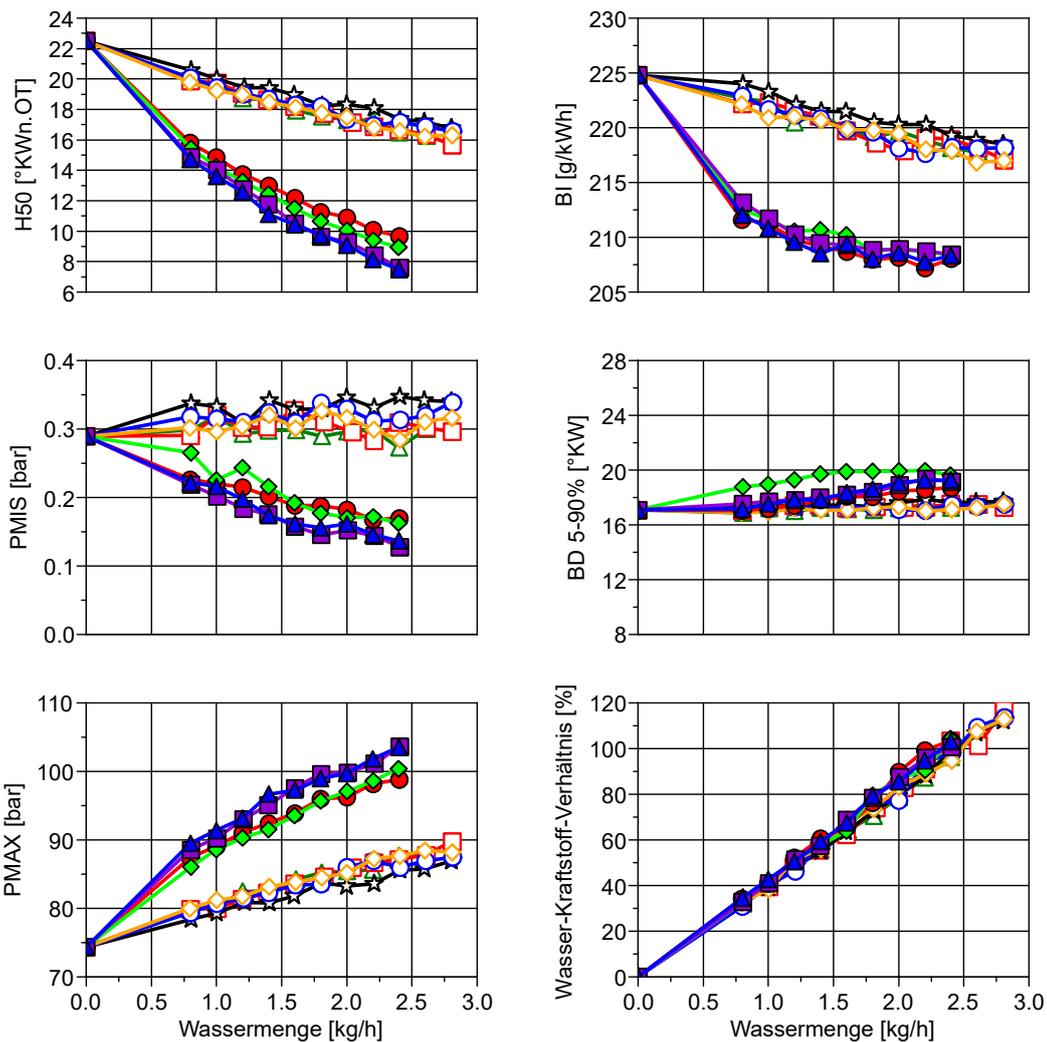
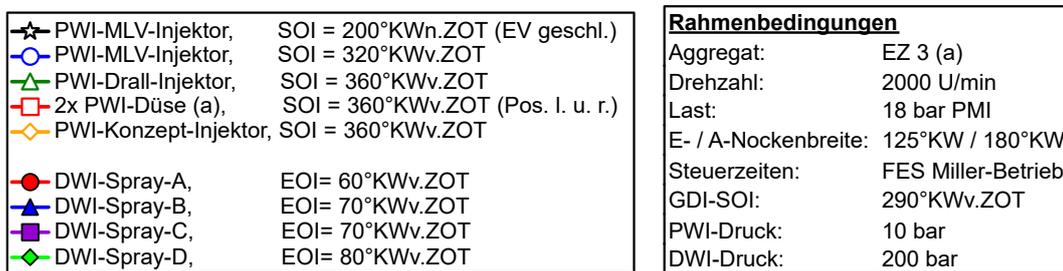


Abbildung 6-73: Wassermengenvariation mit unterschiedlichen Kanal- und Direktwasserinjektoren

Um die vorgestellten Kanal- und Direktwasserinjektoren (vgl. Abbildung 6-67 und Abbildung 6-69) zu vergleichen wird eine Wassermengenvariation bei höherer Teillast durchgeführt. Die Ergebnisse sind aus Abbildung 6-73 zu entnehmen. Für die Wassermengenvariation wurden die Einspritzzeitpunkte der jeweiligen Wasserinjektoren zuvor mit dem Ziel eines minimalen Kraftstoffverbrauches optimiert. Im Hinblick auf die 50% Verbrennungsschwerpunktlagen zeigt sich bei den PWI-Injektoren eine stetige Verbesserung mit Zunahme der Wassermenge. Allerdings weisen die jeweiligen PWI-Injektoren alle dasselbe Potential zur Klopfestigkeitssteigerung und damit zur Kraftstoffreduktion auf, da die Messkurven nahezu aufeinanderliegen. Selbst eine

Einspritzung mit dem PWI-MVL-Injektor auf geschlossene Einlassventile bei 200°KWn.ZOT bewirkt, im Vergleich zu einer Einspritzung bei geöffneten Einlassventilen, kaum eine Verschlechterung der Schwerepunktlagen. Auch am Einzylinderaggregat EZ 3 lässt sich die Verbrennungsstabilität nicht mit der Kanalwassereinspritzung verbessern, was sich mit den Beobachtungen in den Voruntersuchungen in Kapitel 6.4.1 deckt. Somit besitzt keines der unterschiedlichen PWI-Konzepte zur Spraybildung besondere Vorteile. Hinsichtlich der Wassereinspritzung mittels PWI-Düse zeigt Abbildung 6-74 ergänzend, dass auch unterschiedliche Düsenpositionen (vgl. Kapitel 5.1) kein weiteres Potential zur Klopfestigkeitssteigerung bieten.

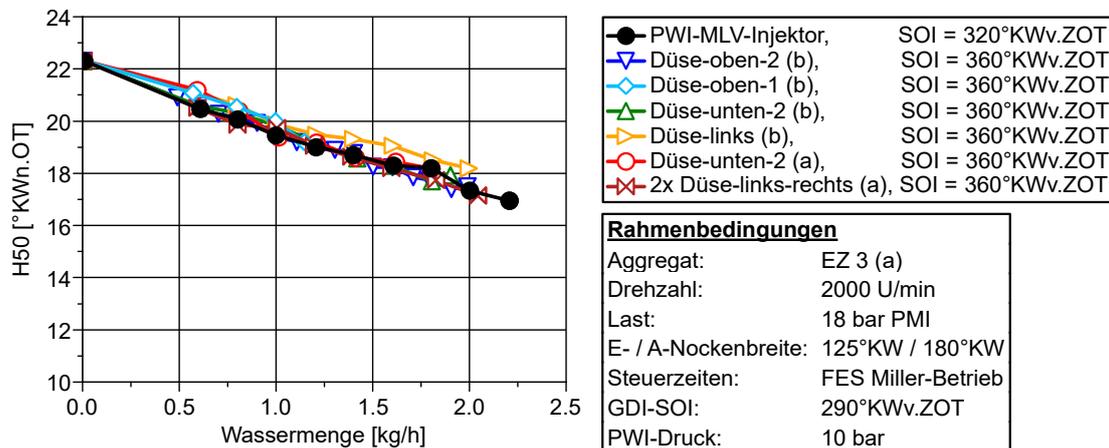


Abbildung 6-74: Einfluss der PWI-Düsen Position auf die Klopfestigkeit

Wie nach den bisherigen Erkenntnissen zu erwarten, ist das Potential der Direktwassereinspritzung nach Abbildung 6-73 zur Klopfestigkeits- und Verbrennungsstabilitätssteigerung deutlich höher, als das der Kanalwassereinspritzung. Die verschiedenen DWI-Spraybildvarianten wirken sich jedoch kaum unterschiedlich auf das Verbrennungsverhalten aus. Tendenziell erzielen die DWI-Sprays B und C geringfügig frühere Verbrennungsschwerpunktlagen bei hohen Wassermengen. Da im Bereich dieser Unterschiede bereits verhältnismäßig gute Schwerpunktlagen nahe 8°KWn.OT vorliegen, ist der Stellhebel auf den Kraftstoffverbrauch jedoch gering. Dementsprechend sind die Auswirkungen dieser H50-Differenzen auf den Kraftstoffverbrauch, unter zusätzlicher Berücksichtigung von Messtoleranzen, kaum identifizierbar. In diesem Fall bietet demnach die unterschiedliche Auslegung der Spraywinkel, Massenverteilungen und Spraykeulenzahl der DWI-Injektorvarianten kaum einen Vorteil. Angesichts der jeweiligen Sprayeigenschaften wirken sich zudem die leicht verschiedenen maximalen Spraybreiten und Spraykegel, welche in Abbildung 6-71 quantifiziert sind, nicht signifikant auf das Verbrennungsverhalten aus.

Nach den Ergebnissen in Abbildung 6-73 ist es an dem betrachteten Einzylinderaggregat EZ 3 möglich mit einer Einfach-Direktwassereinspritzung eine Verbrennungsschwerpunktlage, je nach eingesetzter DWI-Injektorvariante, zwischen 8°KWn.OT und 10°KWn.OT zu erreichen. Damit ist die erzielte Klopfestigkeitssteigerung bei einer Einfach-Direktwassereinspritzung im Vergleich zum Einzylinderaggregat EZ 1 (vgl. Abbildung 6-53 in Kapitel 6.4.1) deutlich stärker, was sich gleichermaßen auf die Reduktion des Kraftstoffverbrauches auswirkt. Als Grund hierfür lässt sich annehmen, dass die spezifische Ladungsbewegung am Aggregat EZ 3 eine schnellere Verdampfung des Wassers begünstigt. Hinzu kommt, dass das Aggregat EZ 3, bereits ohne Wasser, eine höhere Klopfestigkeit aufweist. Deshalb werden die Untersuchungen grundsätzlich bei 18 bar PMI, anstatt bei 16 bar PMI, wie beim Aggregat EZ 1, durchgeführt. Die höheren Drücke in der Verdichtungsphase sowie die höheren Brennraumtemperaturen fördern zusätzlich eine schnellere Verdampfung des Wassers.

2000 U/min, 18 bar PMI, 1,4 kg/h Wassermenge, 10 bar PWI-Druck

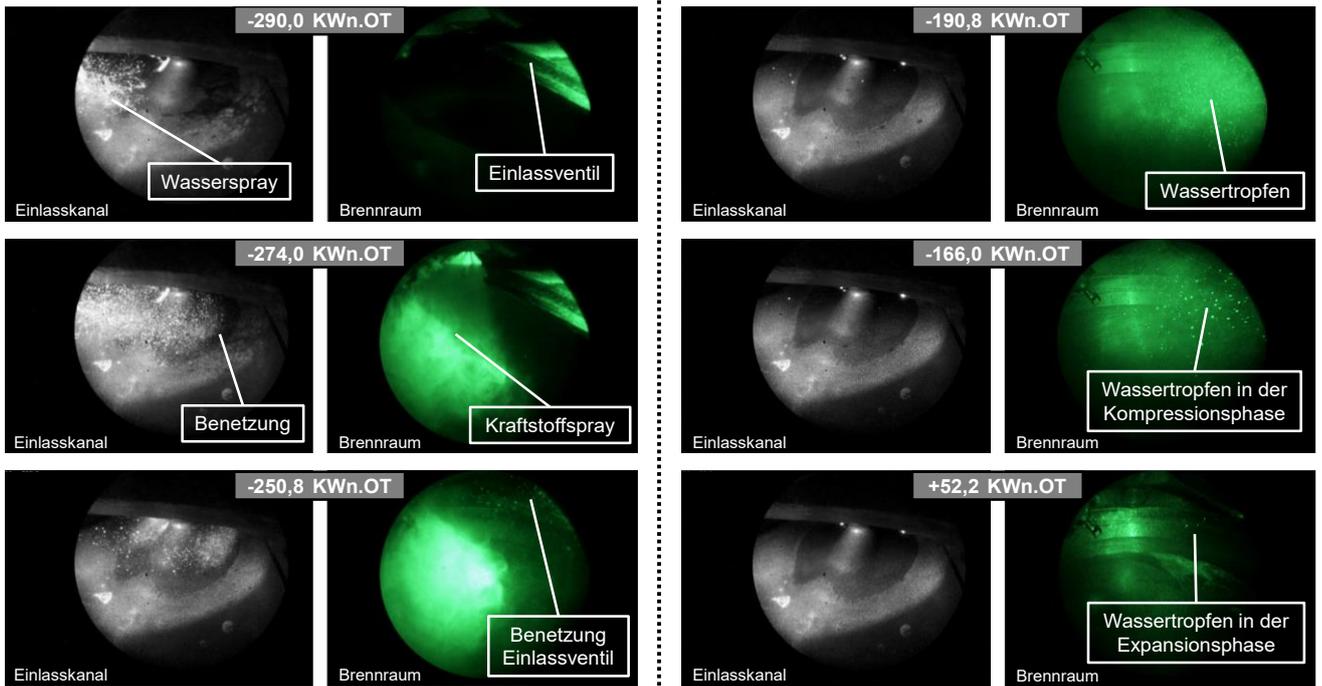


Abbildung 6-75: Optische Aufnahmen PWI-MLV-Injektor

2000 U/min, 18 bar PMI, 1,4 kg/h Wassermenge, 10 bar PWI-Druck

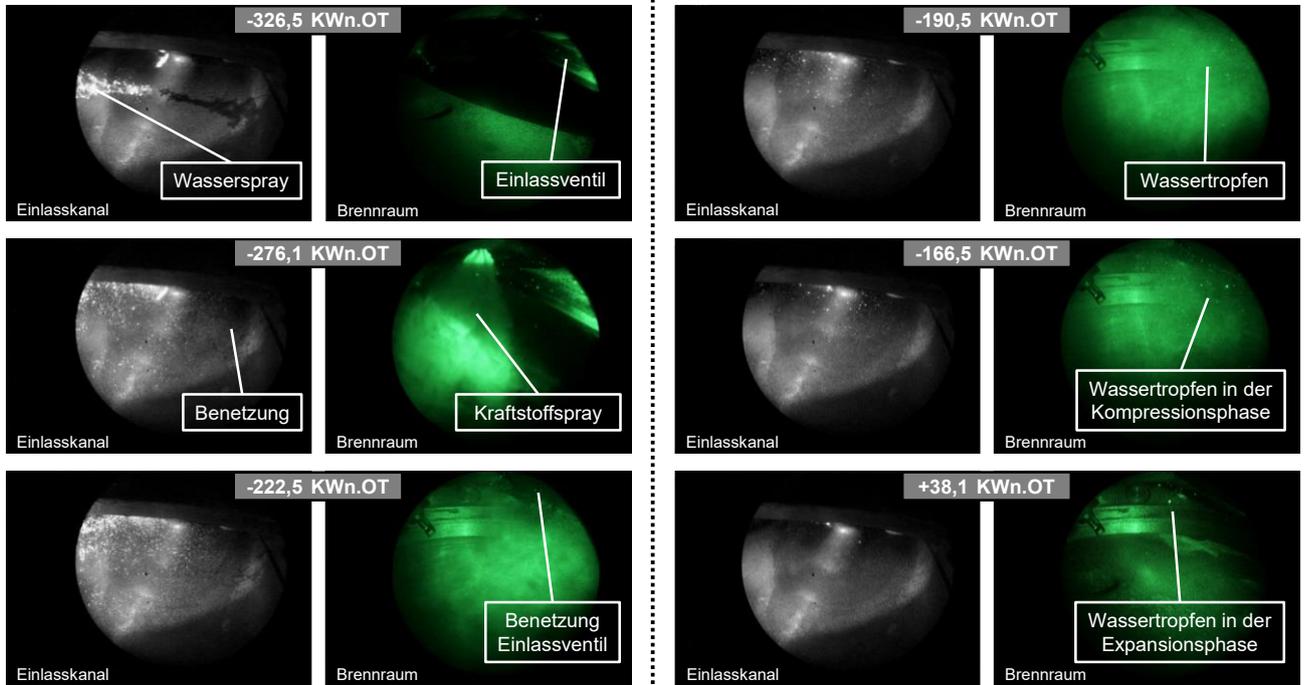


Abbildung 6-76: Optische Aufnahmen PWI-Konzept-Injektor

Ergänzend zu den Messergebnissen in Abbildung 6-73 enthalten die Abbildung 6-75 und Abbildung 6-76 optische Aufnahmen vom Einlasskanal und Brennraum des Einzylinderaggregates EZ 3, welches im FES Miller-Betrieb bei höherer Teillast betrieben wird. Die Bilder zeigen das Verhalten des eingespritzten Wassers jeweils für den PWI-MLV- und den PWI-Konzept-Injektor. Aus den Aufnahmen mit dem PWI-MLV-Injektor lässt sich erkennen, dass das Wasserspray den Einlasskanal kurz vor Eintritt in den Brennraum stark benetzt. Des Weiteren treffen viele Tropfen auf den Ventilteller des geöffneten Einlassventils. Nach abgeschlossenem Einspritzvorgang zeigen sich, sowohl in der Ansaug- als auch Kompressionsphase, relativ große Wassertropfen, die verhältnismäßig inhomogen im Brennraum verteilt sind. Im Vergleich zum fein zerstäubten Kraftstoffspray wird der Größenunterschied der Wassertropfen besonders deutlich. Die großen Wassertropfen bewegen sich durch den Brennraum und benetzen teilweise die Brennraumwände. Selbst in der Expansionsphase sind noch vereinzelt große Wassertropfen zu erkennen. Entsprechend ist damit nachgewiesen, dass das Wasser bis zum Zündzeitpunkt teilweise noch in flüssiger Form vorliegt und erst im Laufe der Verbrennungsphase annähernd vollständig verdampft.

Im Vergleich zum PWI-MLV-Injektor weist das Wasserspray des PWI-Konzept-Injektors eine wesentlich feinere Zerstäubung und damit kleinere Wassertropfen auf. Jedoch ist aus den Aufnahmen deutlich zu erkennen, dass das Wasserspray ebenfalls den Einlasskanal sowie die Einlassventilteller benetzt. Aufgrund der Benetzung bilden sich große Tropfen, die in der Kompressionsphase schlecht verdampfen. In Bezug auf die vorliegende Größe und Verteilung der Tropfen im Brennraum unterscheiden sich die Aufnahmen mit dem PWI-Konzept-Injektor nicht wesentlich von denen mit dem PWI-MLV-Injektor. Demnach kommt ein vom Injektor fein zerstäubtes Wasserspray aufgrund von Benetzungsvorgängen kaum in gleichbleibend hoher Zerstäubungsgüte im Brennraum an. Hierdurch lassen sich die Messergebnisse in Abbildung 6-73 nachvollziehen, bei denen nahezu keine Unterschiede im Verbrennungsverhalten mit den verschiedenen PWI-Injektoren identifizierbar sind. Besonders durch die Formgebung und dem engen Querschnitt des Hochtumblekanals B werden Wandbenetzungen begünstigt. Die Vermeidung einer starken Benetzung des Einlasskanals bei Kombination des Miller-Brennverfahrens mit einer Kanalwassereinspritzung stellt demzufolge eine deutliche Herausforderung dar.

