

Auswirkungen von Formabweichungen im Brennraum auf das Betriebsverhalten von Ottomotoren

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktoringenieur

(Dr.-Ing.)

von Dipl.-Ing. Stephan Christian Zeilinga

geb. am 29.08.1985 in Berlin

genehmigt durch die Fakultät für Maschinenbau
der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Gutachter:

Prof. Dr.-Ing. Hermann Sebastian Rottengruber

apl. Prof. Dr.-Ing. habil. Dr.-Ing. E.h. Rüdiger Bähr

Promotionskolloquium am 02. März 2020

Kurzfassung

Die Digitalisierung der Produktion ist eine sinnvolle Möglichkeit, die Produktion selbst effizient zu gestalten und den Energiebedarf eines Fertigungsprozesses