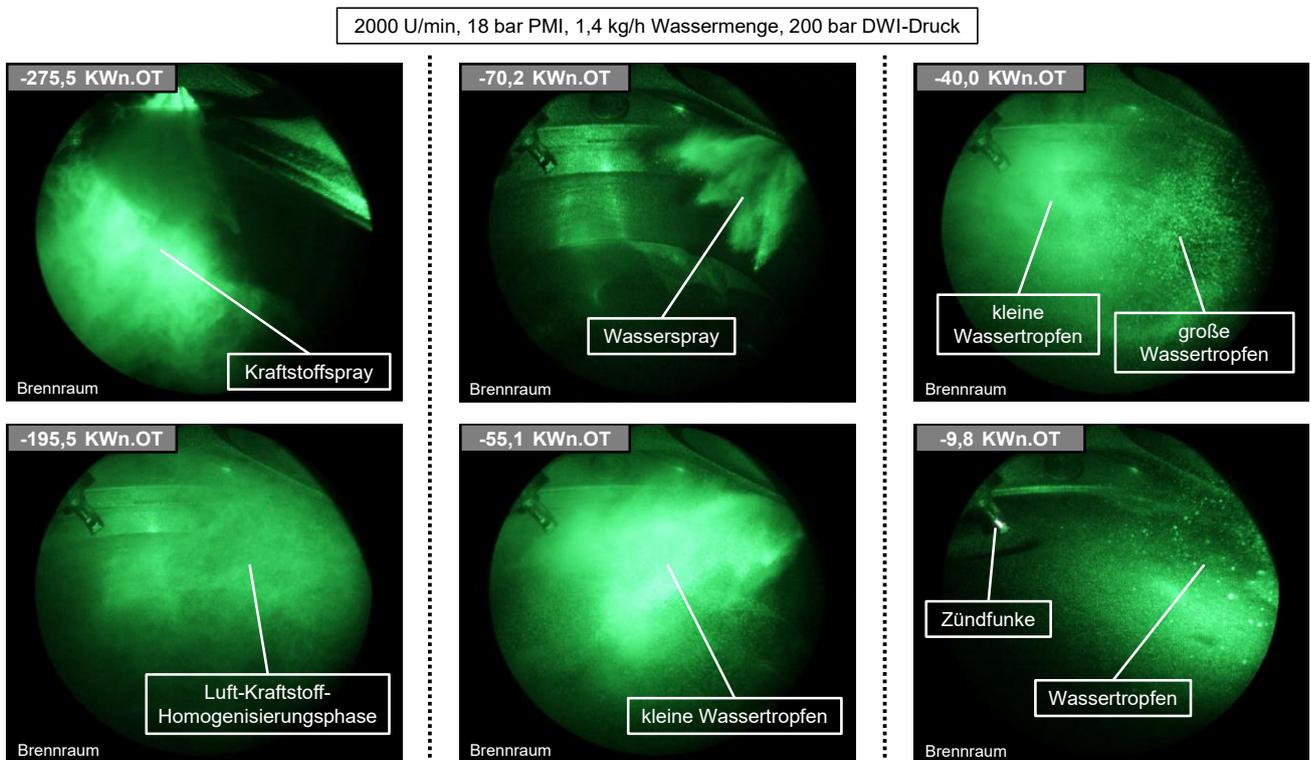


Abbildung 6-77: Optische Aufnahmen DWI-Spray-A

Analog zu den optischen Aufnahmen der Kanalwassereinspritzung zeigt Abbildung 6-77 den Brennraum bei einer Direktwassereinspritzung. Erkennbar führt die Einspritzung des Wassers in der Kompressionsphase zu einer feinen Zerstäubung. Dabei dringt das Wasserspray soweit in den Brennraum ein, sodass dadurch eine leichte Benetzung der gegenüberliegenden Zylinderlaufbahn stattfindet. Darüber hinaus ist eine deutliche Interaktion der Ladungsbewegung mit den Wassertropfen identifizierbar. Nach Abschluss des Einspritzvorganges werden neben kleinen Wassertropfen allerdings auch große Tropfen ersichtlich, die teilweise auf die in der Aufwärtsbewegung befindliche Kolbenoberfläche, die Zylinderlaufbahn und das Brennraumdach auftreffen. Einige dieser großen Tropfen sind auch bis zum Zündzeitpunkt noch nicht vollständig verdampft. Somit lässt sich durch die optischen Aufnahmen eindeutig nachweisen, dass nicht nur bei der Kanalwassereinspritzung, sondern auch bei der Direktwassereinspritzung lediglich ein Anteil der Verdampfungsenthalpie von der gesamten eingespritzten Wassermenge zur Reduktion der Verdichtungsendtemperatur genutzt wird. Dennoch lässt die feine Zerstäubung, die geringere Wandbenetzung und die stärkere Interaktion des Wassers mit der Ladungsbewegung auf eine höhere Verdampfungsrate als bei einer Kanalwassereinspritzung schließen. Eine hohe Klopfestigkeitssteigerung durch die Direktwassereinspritzung ist somit plausibel (vgl. Abbildung 6-73).

Um den verdampften Wasseranteil zu quantifizieren, wurde ein Wasserverdampfungsmodell in die thermodynamische Indizierdatenauswertung [122] integriert. In Abbildung 6-78 sind die berechneten Verdampfungsraten des Wassers jeweils für die Kanal- und Direktwassereinspritzung dargestellt.

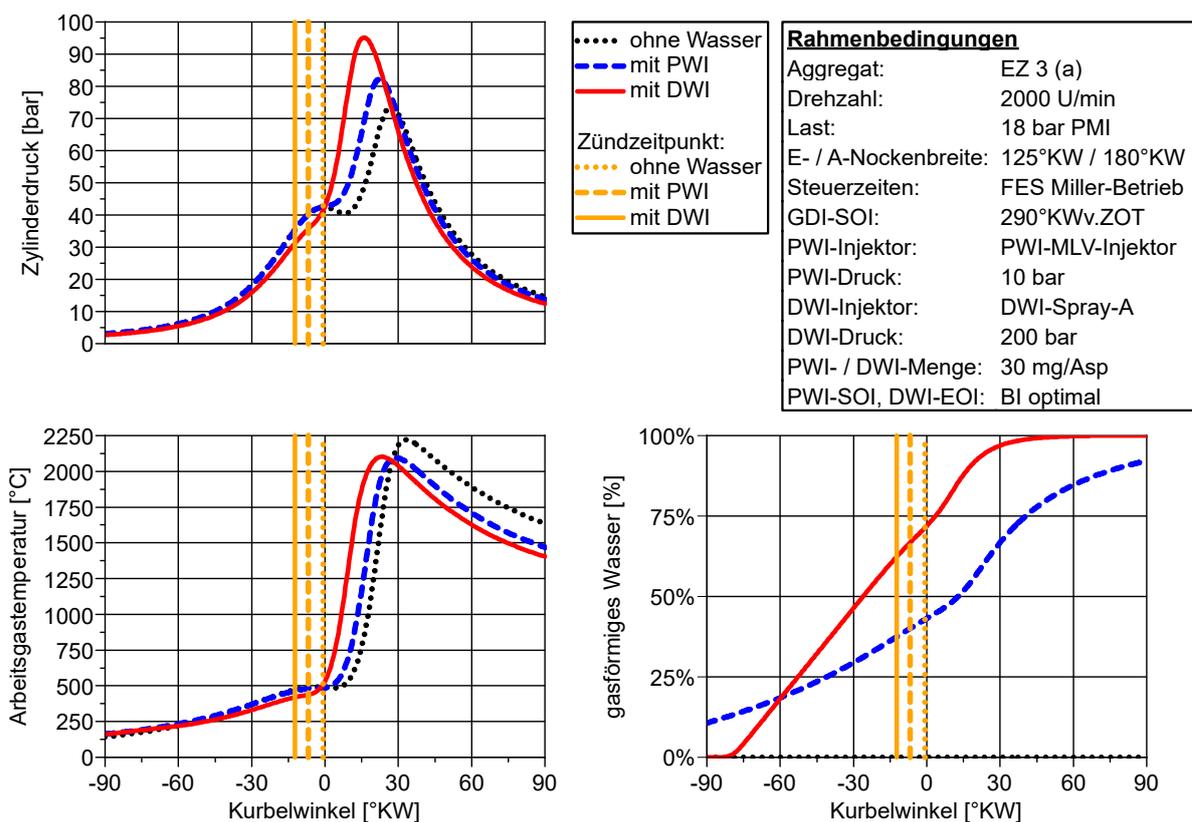


Abbildung 6-78: Berechnete Verdampfungsrate der Kanal- und Direktwassereinspritzung

In dem in Abbildung 6-78 genannten Betriebspunkt liegt bei beiden Wassereinspritzkonzepten eine eingespritzte Wassermenge von 1,8 kg/h vor, was 30 mg Wasser pro Arbeitsspiel entspricht. Bei dieser Wassermenge wird eine hohe Reduktion des Kraftstoffverbrauches erzielt (vgl. Abbildung 6-73). Wie aus der Abbildung hervorgeht, verdampft bei der Kanalwassereinspritzung nur ca. 40% bis zum Zündzeitpunkt. Die Verdichtungsendtemperatur wird dabei um ca. 12°C gegenüber einem Arbeitszyklus ohne Wassereinspritzung abgesenkt. Im Vergleich dazu verdampft bei der Direktwassereinspritzung ca. 62% bis zum Zündzeitpunkt, was eine Reduktion der

Verdichtungsendtemperatur um ca. 70°C bewirkt. Erwartungsgemäß zeigt sich bei der Direktwassereinspritzung ein steiler Zylinderdruckanstieg und der höchste Spitzendruck. An dieser Stelle sei erwähnt, dass im Rahmen dieser Arbeit keine akustische Bewertung des Motorgeräusches durchgeführt wurde. Im Hinblick auf eine mögliche Serienanwendung sind daher Fahrzeugtests mit Direktwassereinspritzung zu empfehlen, um beurteilen zu können inwieweit die hohen Druckgradienten und Spitzendrücke für das NVH-Verhalten relevant sind. Insgesamt erscheinen die berechneten Verdampfungsraten unter Reflektion der optischen Aufnahmen in Abbildung 6-75 und Abbildung 6-77 plausibel. Laut den Berechnungen liegen für beide Wassereinspritzkonzepte beim Zündzeitpunkt immer noch flüssige Wasseranteile vor, was sich ebenfalls in den optischen Aufnahmen identifizieren lässt. Obwohl die Direktwassereinspritzung eine höhere Verdampfungsrates erzielt, wird 38% der maximal möglichen Verdampfungsenthalpie des Wassers aufgrund der unvollständigen Verdampfung nicht zur Reduktion der Verdichtungsendtemperatur genutzt.

Mit dem Ziel einer weiteren Steigerung der Verdampfungsrates des Wassers bis zum Zündzeitpunkt wird das DWI-Spray-A für eine fortführende Untersuchung modifiziert. Der Ansatz besteht darin, ein Spray mit noch kleineren Tropfen zu generieren. Dazu werden die Lochdurchmesser der Injektorstreuscheibe verringert, wodurch der statische Durchfluss sinkt. Gleichzeitig findet eine Anhebung des Einspritzdruckes von 200 bar auf 350 bar statt. Dies hat auch den Vorteil, dass sich die Einspritzdauer infolge des reduzierten statischen Durchflusses nicht signifikant verlängert. Bei der Modifizierung bleibt die Ausrichtung der Spraykeulen unverändert. Die Kenndaten dieses neu entwickelten Hochdruck-Direktwassereinspritzinjektors (DWI-Spray-A-HD) sind in Tabelle 6-2 aufgeführt. Dazu ergänzend zeigt Abbildung 6-79 die zugehörigen DWI-Injektorkennlinien.

Bezeichnung	DWI-Spray-A	DWI-Spray-A-HD
Spraytechnologie	5 Loch Spray	5 Loch Spray
Statischer Durchfluss bei 100 bar	13 cm ³ /s	8,5 cm ³ /s

Tabelle 6-2: Kenndaten des weiterentwickelten DWI-Hochdruckinjektors

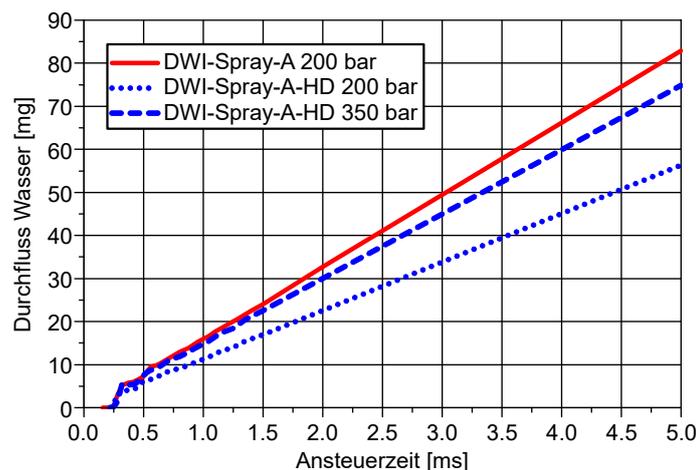


Abbildung 6-79: Kennlinien des weiterentwickelten DWI-Hochdruckinjektors

In Abbildung 6-80 sind optische Aufnahmen des DWI-Sprays-A und -A-HD bei Anhebung des Einspritzdruckes von 200 bar auf 350 bar zu sehen. Den Schattenbildern nach nimmt bei beiden Injektoren die Anzahl der Tropfen sowie die lokale Wassermassenkonzentration mit höherem Einspritzdruck klar erkennbar zu. Der Vergleich bei

identischem Einspritzdruck zeigt, dass beim DWI-Spray-A-HD weniger Wassermenge in Form kleiner Tropfen vorliegt, was auf die kleineren Einspritzlöcher, beziehungsweise den geringeren statischen Durchfluss des Injektors, zurückzuführen ist. Im Fall unterschiedlicher Einspritzdrücke ist hervorzuheben, dass die Größenausprägung des DWI-Sprays-A mit 200 bar und des DWI-Sprays-A-HD mit 350 bar recht ähnlich ist. Hierbei sind beim DWI-Spray-A-HD leicht dunklere Schatten zu identifizieren. Da aufgrund der Injektorkennlinien in Abbildung 6-79 bei 1500 μ s nach SEB nahezu dieselbe Wassermenge in den beiden Bildern vorhanden sein muss, lassen die dunkleren Schatten des DWI-Sprays-A-HD auf feiner zerstäubte Tropfen schließen.

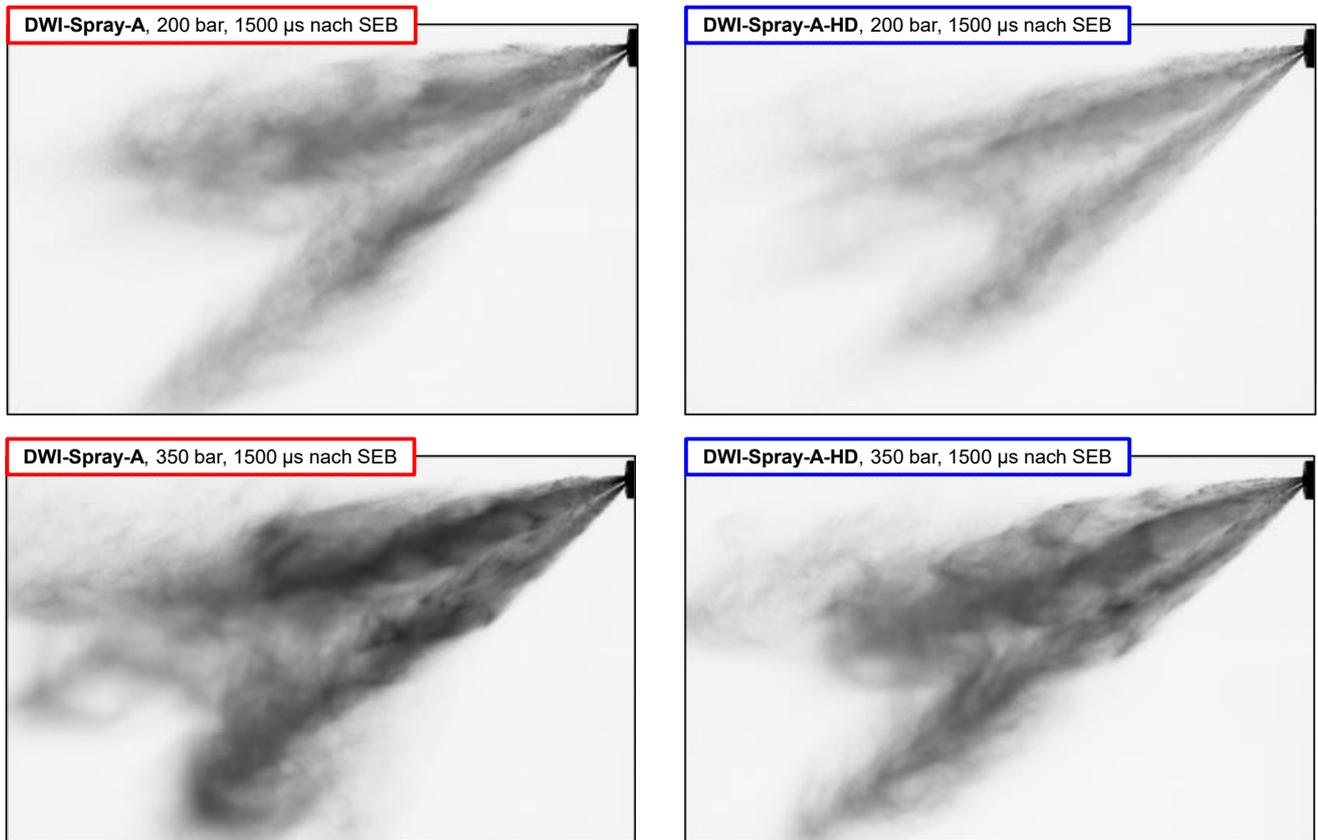


Abbildung 6-80: Optische Aufnahmen von DWI-Spraybildern bei einer Einspritzdruckvariation [123]

Zur Quantifizierung der Sprayeigenschaften bei einer Erhöhung des Einspritzdruckes veranschaulicht Abbildung 6-81 das entsprechende Verhalten jeweils für das DWI-Spray-A und -A-HD. Die Verläufe sind dabei für die Einspritzdrücke 100 bar, 200 bar und 350 bar aufgetragen. Grundsätzlich nimmt bei beiden Injektorvarianten die maximale Sprayeindringtiefe, die gemittelte Strahleindringtiefe sowie die maximale Spraybreite mit höherem Einspritzdruck zu. Nahezu unabhängig vom Einspritzdruck verhält sich der Spraykegel, welcher beim DWI-Spray-A-HD etwas kleiner ausfällt. Bei gleicher Zeit nach sichtbarem Einspritzbeginn (SEB) und demselben Einspritzdruck erzielt das DWI-Spray-A überwiegend eine deutlich tiefere Eindringung. Jedoch ist zu berücksichtigen, dass das DWI-Spray-A-HD einen geringeren statischen Durchfluss besitzt, wodurch für eine äquivalente Wassermenge im Vergleich zum DWI-Spray-A eine längere Ansteuerdauer des Injektors erforderlich ist. Mit längeren Ansteuerdauern nimmt die maximale Sprayeindringtiefe und –breite allerdings wieder zu. Demzufolge bietet das DWI-Spray-A-HD nur eine kleinere geometrische Sprayausprägung bei einer geringeren Wassermenge, beispielsweise infolge eines gesunkenen Wasserbedarfes durch einen gesteigerten Wasserwirkungsgrad. Mit dem Vergleich des DWI-Sprays-A bei 200 bar Einspritzdruck und des DWI-Sprays-A-HD bei 350 bar Einspritzdruck stellt sich heraus, dass sowohl die Eindringtiefen als auch die maximale Spraybreite bei gleicher Zeit nach sichtbarem Einspritzbeginn annäherungsweise identisch sind. Unter Anwendung dieser Einspritzdrücke geben die Injektoren bei identischer Ansteuerzeit eine ähnliche Wassermenge ab (vgl. Abbildung 6-79). In diesem Fall ist

das Potential beider DWI-Injektorvarianten für Wandbenetzungen als vergleichbar zu bewerten. Dies gilt methodisch bedingt allerdings ohne Berücksichtigung von Druck, Temperatur und Strömungsbedingungen im Brennraum.

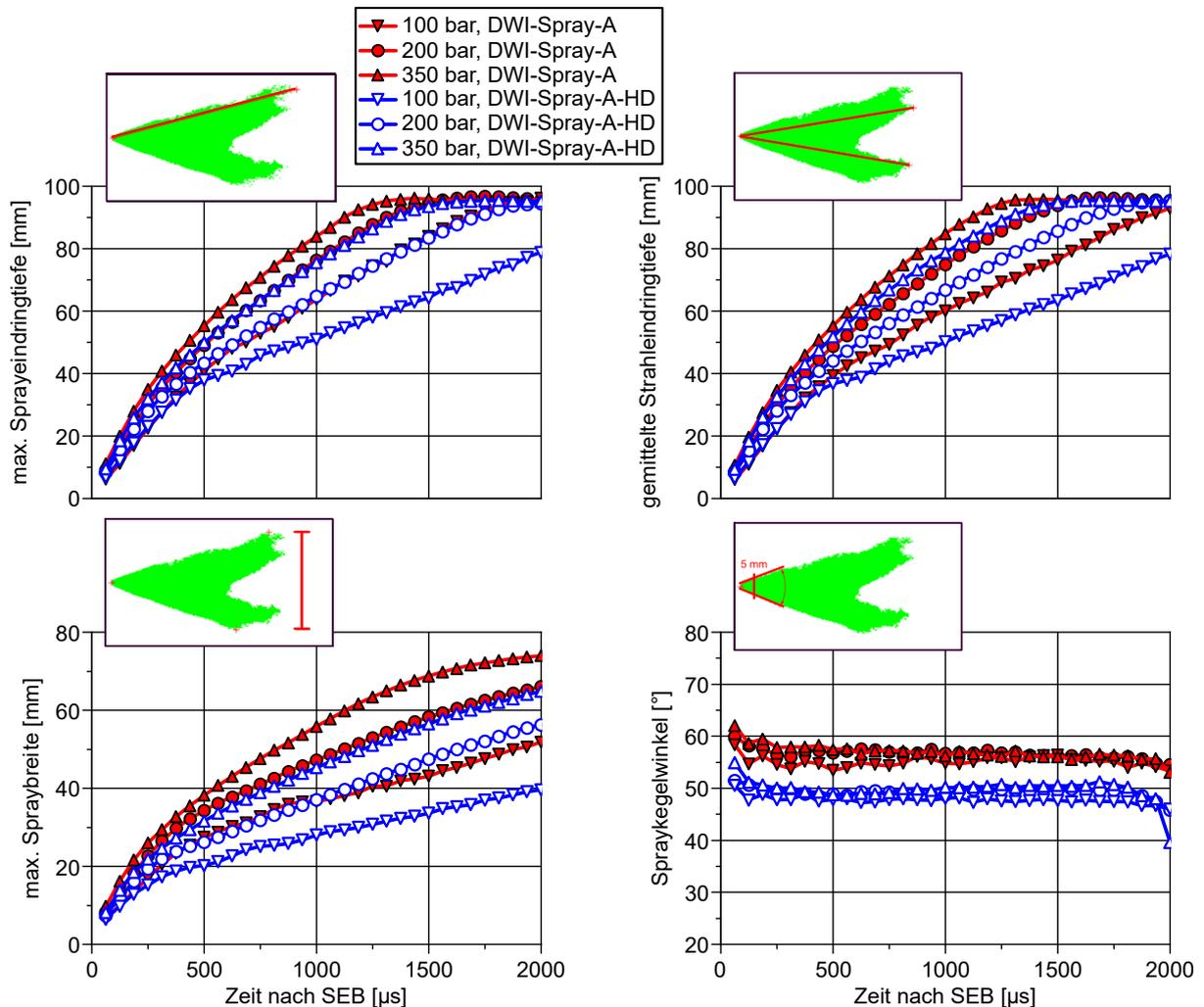


Abbildung 6-81: Quantifizierung der DWI-Sprayeigenschaften bei einer Einspritzdruckvariation [123]

Mittels der Spraykontur von 32 Einspritzvorgängen sind in Abbildung 6-82 die Sprayschwankungen für das DWI-Spray-A und -A-HD bei einer Einspritzdruckerhöhung (nähere Erläuterung der Methode im Anhang C) veranschaulicht. Bei beiden Sprayvarianten führt die Anhebung des Einspritzdruckes von 200 bar auf 350 bar kaum zu einer Erhöhung der Sprayschwankungen. Grundsätzlich treten die größten Schwankungen im Endbereich des Spraykegels auf. Diesbezüglich zeigt das DWI-Spray-A-HD im Vergleich zum DWI-Spray-A teilweise leicht höhere Fluktuationen der Eindringtiefe. Scheinbar begünstigen die geringeren Einspritzlochdurchmesser, welche zu einem geringeren statischen Durchfluss des Injektors führen, diese Sprayschwankungen. Ein direkter Zusammenhang mit einer feineren Zerstäubung des Wassers ist eher unwahrscheinlich, da die Sprayschwankungen mit der Einspritzdruckerhöhung, die zur Generierung kleinerer Tropfen förderlich ist, nicht signifikant zunehmen.

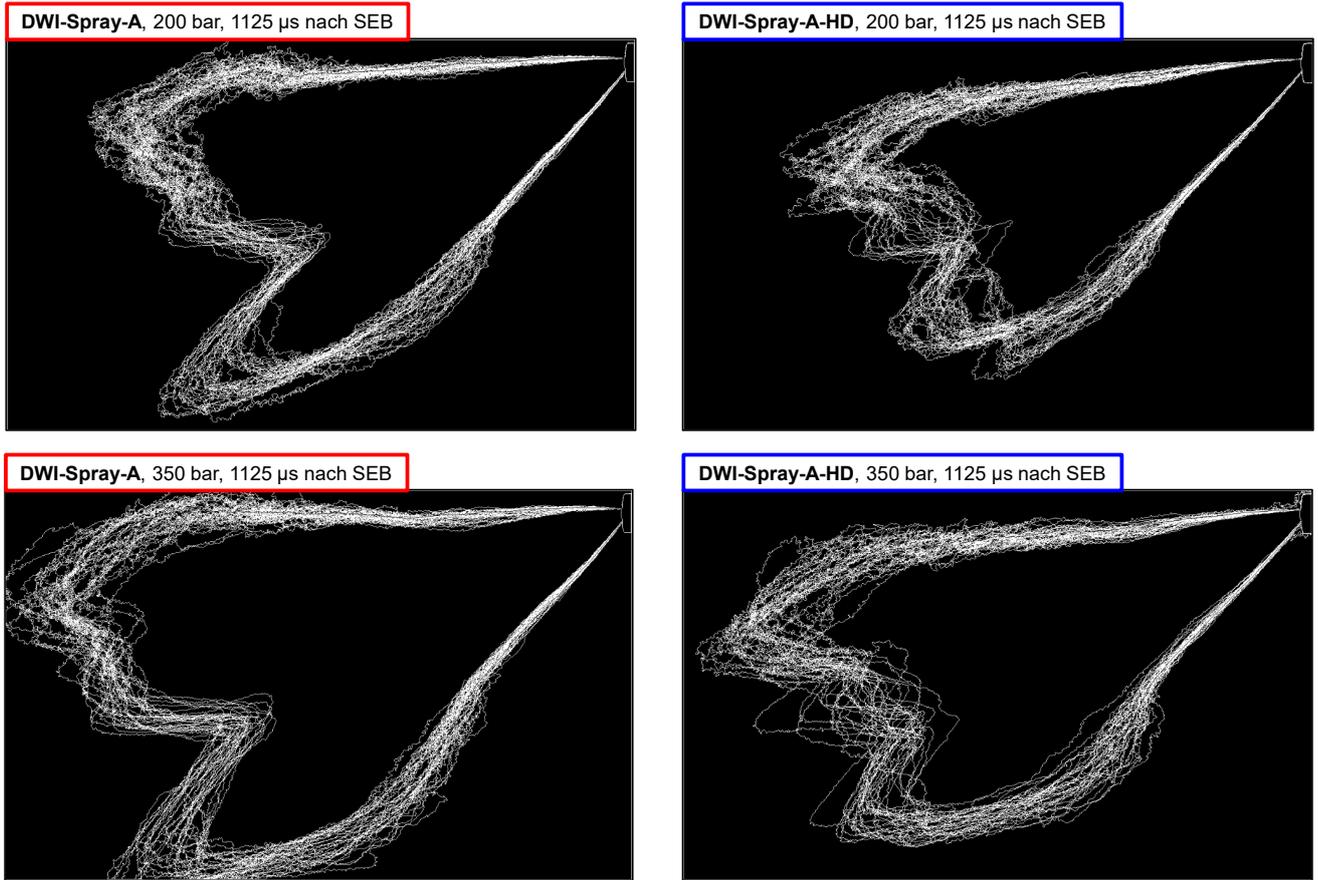


Abbildung 6-82: Sprayschwankungen bei einer DWI-Einspritzdruckvariation [123]

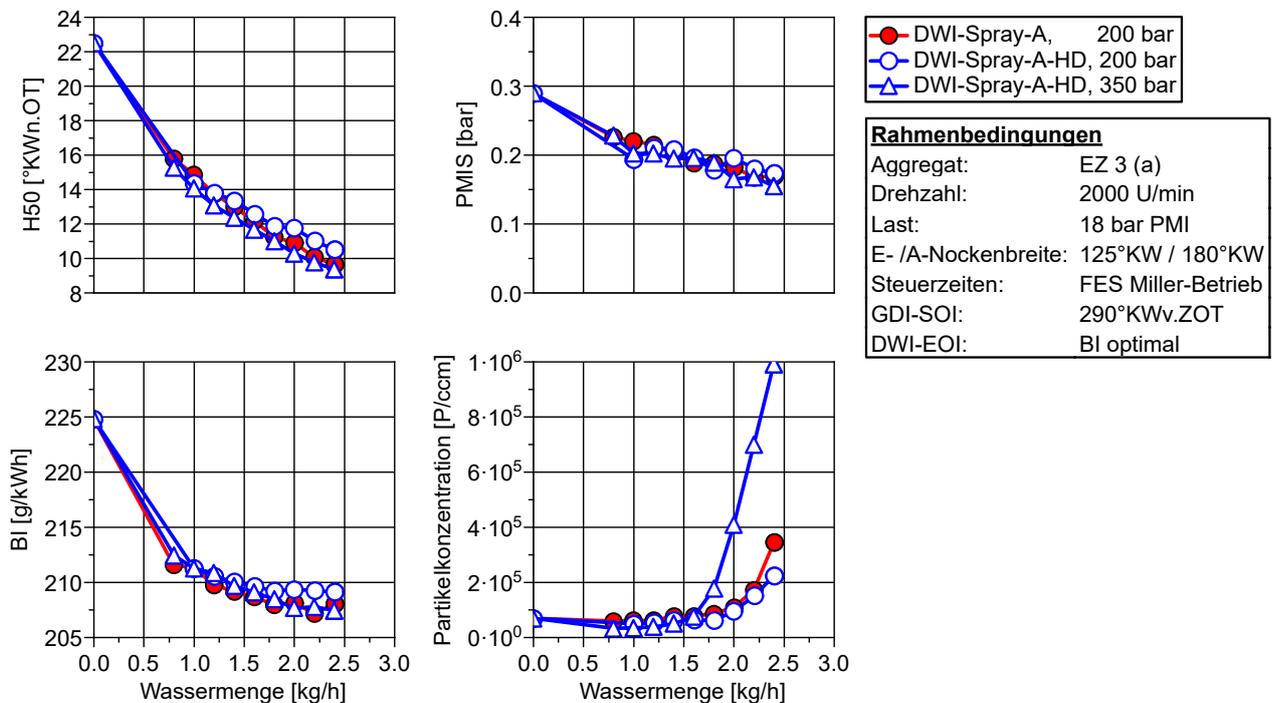


Abbildung 6-83: Vergleich einer 200 bar und 350 bar Direktwassereinspritzung

Zum Vergleich der beiden DWI-Injektorvarianten aus Tabelle 6-2 wird eine Wassermengenvariation bei höherer Teillast durchgeführt. Die Messergebnisse sind in Abbildung 6-83 zu sehen. Die Analyse verdeutlicht, dass das DWI-Spray-A-HD und damit eine Verkleinerung der Einspritzlöcher des Injektors bei einem gleich gehaltenen Einspritzdruck von 200 bar zu keiner erkennbaren Klopfestigkeitssteigerung führt. Tendenziell nimmt die Klopfestigkeit bei hohen Wassermengen im Vergleich zum DWI-Spray-A sogar geringfügig ab. Demnach bieten die kleineren Einspritzlöcher keinen Vorteil. Zur Einspritzung derselben Wassermenge mit dem DWI-Spray-A-HD bei 200 bar Einspritzdruck muss, nach den DWI-Injektorkennlinien in Abbildung 6-79, die Einspritzdauer durch den geringeren statischen Durchfluss zunehmen. Entsprechend verkürzt sich die Zeit zwischen Einspritzende und Zündung. Somit bleibt weniger Zeit für den Verdampfungsvorgang, was im Hinblick auf das vorliegende Messergebnis ein Nachteil sein könnte. Allerdings zeigt sich beim DWI-Spray-A-HD, auch bei einer Druckerhöhung auf 350 bar, keine nennenswert höhere Klopfestigkeit als beim Betrieb des DWI-Sprays-A mit 200 bar. Die kleineren Einspritzlöcher sowie die Druckerhöhung bewirken ebenfalls keine Unterschiede im Laufruheverhalten. Einzig die Partikelkonzentration steigt mit 350 bar Wasserdruck bei hohen Wassermengen stärker an als bei den Messreihen mit 200 bar Wasserdruck. Möglicherweise wird hierbei die Kraftstoffaufbereitung durch die feinere Wasserzerstäubung, welche in Abbildung 6-80 beim Betrieb des DWI-Sprays-A-HD mit 350 bar Wasserdruck deutlich wird, beeinflusst.

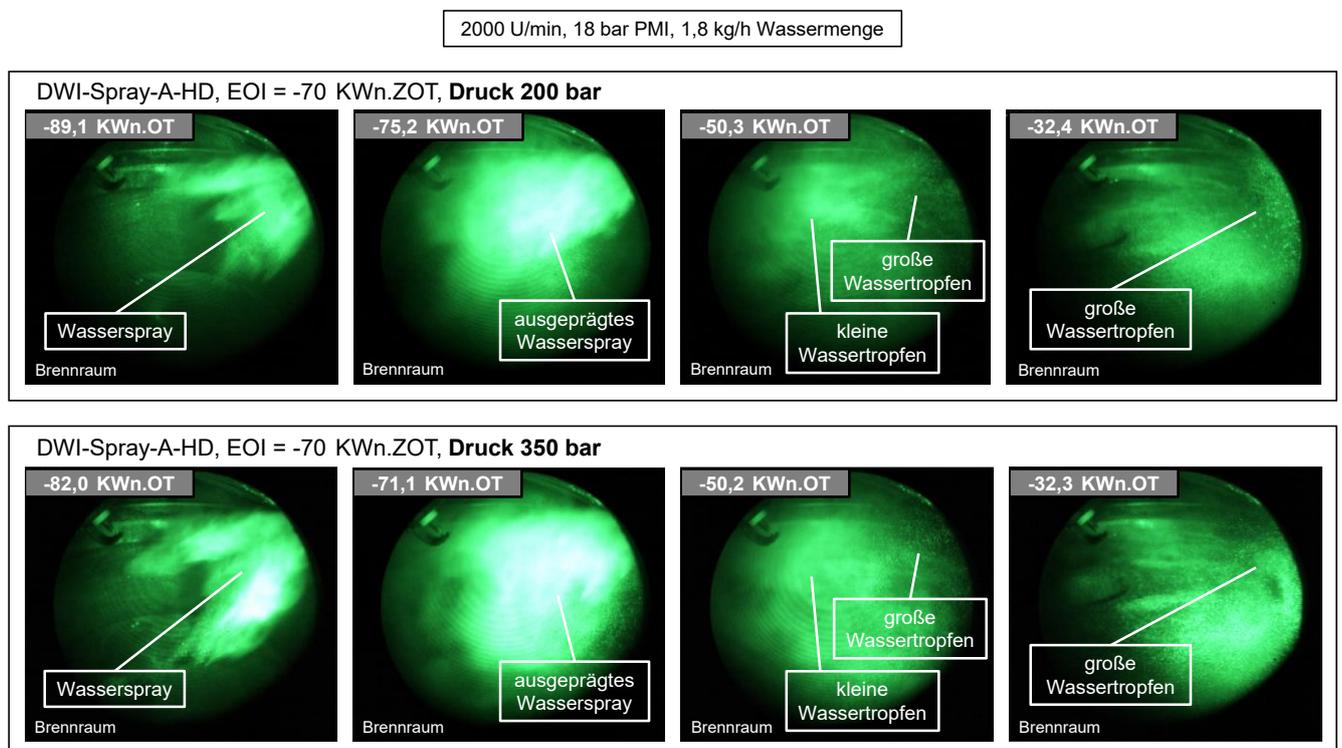


Abbildung 6-84: Optische Aufnahmen DWI-Spray-A-HD mit 200 bar und 350 bar Einspritzdruck

Um den Einfluss der Druckerhöhung auf das Verhalten des Wassers im Brennraum genauer beurteilen zu können, sind in Abbildung 6-84 optische Brennraumaufnahmen mit dem DWI-Spray-A-HD jeweils mit 200 bar und 350 bar Wasserdruck abgebildet. Durch den Vergleich wird deutlich, dass sich das Wasserspray bei 350 bar Druck etwas weiter im Brennraum auffächert, was mit den Ergebnissen der maximalen Spraybreite in Abbildung 6-81 korreliert. Unabhängig vom Einspritzdruck benetzt das Wasserspray allerdings teilweise die Kolbenoberfläche sowie Brennraumdachbereiche, wodurch große Tropfen entstehen. Des Weiteren zeigen die Aufnahmen für 200 bar und 350 bar im Vergleich nach Einspritzende ähnliche Tropfengrößen. Folglich sind, sowohl bei 200 bar als auch bei 350 bar Einspritzdruck, in der späten Kompressionsphase noch große Wassertropfen zu erkennen. Obwohl die berührungslosen optischen Sprayaufnahmen in Abbildung 6-80 auf eine feinere Zerstäubung des

DWI-Spray-A-HD hinweisen, scheinen die Benetzungsvorgänge der Brennraumwände das theoretische Potential für eine höhere Reduktion der Verdichtungsendtemperatur zu vermindern. Bereits in Kapitel 6.4.1 konnte am Einzylinderaggregat EZ 1 mit einer Druckerhöhung der Direktwassereinspritzung von 150 bar auf 200 bar nur eine leichte Verbesserung der H50-Werte von ca. 0,5°KW erzielt werden (vgl. Abbildung 6-52). Im Hinblick auf die vorliegenden Messergebnisse am Einzylinderaggregat EZ 3 lässt sich somit festhalten, dass unter den gegebenen Rahmenbedingungen keine weitere Steigerung der Verdampfungsrates durch eine Erhöhung des Wasserdruckes auf 350 bar sowie eine Reduzierung der Einspritzlöcher mehr möglich ist. Angesichts dieses Ergebnisses steht zur Diskussion, inwieweit eine zentralere Positionierung des DWI-Injektorzuganges im Brennraumdach Benetzungsvorgänge weiter reduzieren und somit zu einer Steigerung des Wasserwirkungsgrades beitragen könnte. Dieser Ansatz erfordert jedoch eine konstruktive Änderung des Zylinderkopfes oder des Injektors. Alternativ wäre auch die Entwicklung eines speziellen Zweistoff-Injektors denkbar, dessen Injektor-nadeln für die jeweiligen Medien unabhängig voneinander betätigt werden können. Bei einem solchen Injektor-konzept ist sowohl für den Kraftstoff als auch für das Wasser nur noch ein gemeinsamer Zugang im Brennraum nötig, welcher beispielsweise zentral im Brennraumdach angeordnet werden kann. Aufgrund des Umfangs wird die Potentialbewertung eines solchen DWI-Konzeptes an dieser Stelle nicht weiterverfolgt.

Im Rahmen der erläuterten Versuche dieses Kapitels wird teilweise eine Wechselwirkung der Ladungsbewegung mit dem eingespritzten Wasser vermutet. Neben der Einlassnockengeometrie beeinflussen die gewählten Steuerzeiten grundsätzlich das Ladungsbewegungsverhalten im Brennraum. Vor diesem Hintergrund stellt sich die Frage, in welchem Maß die Einlasssteuerzeiten die Wirkung der Direktwassereinspritzung beeinflussen. Zur Untersuchung wird, unter Anwendung der Direktwassereinspritzung, eine Einlass-Öffnet-Variation bei höherer Teillast durchgeführt. Die Messergebnisse sind in Abbildung 6-85 zu sehen.

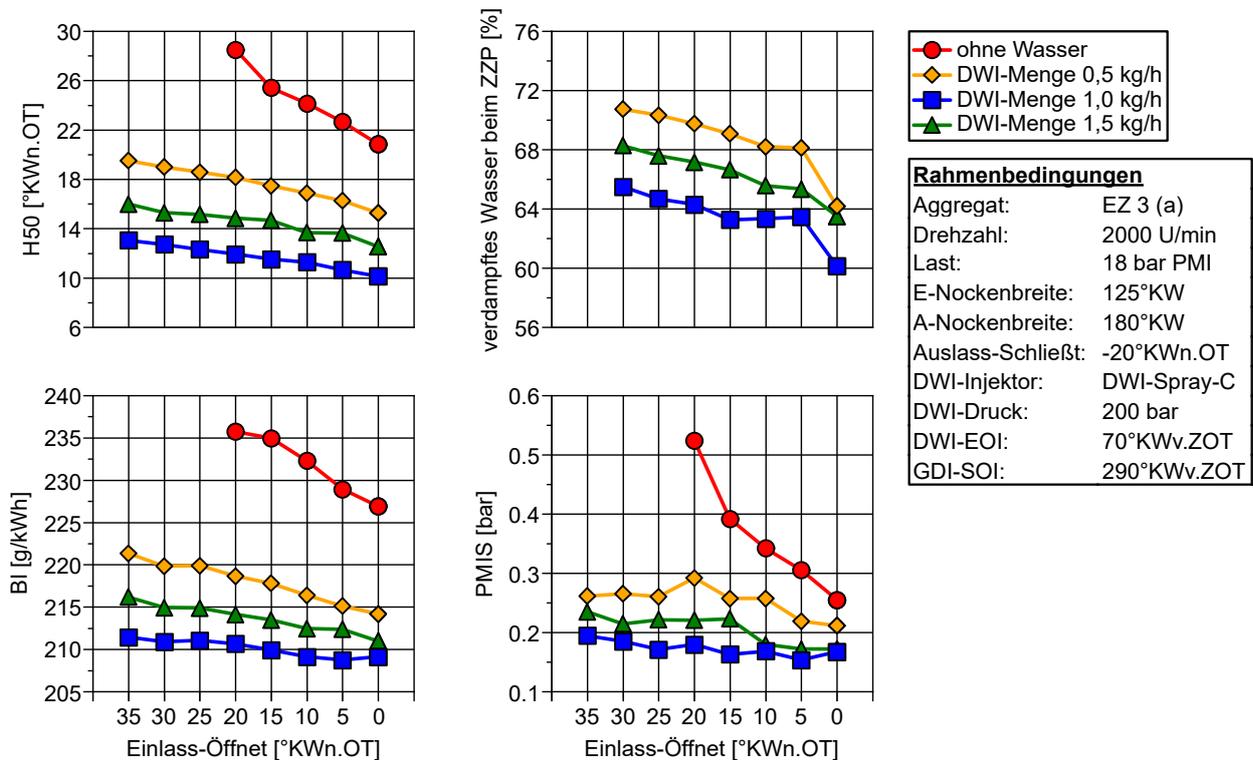


Abbildung 6-85: Einfluss der Steuerzeiten auf die Wirkung der Direktwassereinspritzung

In Abbildung 6-85, deutlich erkennbar, führt eine Verschiebung des Einlass-Öffnet in Richtung spät, wodurch der Millergrad entsprechend abnimmt, grundsätzlich zu einer Verschlechterung der 50% Verbrennungsschwerpunkt-lage. Differenzierter betrachtet erfolgt ohne Wassereinspritzung eine recht steile Abnahme der Klopfestigkeit

sowie der Verbrennungsstabilität, wohingegen sich die Spätverstellung des Einlassventils unter Direktwassereinspritzung wesentlich weniger drastisch auswirkt. Entsprechend zeigen sich bei Wassereinspritzung signifikant flachere Kurvenverläufe. Dies gilt insbesondere bei zunehmender Wassermenge. So lässt sich mit einer Wassermenge von 1,5 kg/h, selbst bei einem verhältnismäßig spätem Einlass-Öffnet von 35°KWn.OT, ein ähnlicher Kraftstoffverbrauch erzielen wie im FES Betrieb. Die Berechnung der verdampften Wassermenge [122] bis zum Zündzeitpunkt liefert eine Erklärung für dieses Verhalten. Wie in Abbildung 6-85 zu erkennen, steigt die Verdampfungsrate bei einer Verschiebung des Einlassventils in Richtung spät an. Somit erfolgt eine Teilkompensation des Klopfestigkeitsabfalls, welcher eigentlich durch den abnehmenden Millergrad entsteht. Als Ursache für die Steigerung der Verdampfungsrate lässt sich annehmen, dass hierbei ein Zusammenhang mit einem erhöhten Ladungsbewegungsniveau besteht. Offensichtlich findet unter Anwendung der Wassereinspritzung keine Überkompensation der abnehmenden Klopfestigkeit bei einer Verringerung des Millergrades statt. Daher verdeutlicht die Analyse insgesamt, dass sich die klopfestigkeitssteigernde Wirkung des Miller-Effektes und der Direktwasserspritzung zielführend zur Steigerung des Motorwirkungsgrades ergänzen. Des Weiteren wird erwiesenermaßen klar, dass eine gesteigerte Ladungsbewegung für eine schnelle Verdampfung des Wassers förderlich ist, wodurch sich der Wasserwirkungsgrad der Direktwassereinspritzung verbessert.

Da Brennraumdrücke und -temperaturen mit steigender Last zunehmen, liegt nahe, dass sich diese auf die Verdampfungsrate des eingespritzten Wassers auswirken. Zur Quantifizierung dieser Verdampfungsraten werden Wassermengenvariationen bei unterschiedlichen Lasten und einer konstanten Drehzahl von 2000 U/min durchgeführt. Abbildung 6-86 zeigt die Auswirkungen auf das Verbrennungsverhalten und den Motorwirkungsgrad, inklusive des berechneten Anteils des verdampften Wassers [122] bis zum Zündzeitpunkt.

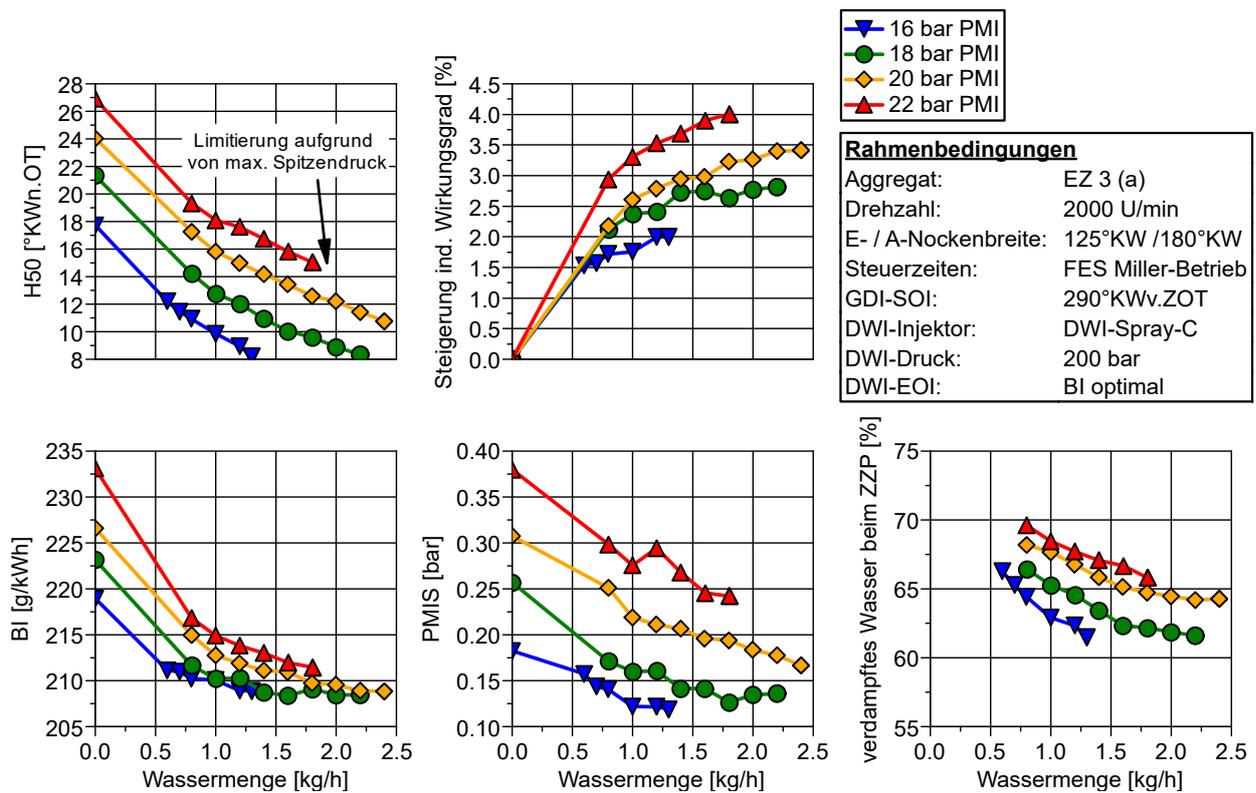


Abbildung 6-86: Einfluss der Last auf die Wirkung der Direktwassereinspritzung

Wie aus den Messdaten in Abbildung 6-86 zu erkennen ist, wandern die H50-Werte mit ansteigender Last grundsätzlich in Richtung spät. Dabei korreliert die Verbrennungsstabilität mit der Lage der H50-Werte. Umso spätere Verbrennungsschwerpunktlagen bereits ohne Wassereinspritzung vorliegen, desto stärker wirkt sich die Klopfestigkeitssteigerung bei Einsatz der Wassereinspritzung auf die Reduktion des indizierten spezifischen

Kraftstoffverbrauches aus. Bei Einspritzung einer konstanten Wassermenge ist damit die Wirkungsgradsteigerung bei Volllast, was einer Last von 22 bar PMI entspricht, am höchsten. An der Volllast lässt sich mit der Direktwassereinspritzung demnach die höchste Steigerung des indizierten Wirkungsgrades mit 4% erzielen. Die Berechnung des verdampften Wassers beim Zündzeitpunkt verdeutlicht, dass die Verdampfungsrates bei zunehmender Last, wie erwartet, ansteigt. Somit werden an der Volllast die höchsten Verdampfungsrates mit bis zu 69% erzielt. Allerdings zeigt sich auch, dass das Wasser mit höheren Mengen zunehmend unvollständiger bis zum Zündzeitpunkt verdampft. Zusammenfassend lässt die Analyse den Rückschluss zu, dass sich mit der Direktwassereinspritzung der Wasser- und Motorwirkungsgrad umso stärker steigern lässt, je höher die Last ist. Der Einsatz der Direktwassereinspritzung ist somit im volllastnahen Bereich besonders lohnenswert.

6.4.4 Strategien für eine partikelarme Wassereinspritzung

Die Analysen am Vollmotor in Kapitel 6.4.2 zeigen, dass die Kombination einer Mehrfach-Benzineinspritzung mit der Direktwassereinspritzung zu einer Verbesserung der thermodynamischen Verbrennungsgrößen führen kann. Die dabei eingesetzte Mehrfach-Kraftstoffeinspritzung enthält jedoch eine zündungsnahen Minimaleinspritzung, die nachweislich die Partikelemissionen erhöht. Mit der in Kapitel 6.3.3 erläuterten Vorgehensweise wurde eine DoE optimierte Vierfach-Kraftstoffeinspritzung entwickelt, die deutliche Vorteile für das Verbrennungsverhalten bietet und ohne zündungsnahen Minimaleinspritzung auskommt, wodurch folglich weniger Partikel entstehen. Im Folgenden wird daher mit einer Untersuchung geklärt, wie sich die Vierfach-Kraftstoffeinspritzung in Kombination mit der Direktwassereinspritzung auf das Verbrennungs- und Partikelemissionsverhalten auswirkt. Unter Einsatz der Direktwassereinspritzung wird darüber hinaus geprüft, ob eine Steigerung des Kraftstoffeinspritzdruckes von 350 bar auf 500 bar weiteres Potential zur Partikelreduktion bietet. Die Durchführung der Analyse erfolgt am Einzylinderaggregat EZ 3, welches mit dem Hochtumblekanal B ausgestattet ist und somit ein vergleichsweise hohes Ladungsbewegungsniveau besitzt (vgl. Kapitel 6.2.1).

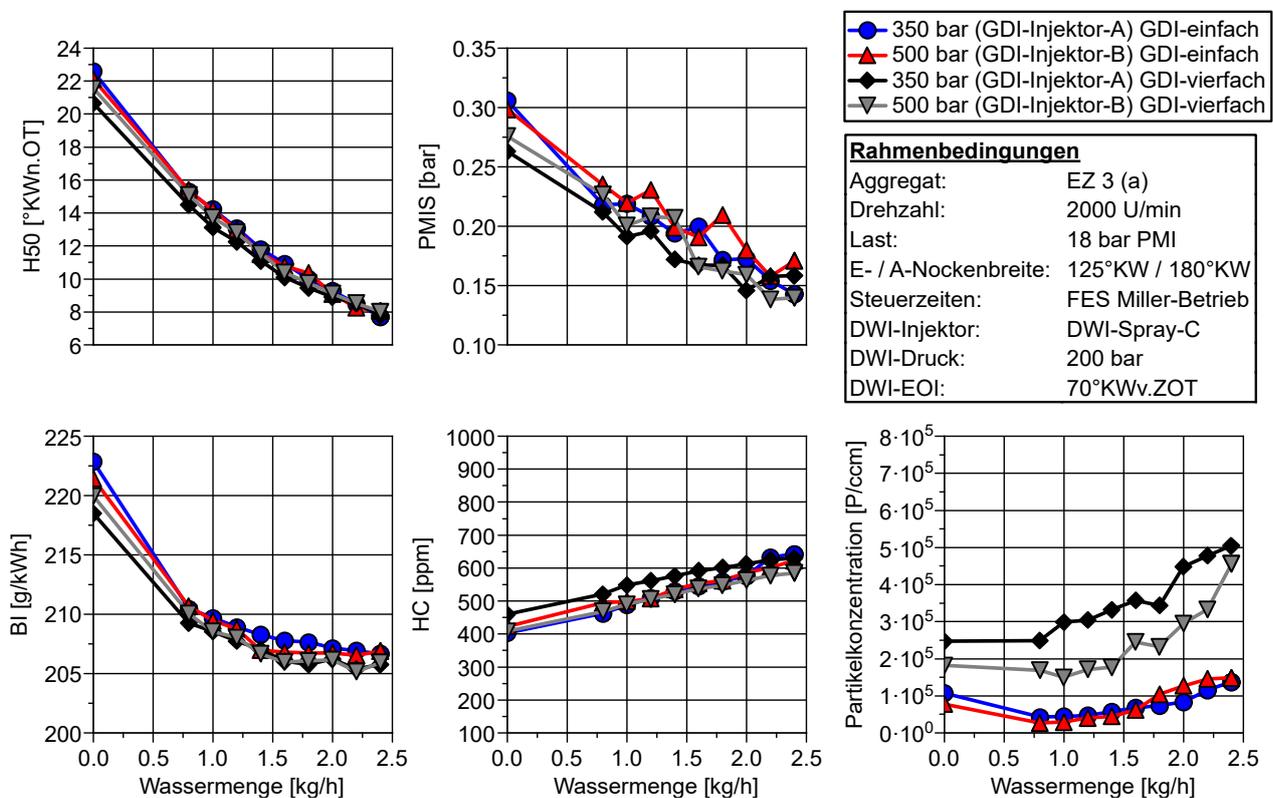


Abbildung 6-87: Strategien für eine partikelarme Wassereinspritzung

In Abbildung 6-87 sind die Ergebnisse der Wassermengenvariation auf Basis einer Einfach- und Vierfach-Kraftstoffeinspritzung, sowohl mit 350 bar als auch mit 500 bar Kraftstoffeinspritzdruck, dargestellt. Ohne Wassereinspritzung zeigt die DoE optimierte Vierfach-Benzineinspritzung gegenüber einer bei 290°KW_v.ZOT ausgeführten Einfach-Benzineinspritzung, wie nach den Ergebnissen aus Kapitel 6.3.3 zu erwarten, Vorteile hinsichtlich der Verbrennungsstabilität. Tendenziell verbessert sich außerdem leicht der Kraftstoffverbrauch infolge geringfügig höherer Klopfestigkeit. Mit Wassereinspritzung bietet die Vierfach-Kraftstoffeinspritzung jedoch nahezu keine Vorteile im Verbrennungsverhalten gegenüber einer Einfach-Kraftstoffeinspritzung. Mit Blick auf die gemessenen Partikelkonzentrationen wird deutlich, dass die Vierfach-Benzineinspritzung zu mehr Partikelbildung führt. Dabei steigt die Partikelkonzentration mit zunehmender Wassermenge an. Während die Anhebung des Kraftstoffeinspritzdruckes von 350 bar auf 500 bar eine Absenkung des Partikelemissionsniveaus der Vierfach-Kraftstoffeinspritzung bewirkt, können die Partikelemissionen bei einer Einfach-Kraftstoffeinspritzung dadurch nicht weiter abgesenkt werden. Die Untersuchung führt zu der Schlussfolgerung, dass der Einsatz einer Mehrfach-Kraftstoffeinspritzung in Kombination mit der Direktwassereinspritzung nur lohnenswert ist, wenn dabei an einem Aggregat Vorteile für das Verbrennungsverhalten entstehen, wie beispielsweise bei den Untersuchungen am Vollmotoraggregat VM 1 in Kapitel 6.4.2. Ist dies der Fall, bietet die 500 bar Benzineinspritztechnologie die Möglichkeit das Partikelemissionsniveau weiter zu senken. Für minimale Partikelemissionen sollte die Einspritzung des Kraftstoffes und des Wassers allerdings mit möglichst großem zeitlichen Abstand erfolgen. Wird hierdurch eine Wechselwirkung der beiden Medien beim Verdampfungsvorgang weitestgehend ausgeschlossen, ist eine Kraftstoffeinspritzung mit 350 bar völlig ausreichend, um ein sehr geringes Partikelniveau unter Wassereinspritzung zu erreichen.

Zur Bewertung des Partikelverhaltens wird in den Versuchen generell ein AVL 489 Partikelzähler verwendet. Dieses Messgerät erfasst Partikel bis zu einem minimalen Durchmesser von 23 nm. Um den Einfluss der Wassereinspritzung nicht nur auf die Partikelanzahl, sondern auch auf die Partikelgröße untersuchen zu können, kommt zusätzlich ein Cambustion DMS 500 Partikelgrößenklassifizierer zum Einsatz. Mit dem DMS 500 können darüber hinaus feinste Partikel bis zu einem minimalen Durchmesser von 5 nm analysiert werden (vgl. Kapitel 5.2.2). Abbildung 6-88 zeigt den Einfluss der Direktwassereinspritzung auf die Partikelanzahl und die Partikelgrößenverteilung. Die Analyse bei höherer Teillast wird mit einer Einfach-Einspritzung für Kraftstoff und Wasser durchgeführt. Da ein Ottomotor üblicherweise keine Partikel mit einem Durchmesser größer 1000 nm emittiert, ist ein Vergleich der Partikelkonzentration des AVL Partikelzählers mit dem Agglomerationsmodus des DMS 500 legitim. Demgemäß ist in Abbildung 6-88 erkennbar, dass der Agglomerationsmodus des DMS 500 ein ähnliches Konzentrationsniveau wie der AVL 489 Partikelzähler aufweist, obwohl die Messgeräte nach unterschiedlichen Messprinzipien arbeiten. Hieraus lässt sich die Erkenntnis gewinnen, dass beide Messgeräte bei der Untersuchung der Wassereinspritzung grundsätzlich plausible Partikelkonzentrationen liefern. Die Messdaten des Partikelgrößenklassifizierers verdeutlichen, dass bereits ohne Wassereinspritzung überwiegend feine Partikel unterhalb eines Durchmessers von 35 nm entstehen. Vorteilhafterweise bewirkt die Einspritzung einer verhältnismäßig kleinen Wassermenge bis zu 1,0 kg/h eine deutliche Reduktion der Partikel im Größenbereich des Nukleationsmodus. Erst mit weiter zunehmender Wassermenge steigt die Partikelkonzentration des Nukleationsmodus wieder an, wobei die Ausgangskonzentration bei abgeschalteter Wassereinspritzung jedoch nicht überschritten wird. Die durchgehend geringeren Partikelkonzentrationen des Agglomerationsmodus korrelieren leicht mit dem Konzentrationsniveau des Nukleationsmodus. Im Gegensatz zum Nukleationsmodus reagiert der Agglomerationsmodus wesentlich unsensibler auf unterschiedliche Wassermengen. Zusammenfassend verdeutlicht die Analyse, dass mit kleinen Direktwassereinspritzungsmengen eine gezielte Konzentrationsreduktion der vorrangig feinen Partikel unterhalb von 35 nm erreicht werden kann. Wie bereits in den Voruntersuchen vermutet, könnte die Absenkung der Arbeitsgastemperatur, infolge der Wassereinspritzung, zu einer Reduktion von Pyrolysereaktionen führen. Entsprechend verringert sich die Bildung von Partikelkeimen. Mit ansteigender Wassermenge und dem damit verbundenen Wärmeentzug lässt sich jedoch annehmen, dass Partikelbildungs-

prozesse durch die Störung der Kraftstoffaufbereitung stetig zunehmen. Insofern macht sich dieser Vorgang in einer Erhöhung der Partikelkonzentration bemerkbar.

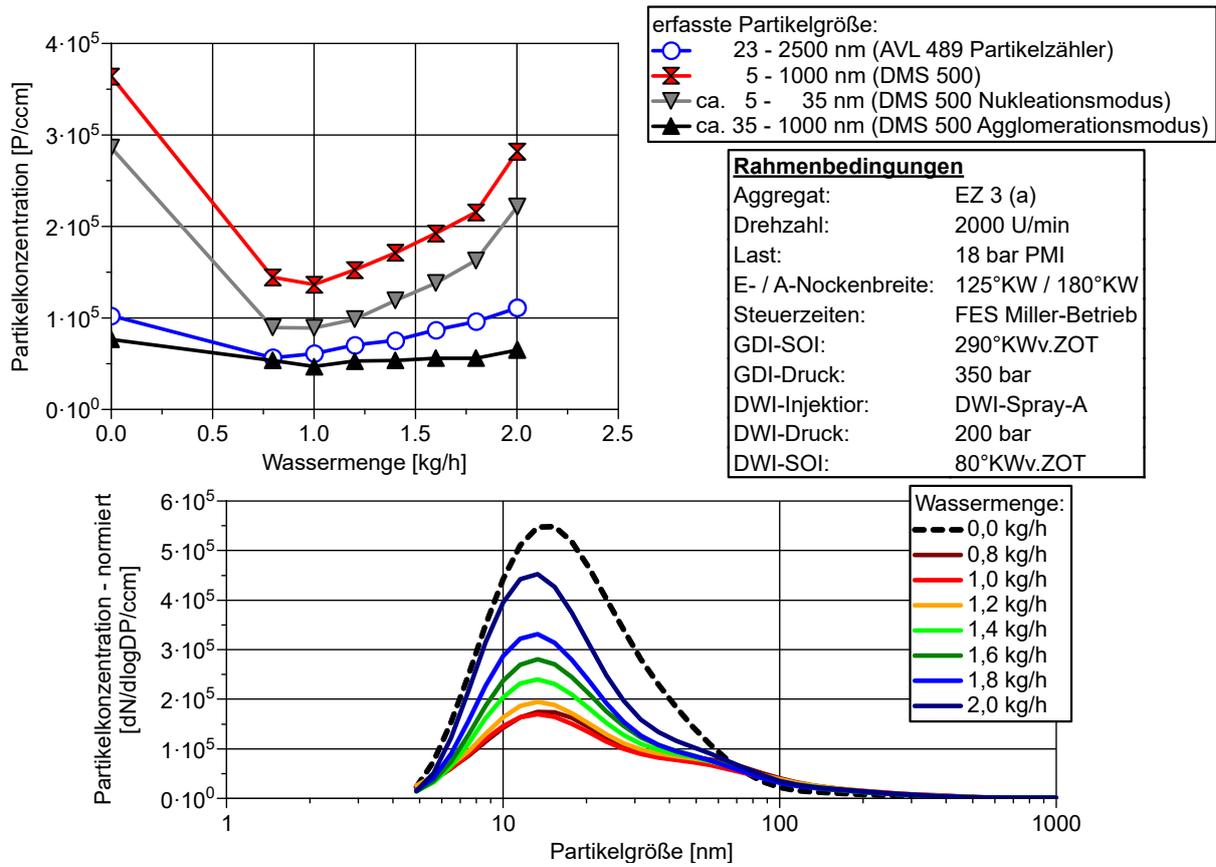


Abbildung 6-88: Einfluss der Direktwassereinspritzung auf die Partikelgrößenverteilung

7 Zusammenfassung und Ausblick

Diese Arbeit verfolgt das Ziel einen wissenschaftlichen Beitrag zur weiteren Wirkungsgradsteigerung des Ottomotors zu leisten. Schwerpunktmäßig wurden hierfür systematisch experimentelle Untersuchungen an Einzylinder- und Vollmotortechnologieträgern durchgeführt. Zur Interpretation der Versuchsergebnisse kamen dabei unterstützend Berechnungs- und Simulationsergebnisse sowie optische Hochgeschwindigkeitsaufnahmen zum Einsatz. Im Fokus der untersuchten Technologien standen das Miller-Brennverfahren, die direkte MLV-Kraftstoffhochdruckeinspritzung mit Drücken bis 500 bar und die Wassereinspritzung. Alle Analysen erfolgten dabei stets auf Basis eines turboaufgeladenen Downsizing-Konzeptes mit sehr hohen Verdichtungsverhältnissen. Im Folgenden findet eine Zusammenfassung der wichtigsten Ergebnisse dieser Arbeit statt.

Mit steigendem Verdichtungsverhältnis nimmt der Wirkungsgrad theoretisch zu. Die Basisuntersuchung im Rahmen dieser Arbeit zeigt jedoch, dass ein hohes Verdichtungsverhältnis an einem Downsizing-Ottomotor mit konventionellem Brennverfahren zu einem starken Abfall der Klopfestigkeit führen kann, sodass nicht nur Wirkungsgradnachteile entstehen, sondern auch hohe Mitteldrücke nicht mehr erreicht werden können.

Ein technologischer Ansatz zur Steigerung der Klopfestigkeit stellt das Miller-Brennverfahren dar. Unter konstanter Saugrohrlufttemperatur steigt mit einem frühen Einlass-Schließt zwar die Klopfestigkeit, allerdings nimmt dabei ohne Ladungsbewegungsmaßnahmen die Verbrennungsstabilität deutlich ab, sodass ein Betrieb bei hohen Mitteldrücken teilweise nicht mehr möglich ist. Das Anstellen einer Tumbleklappe, welche die untere Einlasskanalhälfte verschließt, kann zu einer Verbesserung der Laufruhe beitragen, wobei die Maßnahme nicht ausreichend ist, um den Motor stabil im volllastnahen Bereich jenseits eines indizierten Mitteldruckes von 20 bar betreiben zu können. Gleiches gilt für die im Rahmen der Untersuchungen eingesetzten Tumblewellen. Die DoE-Optimierung eines Strömungsvektor-Einlasskanals mit acht integrierten Tumblewellen verdeutlicht, dass nur das Anstellen der unteren, nah am Einlassventil positionierten, Tumblewellen eine Verbesserung des Verbrennungsverhaltens bewirkt. Bei der Analyse lassen sich zudem keine Vorteile einer asymmetrischen Kanalgeometrie gegenüber einer symmetrischen identifizieren. Zusätzliche Strömungssimulationen zeigen, dass eine intensive Ausbildung einer Tumbleströmung nur möglich ist, wenn die Kanalgeometrie ein gezieltes Überströmen des Einlassventils in Richtung Brennraumdach erlaubt und dabei die Generierung eines Gegentumbles möglichst vermeidet. Außerdem wird ersichtlich, dass Ladungswechselverluste durch einen niedrigen Durchflusswert des Einlasskanals mit einer gesteigerten Klopfestigkeit überkompensiert werden können. Mit dem experimentellen und simulativen Vergleich zweier unterschiedlicher Miller-Einlasskanäle wird klar, dass sich allein mit Tumble- und Durchfluss-Koeffizienten das Verbrennungsverhalten nur schwer vorhersagen lässt. Stattdessen bewirken geometrische Details eine komplexe Strömungsführung, die über die Wirksamkeit des Einlasskanals entscheidet.

Neben dem Einlasskanal besitzt der verwendete Miller-Einlassnocken einen entscheidenden Einfluss auf die Verbrennung. Eine detaillierte Analyse unterschiedlicher Nockenformen zeigt, dass mit kontinuierlich abnehmender Einlass-Öffnungsbreite das Potential zur Klopfestigkeitssteigerung stetig zunimmt. Bei konstantem Ventilhub und abnehmender Öffnungsbreite werden die Nockenflanken jedoch immer steiler, was zu einer Überlastung des mechanischen Ventiltriebes führen kann. Folglich sinkt bei realen Nocken mit abnehmender Öffnungsbreite der maximale Ventilhub. Jedoch wirkt sich der maximale Ventilhub der Einlassnocke signifikant auf die Ladungsbewegung und somit auf das Verbrennungsverhalten aus. Mit den Ergebnissen einer Strömungssimulation wird die Erkenntnis gewonnen, dass ein gewisser Mindestventilhub notwendig ist, damit sich die Tumbleströmung vollständig ausbilden kann. Unter der Voraussetzung einer optimierten Ladungsbewegung ist in Korrelation zur Klopfestigkeitssteigerung mit höherem Millergrad auch eine kontinuierliche Verbesserung der Laufruhe zu beobachten.

Ein Stellhebel zur weiteren Steigerung der Klopfestigkeit und der Verbrennungsstabilität besteht in einer optimierten Kolbenform. Trotz einem höheren Verdichtungsverhältnis lassen sich mit einer muldenförmigen, statt einer flachen Kolbenoberfläche, frühere oder ähnliche Verbrennungsschwerpunktlagen bei höheren Lasten erreichen. Simulationsergebnisse veranschaulichen ergänzend, dass durch die Kolbenform im Zündzeitpunkt eine komplexe Strömungsform entsteht, welche bei gebräuchlichen Berechnungskoeffizienten nicht ausreichend berücksichtigt wird.

Eine Reduktion der maximalen Motordrehzahl würde den Einsatz steilerer Nockenprofile mit kürzeren Öffnungsbreiten ermöglichen. Die durchgeführten Untersuchungen zeigen nachweislich, dass ein derartiger drehzahlbegrenzter steiler Miller-Einlassnocken in Kombination mit einer optimierten Kolbenform ein hohes Potential zur Wirkungsgradsteigerung bei kleineren Drehzahlen und hohen Lasten besitzt.

Vor dem Hintergrund einer weiteren Klopfestigkeits- und Wirkungsgradsteigerung zeigt die Analyse eines selektiven Kühlsystems, dass eine Veränderung des Kühlwasservolumenstroms und der –verteilung nahezu keine Auswirkungen auf das Verbrennungsverhalten beim Miller-Brennverfahren besitzt. Ein direkter Zusammenhang mit den nur verhältnismäßig geringen Änderungen der Brennraumdachtemperaturen, welche bei den Variationen ersichtlich werden, ist naheliegend. Dahingegen lässt sich mit einer Abnahme der Kühlwassertemperatur eine Steigerung der Klopfestigkeit beobachten. Letztendlich sind beim Betrieb des Miller-Brennverfahrens mit einer selektiven Kühlung und einem stark reduzierten Kühlwasserstrom in klopfempfindlichen Betriebsbereichen keine Wirkungsgradnachteile identifizierbar.

Die experimentellen Versuche zur Kraftstoffeinspritzstrategie auf Basis des Miller-Brennverfahrens verdeutlichen, dass die Anwendung einer zündungsnahen Minimaleinspritzung zu einer Stabilisierung der Verbrennung bei höheren Lasten führt. Durch die nicht vollständige Aufbereitung der Kleinmenge steigt dabei jedoch die Partikelkonzentration unverkennbar an. Alternativ zu dieser Strategie zeigen die Analysen, dass durch die Ausführung einer Mehrfach-Einspritzung im Saugtakt eine vergleichbare Laufruhe bei gleichzeitig niedrigerem Partikelemissionsniveau und höherem Wirkungsgrad erreicht werden kann. Die Lage der optimalen Einspritzzeitpunkte ist dabei abhängig von der verwendeten Einlassnocke und den Steuerzeiten. Der Abgleich der DoE optimierten Einspritzzeitpunkte und –mengen mit Simulationsergebnissen zeigt, dass der Eintrag größerer Kraftstoffmengen zum Zeitpunkt hoher turbulenter kinetischer Energie im Brennraum erfolgt.

Eine weitere Erhöhung des Kraftstoffdruckes von 350 bar auf 500 bar bewirkt keine grundlegende Änderung des Verbrennungsverhaltens. Mit den stationär durchgeführten Partikelanalysen sind bei einer 500 bar Mehrfach-Einspritzung teilweise leichte Emissionsvorteile bei kaltem Motor zu erkennen. Die Druckerhöhung beeinflusst dabei tendenziell eher den Agglomerationsmodus als den Nukleationsmodus. Einspritzstrategien mit zündungsnaher Minimaleinspritzung fördern auch bei einer 500 bar Einspritzung eine erhöhte Partikelbildung, wodurch das Potential zur Partikelreduktion durch die Kraftstoffdruckerhöhung signifikant sinkt.

Der Einsatz der Wassereinspritzungstechnologie erzielt beim Miller-Brennverfahren eine weitere Steigerung des Wirkungsgrades. Hierbei bietet die Direktwassereinspritzung ein deutlich höheres Potential zur Klopfestigkeits- und Verbrennungsstabilitätssteigerung als die Kanalwassereinspritzung. Die Direktwassereinspritzung ermöglicht, neben einer feineren Zerstäubung des Wassersprays infolge des höheren Einspritzdruckes, eine Einspritzung bei geschlossenen Einlassventilen in der Kompressionsphase, wodurch das Wasser schneller verdampft und somit der Wasserwirkungsgrad steigt. Bei der Kanalwassereinspritzung treten, insbesondere bei Miller-Einlasskanälen mit engen Strömungsquerschnitten, starke Wandbenetzungen auf, die zu großen Tropfen führen, welche im Brennraum schlecht verdampfen. Eine ausreichende Menge an fein zerstäubtem Wasserspray innerhalb der kurzen Einlassventil-Öffnungsdauer bei Miller-Steuerzeiten in den Brennraum einzubringen, ohne dabei die Einlassventilteller zu benetzen, stellt eine zusätzliche Herausforderung dar.

Dementsprechend lassen sich durch eine feinere Zerstäubung des Wassersprays bei der Kanalwassereinspritzung keine Vorteile identifizieren. Optische Hochgeschwindigkeitsaufnahmen vom Brennraum verdeutlichen allerdings, dass auch bei der Direktwassereinspritzung keine vollständige Verdampfung des Wassers bis zum Zündzeitpunkt erfolgt. Die berechneten Verdampfungsraten liegen, je nach Betriebspunkt, nur zwischen 62% und 69%. Vor dem Hintergrund einer weiteren Steigerung des Wasserwirkungsgrads der Direktwassereinspritzung bewirken Spraybildvarianten, welche eine starke Benetzung der Zylinderlaufbahn möglichst vermeiden sollen, nur eine sehr geringe Verbesserung der Klopfestigkeit. Bei den durchgeführten Analysen ist zu beobachten, dass eine Ladungsbewegungs- sowie Lastzunahme die Verdampfungsrates des Wassers bis zum Zündzeitpunkt vergrößert. Auf Basis eines Miller-Brennverfahrens mit optimierter Ladungsbewegung bewirkt eine weitere Wasserdruckanhebung von 200 bar auf 350 bar keine signifikante Verbesserung der Klopfestigkeit.

Die Konzentration der gasförmigen Rohemissionen verhalten sich nahezu linear zur eingespritzten Wassermenge und sind weitestgehend unabhängig vom Wassereinspritzkonzept. Eine Wassereinspritzung führt zur Abnahme von NO_x -Emissionen, was in erste Linie auf eine Reduktion der Arbeitsgastemperatur und dem zusätzlichen Anteil an inertem Wasserdampf zurückgeführt werden kann. Während bei den CO-Emissionen teilweise ein leichter Abfall der Konzentration unter Wassereinspritzung zu beobachten ist, steigen die HC-Emissionen infolge von Quentsch-Effekten deutlich an. Kühlere Arbeitsgas- und Abgastemperaturen erschweren zudem eine Nachoxidation. Bei der Abgasnachbehandlung sinkt unter hohen Wassermengen die Konvertierungsrate für CO- und HC-Emissionen, sodass es zu einem Konzentrationsanstieg nach Katalysator kommt. Für eine partikelarme Verbrennung empfiehlt es sich den Wassereinspritzzeitpunkt möglichst zeitlich von dem Kraftstoffeinspritzzeitpunkt zu trennen, auch wenn Kombinationen aus Mehrfach-Einspritzungen beider Medien teilweise ein höheres Wirkungsgradpotential zeigen. Bei kleinen Wassermengen ist sogar eine leichte Abnahme der Partikelkonzentration zu beobachten, wobei ein direkter Zusammenhang mit einer Verminderung von partikelbildenden Pyrolysereaktionen infolge der geringeren Arbeitsgastemperaturen naheliegender ist. Reduziert werden dabei vorrangig Nanopartikel im Nukleationsmodus. Bei einer Erhöhung der Wassermenge verschlechtert sich allerdings zunehmend die Gemischaufbereitung, wodurch die Partikelkonzentration wieder zunimmt.

Angesichts der zukünftigen Flottenzielwerte liefert dieser wissenschaftliche Beitrag Empfehlungen zur Weiterentwicklung des Ottomotors. Die vorliegenden Analysen verdeutlichen, dass insbesondere der Einlasskanal und die Kolbenform einen signifikanten Einfluss auf das Verbrennungsverhalten beim Miller-Brennverfahren besitzen. Eine weitere geometrische Abstimmung für ein optimales Zusammenspiel könnte somit zusätzliches Potential bieten. Mit dem Einsatz von immer kürzeren und steileren Miller-Einlassnocken muss die Leistungsfähigkeit des Aufladeggregates und der Ladeluftkühlung sowie die mechanische Belastbarkeit des Ventiltriebes entsprechend angepasst werden. Hinsichtlich der Direktwassereinspritzungstechnologie könnte eine weitere Steigerung des Wasserwirkungsgrades eine zusätzliche Kraftstoff- und Emissionsreduktion bewirken. Des Weiteren ist eine Überprüfung der stationär optimierten Kraftstoffeinspritzstrategien sowie der 500 bar Einspritztechnologie im transienten Betrieb, insbesondere im Hinblick auf das Partikelemissionsverhalten, ratsam. Generell ist zu empfehlen, die untersuchten Technologieansätze auch im dynamischen Betrieb zu überprüfen. Für eine vollständige Bewertung muss hierbei insbesondere das Emissions-, NVH- und Dynamikverhalten betrachtet werden. Ebenso ist eine mechanische Absicherung notwendig.

Die Anwendung des Miller-Brennverfahrens erfordern in erster Linie geometrische Anpassungen am Motor. Hierdurch entstehen keine wesentlich höheren Produktionskosten. Dies gilt auch für die Applikation einer optimierten Miller-Kraftstoffeinspritzstrategie. Im Vergleich dazu ist der zusätzliche Einsatz einer Wassereinspritzung verhältnismäßig kostenintensiv, was insbesondere auf das Direktwassereinspritzungssystem zutrifft. Somit bestimmen nicht nur die jeweiligen Wirkungsgradpotentiale, sondern auch die wirtschaftlichen Faktoren darüber, in welchem Umfang diese Technologien und deren Kombination in zukünftigen Serien-Ottomotoren eingesetzt werden.

Literaturverzeichnis

- [1] WADHAMS, Peter: Der Treibhauseffekt.
In: WADHAMS, Peter (Hrsg.): *Abschied vom Eis* : Springer-Verlag GmbH Deutschland, 2020, S. 75–101
- [2] DEUTSCHES KLIMA-KONSORTIUM ; DEUTSCHE METEOROLOGISCHE GESELLSCHAFT ; DEUTSCHER WETTERDIENST ; EXTREMWETTERKONGRESS HAMBURG ; HELMHOLTZ-KLIMA-INITIATIVE ; KLIMAFAKTEN.DE: *Was wir heute übers Klima wissen : Basisfakten zum Klimawandel, die in der Wissenschaft unumstritten sind*.
URL https://www.deutsches-klima-konsortium.de/fileadmin/user_upload/pdfs/Publicationen_DKK/basisfakten-klimawandel.pdf
– Überprüfungsdatum 2020-12-14
- [3] DEUTSCHER BUNDESTAG: *Anthropogener Treibhauseffekt und Klimaänderungen, Darstellung des gegenwärtigen wissenschaftlichen Erkenntnisstandes : Ausarbeitung WD 8 - 3000 - 028/17*. 2017
- [4] IPCC ZWISCHENSTAATLICHER AUSSCHUSS FÜR KLIMAÄNDERUNGEN: *1,5 °C globale Erwärmung : Zusammenfassung für politische Entscheidungsträger*.
URL https://www.de-ipcc.de/media/content/SR1.5-SPM_de_barrierefrei.pdf
– Überprüfungsdatum 2020-12-14
- [5] PODBREGAR, Nadja ; SCHWANKE, Karsten ; FRATER, Harald: *Wetter, Klima, Klimawandel : Wissen für eine Welt im Umbruch*. Berlin, Heidelberg : Springer, 2009
- [6] EUROPÄISCHE UNION: *Verordnung (EU) 2019/631 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 17. April 2019* (2019)
- [7] MERKER, Günter P. ; TEICHMANN, Rüdiger: *Grundlagen Verbrennungsmotoren : Funktionsweise, Simulation, Messtechnik*. 7. vollständig überarbeitete Auflage. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2014
- [8] TODSEN, Uwe: *Verbrennungsmotoren*. 2. neu bearbeitete Auflage. München : Carl Hanser Verlag, 2017
- [9] GOLLOCH, Rainer: *Downsizing bei Verbrennungsmotoren : Ein wirkungsvolles Konzept zur Kraftstoffverbrauchssenkung*. Berlin, Heidelberg : Springer, 2005
- [10] PISCHINGER, Rudolf ; KLELL, Manfred ; SAMS, Theodor; LIST, Helmut (Mitarb.): *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*. 3. Auflage. Wien : Springer, 2009
- [11] VAN BASSHUYSEN, Richard ; SCHÄFER, Fred: *Handbuch Verbrennungsmotor : Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven*. 8. überarbeitete Auflage. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2017
- [12] FRIEDRICH, Jürgen: *Experimentelles Messergebnis, Abteilung Thermodynamik Vorentwicklung Ottomotoren, Daimler AG*. Persönliche Mitteilung. 2020. NEUMANN, Nils (Adressat)
- [13] PFLAUM, Walter ; MOLLENHAUER, Klaus: *Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschine*. LIST, Hans (Hrsg.); PISCHINGER, Anton (Hrsg.). Wien : Springer, 1977
- [14] SEEGER, Thomas ; SCHMITZ, Ingo: *Wärmeübertragung für MB, FZB, WIW und IPEM : Vorlesungsskript WiSe 2019/2020, Lehrstuhl für Technische Thermodynamik Siegen*. 2020
- [15] MILLER, Ralph: *High expansion, spark ignited, gas burning, internal combustion engines*. Veröffentlichungsnr. 2773490. Patentschrift. 1956
- [16] PUCHER, Helmut ; ZINNER, Karl: *Aufladung von Verbrennungsmotoren : Grundlagen, Berechnungen, Ausführungen*. 4. Auflage : Springer Vieweg, 2012

- [17] SCHUTTING, Eberhard ; DUMBÖCK, Ortwin ; KRAXNER, Thomas ; EICHLSEDER, Helmut: Thermodynamic consideration of the Miller cycle on the basis of simulation and measurements. In: LIEBL, Johannes; BEIDL, Christian (Hrsg.): *Internationaler Motorenkongress 2016*. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2016 (Proceedings), S. 259–280
- [18] SENS, Marc ; ZWAHR, Steffen ; GÜNTHER, Michael: *Potenziale des variablen Verdichtungsverhältnisses am voll gemillerten Ottomotor*. In: *MTZ 77* (2016), S. 52–58
- [19] SCHEIDT, Martin ; BRANDS CHRISTOPH ; KRATZSCH, Matthias ; GÜNTHER, Michael: *Kombinierte Miller-Atkinson-Strategie für Downsizing-Konzepte : Gemischbildung und Verbrennung*. In: *MTZ 75* (2014), S. 14–21
- [20] LANGWIESNER, Morris: *Konzepte für bestpunktoptimierte Verbrennungsmotoren innerhalb von Hybridantriebssträngen*. Universität Stuttgart. Dissertation. 2018
- [21] AL-HASAN, Nisar ; REUTER, Stefan ; KLAUS, Michael ; KOCH, Achim: *RAAX-Turbolader in der Anwendung für das Miller-Brennverfahren*. In: *MTZ 77* (2016), S. 46–53
- [22] FRANZKE, Björn ; SCHLOSSHAUER ADRIAN ; LÜCKMANN, Dominik ; THEWES MATTHIAS: *Variable Turbinengeometrie : Zusätzlicher Freiheitsgrad zur CO₂-Reduzierung*. In: *MTZ 78* (2017), S. 38–43
- [23] WURMS, Rainer ; BUDACK, Ralf ; GRIGO, Michael ; MENDEL, Günther ; HEIDUK, Thomas ; KNIRSCH, Stefan: Der neue Audi 2.0l Motor mit innovativem Rightsizing - ein weiterer Meilenstein der TFSI-Technologie. In: LENZ, Hans Peter (Hrsg.): *36. Internationales Wiener Motorensymposium 7. - 8. Mai 2015*. Düsseldorf : VDI Verlag, 2015 (Fortschritt-Berichte VDI, 783), S. 60–77
- [24] SOLFRANK, Peter ; DIETZ, J.: Moderne Nockenwellenverstellung – was geht elektrisch besser? In: LIEBL, Johannes (Hrsg.): *Ladungswechsel im Verbrennungsmotor 2017*. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2018 (Proceedings), S. 1–12
- [25] MEDICKE, Mario ; GÜNTHER, Michael ; TRETTIN, Ronny ; HAMPEL, Michael ; MAYER, Andreas ; WOLF, Daniel: RDE-Konzept auf Basis eines vollvariablen, hydraulischen Ventiltriebs. In: LIEBL, Johannes (Hrsg.): *Ladungswechsel und Emissionierung 2018*. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2019 (Proceedings), S. 168–184
- [26] MEDICKE, Mario ; BRENNER, Andre ; GÜNTHER MICHAEL: Ladungsbewegungskonzepte für moderne Brennverfahren. In: LIEBL, Johannes (Hrsg.): *Ladungswechsel im Verbrennungsmotor 2017*. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2018 (Proceedings), S. 1–21
- [27] BUDACK, Ralf ; WURMS, Rainer ; MENDEL, Günther ; HEIDUK, Thomas: *Der neue 2,0-l-R4-TFSI-Motor von Audi*. In: *MTZ 77* (2016), S. 16–25
- [28] DEMMELBAUER-EBNER, Wolfgang ; PERSIGHEHL, Kai ; GÖRKE, Michael ; WERSTAT, Eike: *Der neue 1,5-l-Vierzylinder-TSI-Motor von Volkswagen*. In: *MTZ 78* (2017), S. 16–23
- [29] ATKINSON, James: *Gas engine*. Veröffentlichungsnr. 367496. Patentschrift. 1887

- [30] LENZ, Hans Peter: *Gemischbildung bei Ottomotoren*. LIST, Hans (Hrsg.); PISCHINGER, Anton (Hrsg.). Wien : Springer-Verlag, 1990
- [31] URLAUB, Alfred: *Verbrennungsmotoren : Grundlagen, Verfahrenstheorie, Konstruktion*. 2. neubearbeitete Auflage. Berlin, Heidelberg : Springer, 1995
- [32] VAN BASSHUYSEN, Richard (Hrsg.): *Ottomotor mit Direkteinspritzung : Verfahren, Systeme, Entwicklung, Potenzial*. 3. aktualisierte und erweiterte Auflage. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2013
- [33] KÜNTSCHER, Volkmar (Hrsg.); HOFFMANN, Werner (Hrsg.): *Kraftfahrzeugmotoren : Auslegung und Konstruktion*. 5. überarbeitete und ergänzte Auflage. Würzburg : Vogel Buchverlag, 2014
- [34] SUREK, Dominik ; STEMPIN, Silke: *Technische Strömungsmechanik*. 3. überarbeitete und erweiterte Auflage. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2017
- [35] PAULWEBER, Michael ; LEBERT, Klaus: *Mess- und Prüfstandstechnik : Antriebsstrangentwicklung, Hybridisierung, Elektrifizierung*. LIST, Helmut (Hrsg.). Wiesbaden : Springer Vieweg, 2014
- [36] STAR CD: *User Guide, es-ice, Version 4.22*. 2014
- [37] GAMMA TECHNOLOGIES: *GT-Power Manual*. 2018
- [38] GLANZ, Reinhard: *Differentielle Erfassung von Tumble-Strömungsfeldern*. In: *MTZ 61* (2000), S. 40–45
- [39] HUNGER, Matthias ; BÖCKING, Tobias ; WALTHER, Ulrich ; GÜNTHER, Michael ; FREISINGER, Normann ; KARL, Günter: *Potential of Direct Water Injection to Reduce Knocking and Increase the Efficiency of Gasoline Engines*. In: GÜNTHER, Michael; SENS, Marc (Hrsg.): *Knocking in Gasoline Engines : 5th International Conference, December 12-13, 2017, Berlin, Germany*. Cham : Springer, 2018 (Conference proceedings), S. 338–359
- [40] BAUMGARTEN, Henning: *Hohe Leistung und Effizienz kombiniert : FEV und VKA untersuchen das Potential der Wassereinspritzung*. URL <http://magazine.fev.com/de/fev-und-vka-untersuchen-das-potenzial-der-wassereinspritzung/> – Überprüfungsdatum 2020-01-15
- [41] BÖHM, Martin ; MÄHRLE, Werner ; BARTELT, Hans-Christian ; RUBBERT, Stephan: *Funktionale Integration einer Wassereinspritzung in den Ottomotor*. In: *MTZ 77* (2016), S. 38–43
- [42] FRAIDL, G. ; KAPUS, P. ; MELDE, H. ; LÖSCH, S. ; SCHÖFFMANN, W. ; SORGER, H. ; WEIßBÄCK, M. ; WOLKERSTORFER, J.: *Variable Compression Ratio - in a Technologie Competition?* In: LENZ, Hans Peter (Hrsg.): *37. Internationales Wiener Motorensymposium 28. - 29. April 2016*. Düsseldorf : VDI Verlag, 2016 (Fortschritt-Berichte VDI, 799), S. 1–30
- [43] DURST, Bodo ; UNTERWEGER, G. ; REULEIN, C. ; RUBBERT, S. ; LINSE, D. ; KERN, W.: *Leistungssteigerung von Ottomotoren durch verschiedene Wassereinspritzungskonzepte*. In: LIEBL, Johannes (Hrsg.): *Ladungswechsel im Verbrennungsmotor 2015*. Wiesbaden : Springer, 2018 (Proceedings), S. 1–15
- [44] THEWES, Matthias ; HOPPE, Fabian ; BAUMGARTEN, Henning ; SEIBEL, Jörg: *Wassereinspritzung für ottomotorische Brennverfahren*. In: *MTZ 76* (2015), S. 26–31

- [45] NEUMANN, Nils ; FREISINGER, Normann ; SCHMITZ, Ingo ; SEEGER, Thomas: *Potenziale der Wassereinspritzung beim Downsizing-Ottomotor*.
In: *MTZ* 82 (2021), Nr. 3, S. 44–48
- [46] HERMANN, Ingo ; GLAHN, Claus ; KLUIN, Matthias ; PAROLL, Martin ; GUMPRICH, Werner: *Water Injection for Gasoline Engines - Quo Vadis?*
In: GÜNTHER, Michael; SENS, Marc (Hrsg.): *Knocking in Gasoline Engines : 5th International Conference, December 12-13, 2017, Berlin, Germany*. Cham : Springer, 2018 (Conference proceedings), S. 299–321
- [47] BRÄUNLING, Willy J. G.: *Flugzeugtriebwerke : Grundlagen, Aero-Thermodynamik, ideale und reale Kreisprozesse, Thermische Turbomaschinen, Komponenten, Emissionen und Systeme*. 4. Auflage. Berlin, Heidelberg : Springer Vieweg, 2015
- [48] BREDOW, Wolfgang: *Internationale Luftfahrtausstellung ILA, Flugzeuge aus der Frühzeit der Luftfahrt, Messerschmitt Bf 109*.
URL <http://www.flugzeuglexikon.com/> – Überprüfungsdatum 2020-01-15
- [49] DURST, B. ; LANDERL, C. ; POGGEL, J. ; SCHWARZ, C. ; KLECZKA, W. ; HUBMANN, B.: *BMW Wassereinspritzung: Erste Erfahrungen und künftige Potenziale*.
In: LENZ, Hans Peter (Hrsg.): *38. Internationales Wiener Motorensymposium 27.-28. April 2017*. Düsseldorf : VDI Verlag, 2017 (Fortschritt-Berichte VDI, 802), S. 63–79
- [50] SAABBLOG: *Wer hats erfunden? - Schaltplan Wassereinspritzung Saab*.
URL <https://saabblog.net/2016/04/15/wer-hats-erfunden/> – Überprüfungsdatum 2020-01-15
- [51] BMW AG: *5 Liter Wasser für 500 Pferde*.
URL <https://www.bmw-m.com/de/topics/magazine-article-pool/5-liter-wasser-fuer-500-pferde.html>
– Überprüfungsdatum 2020-01-15
- [52] NEUMANN, Nils ; FREISINGER, Normann ; VENT, Guido: *Experimental investigation of Miller cycle combustion technology with water injection*, Bd. 1.
In: BARGENDE, Michael; REUSS, Hans-Christian; WAGNER, Andreas; WIEDEMANN, Jochen (Hrsg.): *19. Internationales Stuttgarter Symposium : Automobil- und Motorentechnik*. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2019 (Proceedings), S. 631–643
- [53] GUMPRICH, Werner ; HERMANN, Ingo ; GLAHN, Claus ; PAROLL, Martin: *Simulation der Wassereinspritzung in SIDI-Turbomotoren*.
In: LIEBL, Johannes (Hrsg.): *Simulation und Test 2018 : Antriebsentwicklung im digitalen Zeitalter*. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2019 (Proceedings), S. 1–14
- [54] FRANZKE, Björn ; ADOMEIT, Philipp ; HOPPE, Fabian ; MORCINKOWSKI, Bastian: *Lambda = 1 im gesamten Motorkennfeld : Technische Lösungen für hochaufgeladene Ottomotoren*.
In: LIEBL, Johannes (Hrsg.): *Ladungswechsel und Emissionierung 2018*. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2019 (Proceedings), S. 50–72
- [55] GERN, Sophie ; KAUF, Georg Malte ; VACCA, Antonino ; FRANKEN, Tim ; KULZER, Andre Casal: *Ganzheitliche Methode zur Bewertung der Wassereinspritzung im Ottomotor*.
In: *MTZ* 80 (2019), S. 124–129
- [56] MENDL, Günther ; HOFFMANN, Oliver ; MANGOLD, Reiner ; ROSENBERGER, Stefan ; PFALZGRAF, Johannes ; LANGA, Zsolt ; CZUCZOR, Balazs: *Der neue Audi 2.0l g-tron - ein weiterer Schritt für die nachhaltige Mobilität der Zukunft*.
-

- In: LENZ, Hans Peter (Hrsg.): *38. Internationales Wiener Motorensymposium 27.-28. April 2017*. Düsseldorf : VDI Verlag, 2017 (Fortschritt-Berichte VDI, 802), S. 127–147
- [57] DURST, Bodo ; UNTERWEGER, Georg ; RUBBERT, Stephan ; WITT, Andreas ; BÖHM, Martin: Thermodynamische Wirkung der Wassereinspritzung beim Ottomotor – ein Konzeptvergleich.
In: EICHLSEDER, Helmut; WIMMER, Andreas (Hrsg.): *15th Symposium The Working Process of the Internal Combustion Engine*. Graz : Verlag der Technischen Universität Graz, 2015 (VKM-THD Mitteilungen, 99), S. 443–453
- [58] HEINRICH, Christoph ; DÖRKSEN, Heinrich ; TÖLKES, Emanuel ; ESCH, Andreas: Direkte Benzin-Wasser-Einspritzung: CO₂-Potentiale und technische Anforderungen.
In: TSCHÖKE, Helmut; MAROHN, Ralf (Hrsg.): *10. Tagung Diesel- und Benzindirekteinspritzung 2016*. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2017 (Proceedings), S. 363–379
- [59] ROTTENGRUBER, Hermann ; WAGNER, Thilo ; BEYRAU, Frank ; DRAGOMIROV, Plamen ; SCHAUB, Maximilian: Sprayvermessung einer Benzin-Wasser-Emulsion.
In: TSCHÖKE, Helmut; MAROHN, Ralf (Hrsg.): *10. Tagung Diesel- und Benzindirekteinspritzung 2016*. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2017 (Proceedings), S. 381–402
- [60] SIMON, Christof ; WILL, Björn-Christian ; DÖRKSEN, Heinrich ; MENGEL, Christian: *Erzeugung und Einspritzung von Diesel-Wasser-Emulsionen*.
In: *MTZ 71* (2010), S. 516–523
- [61] BARTSCH, Christian: *Mit Wasser gegen Russemisionen*.
In: *MTZ 75* (2014), S. 34–39
- [62] KÄPPNER, Christoph ; GONZALEZ, Nuria Garrido ; DRÜCKHAMMER, J. ; LANGE, H. ; FRITZSCHE, J. ; HENN, M.: On board water recovery for water injection in high efficiency gasoline engines, Bd. 2.
In: BARGENDE, Michael; REUSS, Hans-Christian; WIEDEMANN, Jochen (Hrsg.): *17. Internationales Stuttgarter Symposium : Automobil- und Motorentchnik*. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2017 (Proceedings), S. 29–49
- [63] HEINRICH, Christoph ; DÖRKSEN, Heinrich ; ESCH, Andreas ; KRÄMER, Kevin: Gasoline Water Direct Injection (GWDI) as a Key Feature for Future Gasoline Engines.
In: GÜNTHER, Michael; SENS, Marc (Hrsg.): *Knocking in Gasoline Engines : 5th International Conference, December 12-13, 2017, Berlin, Germany*. Cham : Springer, 2018 (Conference proceedings), S. 322–337
- [64] ALTENSCHMIDT, Frank ; GILDEIN, Helmut ; KRAUS, Eberhard: Water-Port-Injection at SI-Engines: Effects and Challenges.
In: EICHLSEDER, Helmut (Hrsg.): *17th Symposium The Working Process of the Internal Combustion Engine*. Graz : Verlag der Technischen Universität Graz, 2019 (VKM-THD Mitteilungen, 103), S. 49–59
- [65] FRANZKE, Björn ; VOBHALL, Tobias ; ADOMEIT, Philipp ; MÜLLER, Andreas: *Wassereinspritzung zur Erfüllung zukünftiger RDE-Anforderungen für Turbo-Ottomotoren*.
In: *MTZ 80* (2019), S. 32–40
- [66] PAUER, Thomas ; FROHNMAIER, Martin ; WALTHER, Jochen ; SCHENK, Peter ; HETTINGER, Alexander ; KAMPMANN, Stefan: Optimierung von Ottomotoren durch Wassereinspritzung.
In: LENZ, Hans Peter (Hrsg.): *37. Internationales Wiener Motorensymposium 28. - 29. April 2016*. Düsseldorf : VDI Verlag, 2016 (Fortschritt-Berichte VDI, 799), S. 18–33

- [67] ROHIT, Achint ; SATPATHY, Sridev ; CHOI, Jeongyong ; HOARD, John ; SURNILLA, Gopichandra ; HAKEEM, Mohannad: *Literature Survey of Water Injection Benefits on Boosted Spark Ignited Engines*. SAE Technical Paper 2017-01-0658.
In: *SAE International* (2017)
- [68] THEWES, Matthias ; BAUMGARTEN, Henning ; SCHARF, Johannes ; BIRMES, Georg ; BALAZS, Andreas ; LEHRHEUER, Bastian ; HOPPE, Fabian: *Water Injection – High Power and High Efficiency Combined*. In: PISCHINGER, Stefan; ECKSTEIN, Lutz (Hrsg.): *25th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology 2016*. 1st edition. Aachen : Institute for Combustion Engines, RWTH Aachen University, 2016, S. 345–380
- [69] LÖHNER, Kurt ; MÜLLER, Herbert: *Gemischbildung und Verbrennung im Ottomotor*. LIST, Hans (Hrsg.). Wien, New York : Springer-Verlag, 1967
- [70] BÖHM, Martin ; DURST, Bodo ; UNTERWEGER, Georg ; RUBBERT, Stephan: *Ansätze zur Onboard-Wassergewinnung für eine Wassereinspritzung*.
In: *ATZ* 118 (2016), S. 54–59
- [71] DAGEFÖRDE, Helge: *Untersuchung innermotorischer Einflussgrößen auf die Partikelemission eines Ottomotors mit Direkteinspritzung*. Karlsruher Institut für Technologie. Dissertation. 2015
- [72] WHITAKER, Paul ; KAPUS, Paul ; OGRIS, Martin ; HOLLERER, Peter: *Measures to Reduce Particulate Emissions from Gasoline DI engines*. SAE Technical Paper 2011-01-1219.
In: *SAE International* (2011)
- [73] UMWELTBUNDESAMT: *Grenzwerte für Schadstoffemissionen von PKW*.
URL <https://www.umweltbundesamt.de/themen/verkehr-laerm/emissionsstandards/pkw-leichtnutzfahrzeuge> – Überprüfungsdatum 2020-05-29
- [74] EUROPÄISCHE UNION: *Verordnung (EG) Nr. 715/2007 des Europäischen Parlaments und des Rates* (2007)
- [75] EUROPÄISCHE UNION: *Verordnung (EG) Nr.692/2008 der Kommission* (2008)
- [76] EUROPÄISCHE UNION: *UNECE Regelung Nr. 83* (2015)
- [77] EASTWOOD, Peter: *Particulate Emissions from Vehicles*. Chichester : John Wiley & Sons Ltd., 2008
- [78] PRICE, Philip ; STONE, Richard ; OUDENIJEWEME, Dave ; CHEN, Xiangdong: *Cold Start Particulate Emissions from a Second Generation DI Gasoline Engine*. SAE Technical Paper 2007-01-1931.
In: *SAE International* (2007)
- [79] RECK, Thomas: *Experimentelle Untersuchung der Einflussgrößen zur Minimierung der Partikelrohmissionen bei Benzindirekteinspritzung*. Karlsruher Institut für Technologie. Dissertation. 2013
- [80] SCHINDLER, Wolfgang ; BERGMANN, Alexander ; LINKE, Manfred ; MOSBACHER, Ferdinand ; GIOVANELLA, Katia: *Herausforderung Partikelmessung für Euro 5 / 6 und alternative Partikelmessstechnik*.
In: *MTZ* 69 (2008), S. 502–510
- [81] BOCKHORN, Henning: *Soot Formation in Combustion : Mechanisms and Models*. Berlin, Heidelberg : Springer-Verlag, 1994

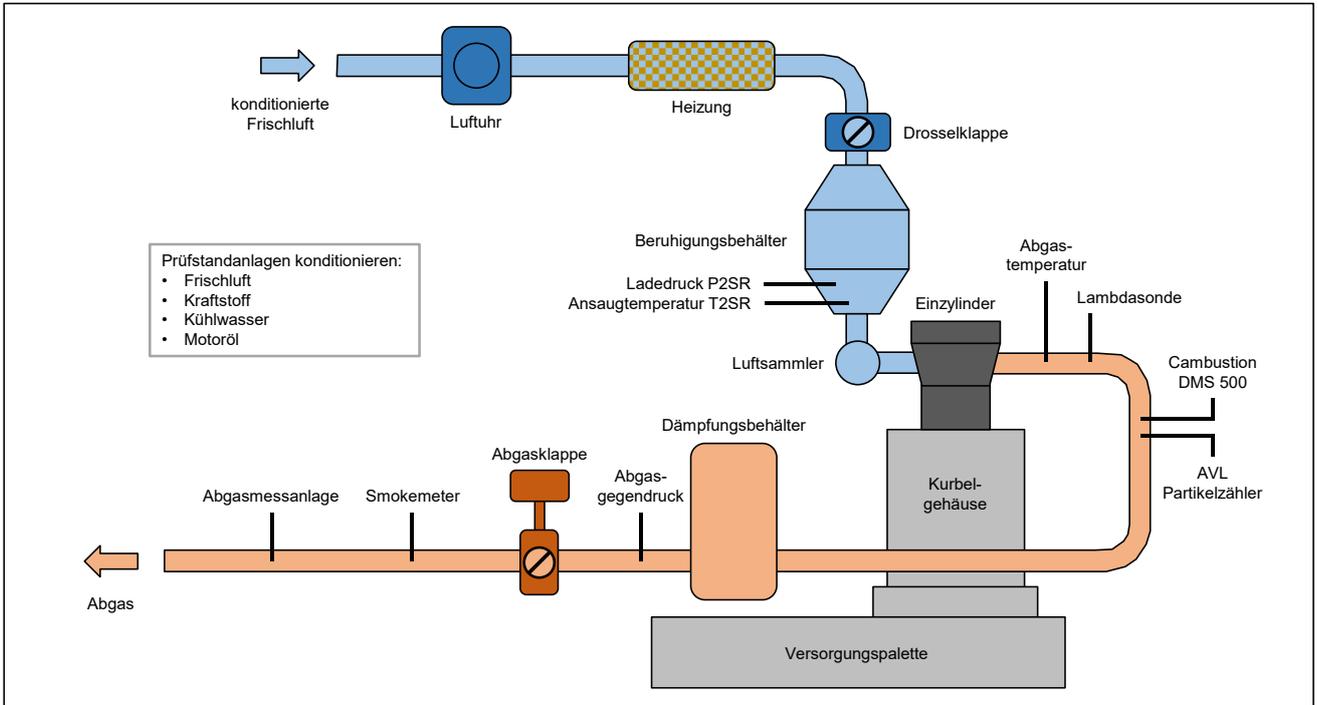
- [82] KNAUER, Markus: *Struktur-Reaktivitäts-Korrelation von Dieselruß und Charakterisierung von PAHs und Carbonylen im Abgas von Biokraftstoffen*. Technischen Universität München. Dissertation. 2009
- [83] WARNATZ, Jürgen ; DIBBLE, Robert ; MAAS, Ulrich: *Verbrennung : Physikalisch-Chemische Grundlagen, Modellierung und Simulation, Experimente, Schadstoffentstehung*. 3. aktualisierte und erweiterte Auflage. Berlin, Heidelberg : Springer-Verlag, 2001
- [84] SMITH, Owen: *Fundamentals of soot formation in flames with application to diesel engine particulate emissions*.
In: *Progress in Energy and Combustion Science* 7 (1981), S. 275–291
- [85] TREE, Dale ; SVENSSON, Kenth: *Soot processes in compression ignition engines*.
In: *Progress in Energy and Combustion Science* 33 (2007), S. 272–309
- [86] GLASSMAN, Irvin: *Soot formation in combustion process*.
In: *Twenty-Second Symposium on Combustion* (1988), S. 295–311
- [87] SEEGER, Thomas ; EGERMANN, Jan ; DANKERS, Stefan ; BEYRAU, Frank ; LEIPERTZ, Alfred: *Comprehensive Characterization of a Sooting Laminar Methane-Diffusion Flame Using Different Laser Techniques*.
In: *Chemical Engineering & Technology* 27 (2004), Nr. 11, S. 1150–1156
- [88] HOPP, Martin: *Untersuchung der Rußoxidation unter dieselmotorischen Randbedingungen*. Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen. Dissertation. 2001
- [89] KONIECZNY, Roman ; BRÜCK, Rolf ; ZALDUA-MORENO, Naroa: Die Herausforderung der zukünftigen Partikelanzahlgrenzwerte; Partikelentstehung und Partikelreduktion.
In: AVL Deutschland (Hrsg.): *6. Internationales Forum Abgas- und Partikelemissionen*. Mainz-Kastel : AVL Deutschland GmbH, 2010, S. 16–27
- [90] BENKER, B. ; HARPENG, J. ; WARNECKE, R.: *Deposition und Permeation*. Paper VDI-Korrosions-Tagung. VDI-WISSENSFORUM (Hrsg.). Hannover, 2005
- [91] VINCENT, James: *Aerosol Sampling : Science, Standards, Instrumentation and Applications*. Chichester : John Wiley & Sons Ltd., 2007
- [92] KITTELSON, David: *Engines and nanoparticles: A review*.
In: *Journal of Aerosol Science* 29 (1998), S. 575–588
- [93] CAMBUSTION: *DMS 500 Fast Particulate Analyzer User Manual : Version 4.22*. Cambridge : Cambustion Ltd., 2017
- [94] KITTELSON, David ; KRAFT, Markus: *Particle Formation and Models in Internal Combustion Engines*. Centre for Computational Chemical Engineering. Cambridge, 2014
- [95] LANDESAMT FÜR NATUR, UMWELT UND VERBRAUCHERSCHUTZ NORDRHEIN-WESTFALEN: *Gesundheitliche Wirkungen von Feinstaub und Stickstoffdioxid im Zusammenhang mit der Luftreinhalteplanung*. Publikation 2010.
URL https://www.lanuv.nrw.de/fileadmin/lanuv/gesundheit/schadstoffe/gesundheitliche_wirkungen.pdf
– Überprüfungsdatum 2020-01-20
- [96] NOTHEIS, Denis ; BERTSCH, Markus ; VELJI, Amin ; KOCH, Thomas: *Untersuchung der Partikelemissionen für unterschiedliche Einspritzstrategien an einem aufgeladenen Ottomotor mit Direkteinspritzung*.

- In: TSCHÖKE, Helmut; MAROHN, Ralf (Hrsg.): *10. Tagung Diesel- und Benzindirekteinspritzung 2016*. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2017 (Proceedings), S. 403–424
- [97] NOWAK, Daniel: *Ruß- und Aschedeposition in Ottopartikelfiltern*. Technische Universität Carolo Wilhelmina zu Braunschweig. Dissertation. 2017
- [98] HARTH, Klaus ; WASSERMANN, Knut ; ARNOLD, Mirko ; SIEMUND, Stephan ; SIANI, Attilio ; SCHMITZ, Thomas ; NEUBAUER, Torsten: *Katalysierte Benzin Partikelfilter: Integrierte Lösungen für strenge Emissionsregulierungen*.
In: LENZ, Hans Peter (Hrsg.): *34. Internationales Wiener Motorensymposium 25. - 26. April 2013*. Düsseldorf : VDI Verlag, 2013 (Fortschritt-Berichte VDI, 764), S. 215–227
- [99] BOGER, Thorsten ; ROSE, Dominik ; NICOLIN, Per ; COULET, Bertrand: *Felderfahrung mit DI-Ottomotoren mit Partikelfilter*.
In: *MTZ* 78 (2017), S. 32–39
- [100] GÖRGEN, Michael ; LEHN, Helmut ; STERLEPPER, Stefan ; CLAßEN, Johannes: *Neue Entwicklungsmethoden zur Kalibrierung von Ottomotor-Partikelfiltern*.
In: *MTZ* 79 (2018), S. 68–74
- [101] EUROPÄISCHE UNION: *Verordnung (EG) Nr. 443/2009 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 23. April 2009* (2009)
- [102] PEMS4NANO: *Portable Nano-Particle Emission Measurement System : European Union's Horizon 2020 research and innovation programme under Grant Agreement no. 724145*.
URL <https://pems4nano.eu/> – Überprüfungsdatum 2020-01-20
- [103] DOWN TO 10: *Project description Down to 10 : European Union's Horizon 2020 research and innovation programme under grant agreement Nr. 724085*.
URL <http://www.downtoten.com/about> – Überprüfungsdatum 2020-01-20
- [104] ETZLER, Frank: *Abbildung 3D-CAD-Modell, Konstruktion Vorentwicklung Ottomotoren, Daimler AG*. Persönliche Mitteilung. 2019. NEUMANN, Nils (Adressat)
- [105] HÄFNER, Jochen: *Abbildung 3D-CAD-Modell, Konstruktion Vorentwicklung Ottomotoren, Daimler AG*. Persönliche Mitteilung. 2019. NEUMANN, Nils (Adressat)
- [106] JECKER, Cecile: *Abbildung 3D-CAD-Modell, Konstruktion Vorentwicklung Ottomotoren, Daimler AG*. Persönliche Mitteilung. 2019. NEUMANN, Nils (Adressat)
- [107] ISERMANN, Rolf: *Modellgestützte Steuerung, Regelung und Diagnose von Verbrennungsmotoren*. Berlin, Heidelberg : Springer, 2003
- [108] MERKER, Günter ; SCHWARZ, Christian ; STIESCH, Gunnar ; OTTO FRANK: *Verbrennungsmotoren : Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung*. 2. vollständig neubearbeitete und erweiterte Auflage. Wiesbaden : Teubner Verlag, 2004
- [109] AVL LIST GMBH: *AVL INDICOM 2014 v2.6 Exploration Guide*. Graz : 2013
- [110] KRAUS, Eberhard: *Information zur Indizierdatenauswertung, Verbrennungsanalyse Ottomotoren, Daimler AG*. Persönliche Mitteilung. 2019. NEUMANN, Nils (Adressat)
- [111] BARGENDE, Michael: *Berechnung und Analyse innermotorischer Vorgänge bei Verbrennungsmotoren : Vorlesungsmanuskript, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen und Kraftfahrzeuge, Technische Universität München*. 1997
-

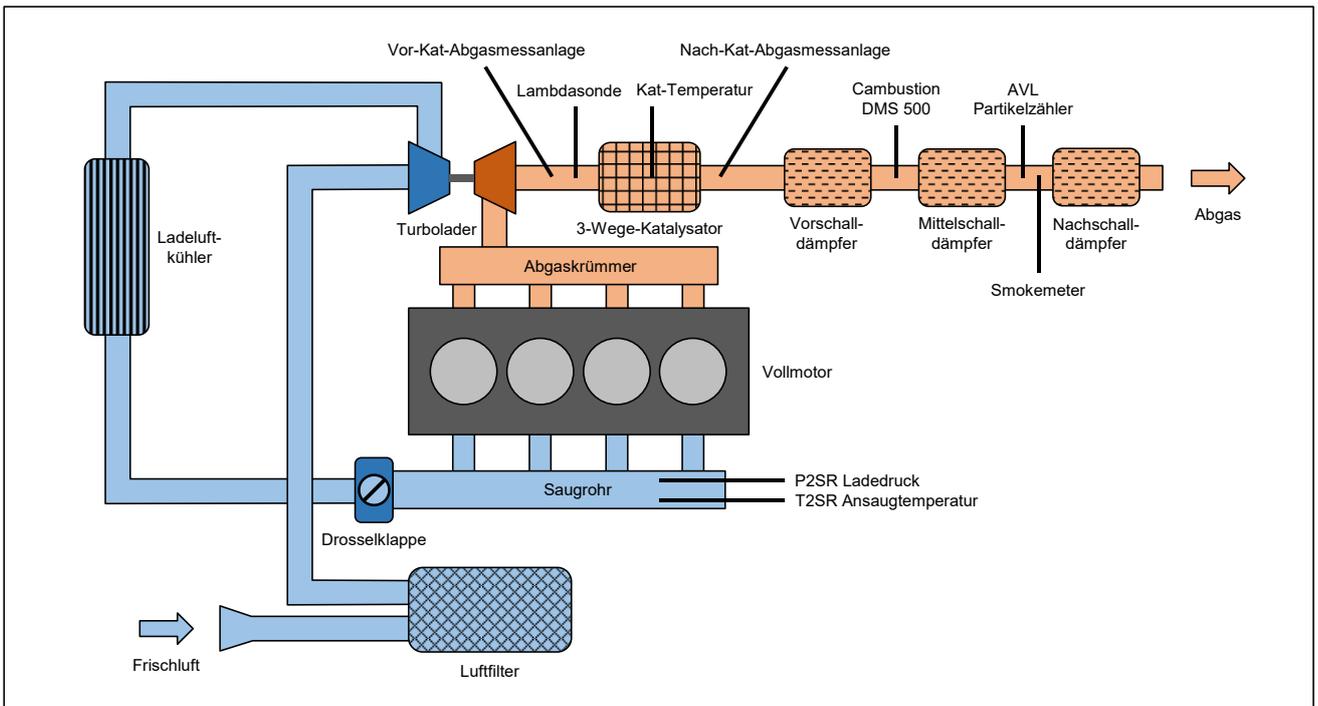
- [112] AVL LIST GMBH: *AVL PARTICLE COUNTER Product Guide*. Graz : 2013
- [113] HAASE, Dirk: *Ein neues Verfahren zur modellbasierten Prozessoptimierung auf der Grundlage der statistischen Versuchsplanung am Beispiel eines Ottomotors mit elektromagnetischer Ventilsteuerung (EMVS)*. Technische Universität Dresden. Dissertation. 2004
- [114] SIEBERTZ, Karl ; VAN BEBBER, David ; HOCHKIRCHEN, Thomas: *Statistische Versuchsplanung : Design of Experiments (DoE)*. 2. Auflage : Springer Vieweg, 2017
- [115] AVL LIST GMBH: *CAMEO 4 R1 Online-Hilfe, D-Optimal Design - Theoretischer Hintergrund*. Graz : 2017
- [116] HÄFNER, Jochen ; ETZLER, Frank: *Auslegung eines Vektorkanals zur Untersuchung des Einflusses der Einlasskanalgeometrie, Konstruktionsabteilung Vorentwicklung Ottomotoren, Daimler AG*. Persönliche Mitteilung. 2018. NEUMANN, Nils (Adressat)
- [117] NICOLLET, Franck: *Simulationsergebnis, Simulation Vorentwicklung Ottomotoren, Daimler AG*. Persönliche Mitteilung. 2019. NEUMANN, Nils (Adressat)
- [118] ENDE, Marcus ; HEINRICH, Dirk: *Simulationsergebnis der Firma autengine*. Persönliche Mitteilung. 2020. NEUMANN, Nils (Adressat)
- [119] BOSSUNG, Christoph: *Turbulenzmodellierung für quasidimensionale Motorprozessrechnung*. Universität Stuttgart. Dissertation. 2017
- [120] HÄFNER, Jochen ; JECKER, Cecile ; FREISINGER, Normann: *Auslegung eines Kolbens mit muldenförmiger Oberfläche im Rahmen des PaREGEn-Projektes, Konstruktions- und Thermodynamikabteilung Vorentwicklung Ottomotoren, Daimler AG*. Persönliche Mitteilung. 2018. NEUMANN, Nils (Adressat)
- [121] HÄFNER, Jochen ; JECKER, Cecile ; ECHTLE, Harald: *Auslegung eines Konzeptes zur selektiven Kühlung, Konstruktions- und Simulationsabteilung Vorentwicklung Ottomotoren, Daimler AG*. Persönliche Mitteilung. 2019. NEUMANN, Nils (Adressat)
- [122] KRAUS, Eberhard: *Thermodynamische Indizierdatenauswertung Obelix*. Softwareprogramm : Daimler AG, 2019
- [123] SCHMITZ, Ingo: *Spraycharakterisierung von fünf Injektoren für die Hochdruck-Direktwassereinspritzung, Lehrstuhl für Technische Thermodynamik Universität Siegen*. Persönliche Mitteilung. 2019. NEUMANN, Nils (Adressat)

Anhang

A Messstellenpläne Versuchsaggregate

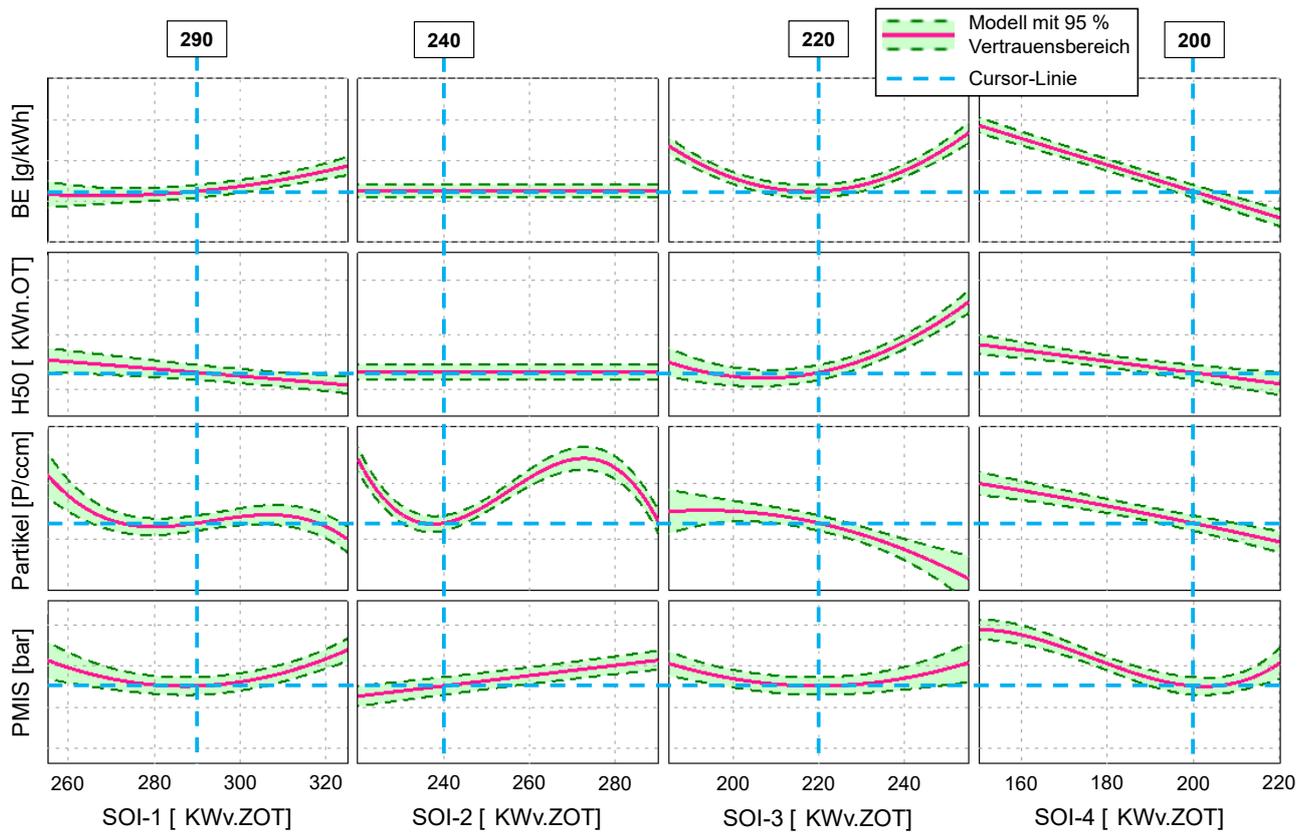


Messstellenplan Einzylinderaggregate

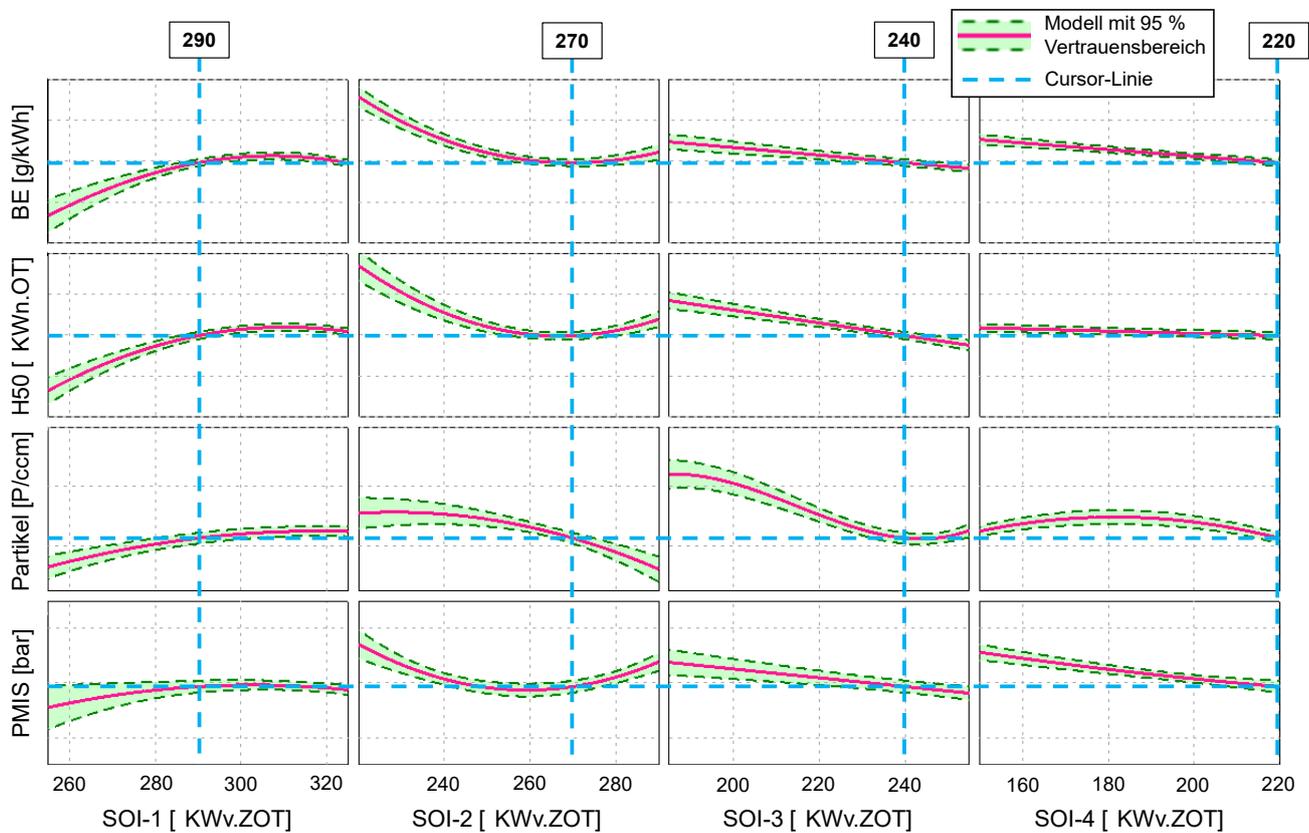


Messstellenplan Vollmotoraggregate

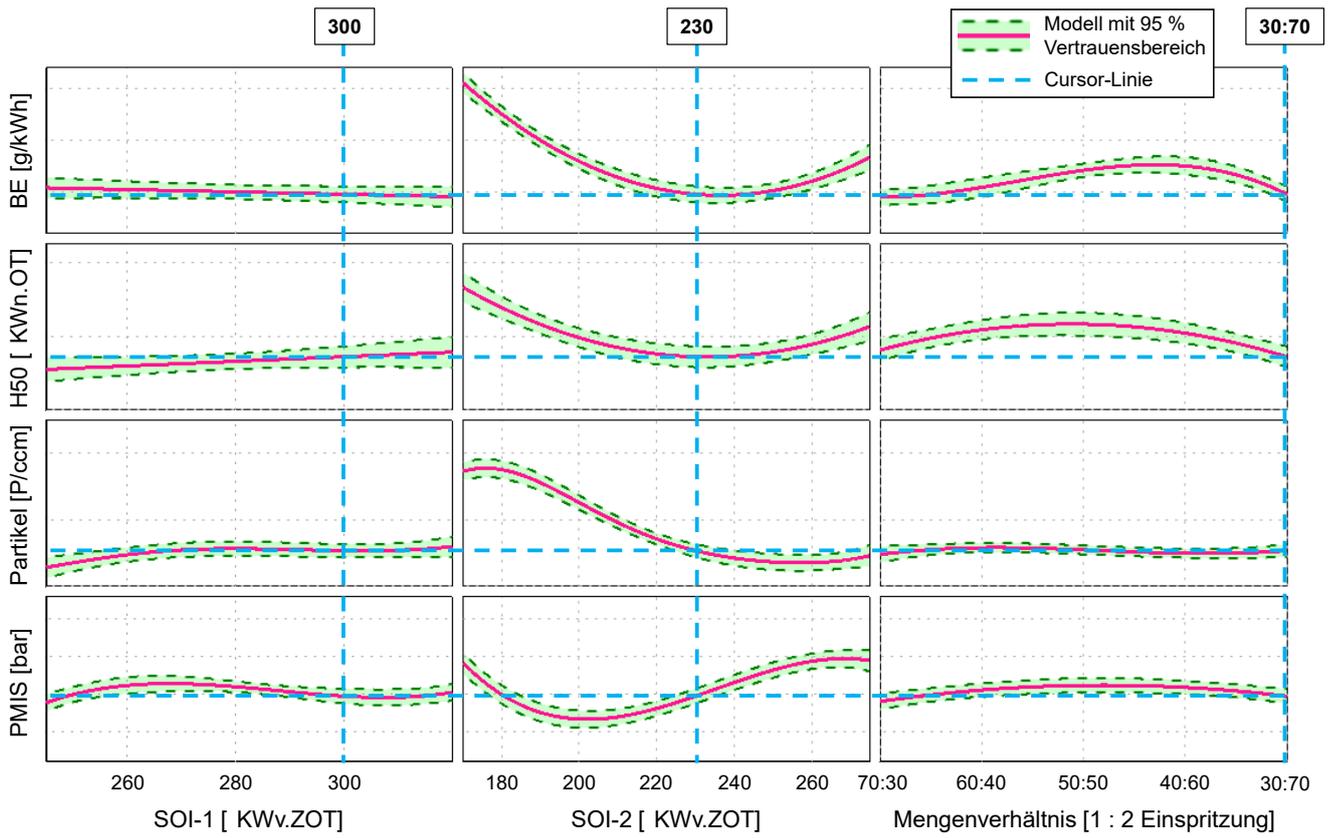
B DoE-Optimierungen von GDI Strategien



DoE-Intersection-Graphik Optimierung 4-fach GDI Einspritzung (125°KW Einlassnocke, 2000 U/min, 18 bar PME)



DoE-Intersection-Graphik Optimierung 4-fach GDI Einspritzung (110°KW Einlassnocke, 2000 U/min, 18 bar PME)



DoE-Intersection-Grafik Optimierung 2-fach GDI Einspritzung (125°KW Einlassnocke, 2000 U/min, 18 bar PME)

C Durchlichtverfahren zur DWI Sprayuntersuchung

Die Ermittlung der Sprayparameter, wie der maximalen Sprayeindringtiefe, der gemittelten Sprayeindringtiefe, der maximalen Spraybreite und des Spraykegelwinkels, basiert auf Spraybildern, welche mittels Durchlichtverfahren generiert werden. Beim Durchlichtverfahren, welches in Abbildung C-1 schematisch veranschaulicht ist, kommt dabei eine Hochgeschwindigkeitskamera des Typs Phantom UHS v1612 und eine speziell konstruierte High-Power-LED Lichtquelle zum Einsatz [123].

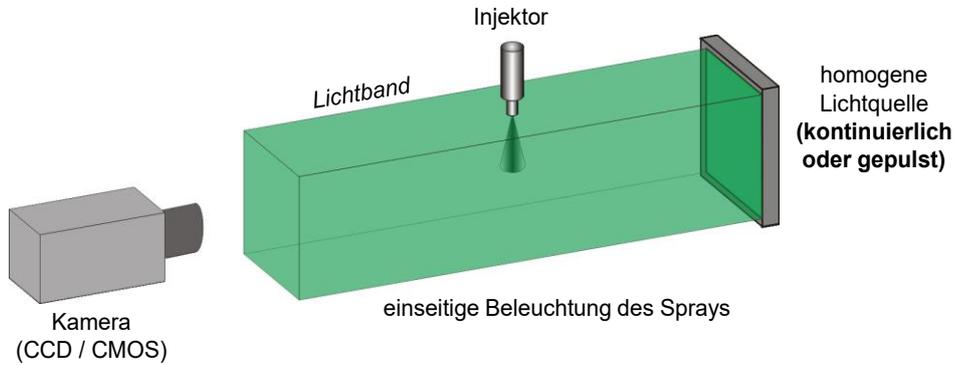


Abbildung C-1: Durchlichtverfahren zur Sprayuntersuchung [123]

Zur Sprayauswertung erfolgt im ersten Schritt eine Hintergrundkorrektur der Spraybilder, welche Einflüsse durch eine inhomogene Ausleuchtung kompensiert. Anschließend wird über einen festgelegten Schwellwert zwischen Spray und Hintergrund unterschieden. Hierdurch lässt sich die Spraykontur detektieren, welche die Grundlage zur Ermittlung der Sprayparameter bildet [123]. Darüber hinaus bietet die Darstellung mehrerer Einzelkonturen in Form eines sogenannten Konturplots die Möglichkeit Sprayschwankungen besser zu erkennen. Die Verfahrensschritte zur Sprayauswertung sind in Abbildung C-2 aufgeführt. Die Definition der Sprayparameter ist Abbildung C-3 zu entnehmen.

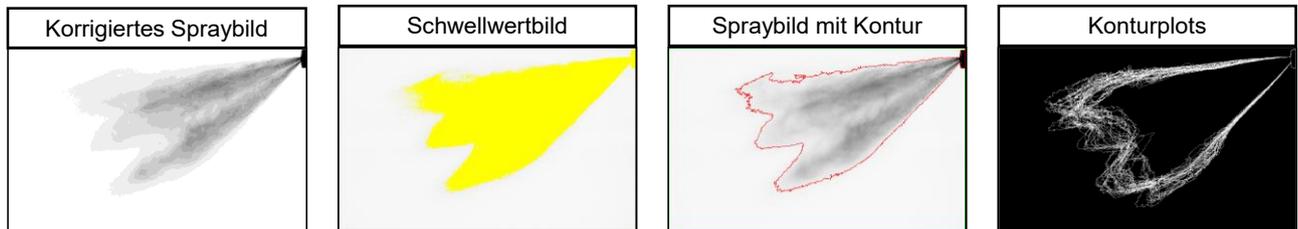


Abbildung C-2: Verfahren zur Sprayauswertung [123]

	<p>Maximale Sprayeindringtiefe Flächenelement, losgelöst vom Hauptstrahl, mit größtem Abstand von der Düsenspitze.</p>		<p>Gemittelte Sprayeindringtiefe Mittelung des größten Abstandes des oberen und unteren Spraybereiches von der Düsenspitze.</p>
	<p>Maximale Spraybreite Größter Breitenabstand des oberen und unteren Spraybereiches.</p>		<p>Spraykegelwinkel In dem konstanten Bereich von 5 mm von der Düsenspitze aus werden oben und unten an die Spraykontur Regressionsgraden angelegt und zwischen diesen der Winkel bestimmt.</p>

Abbildung C-3: Definition der Sprayparameter [123]

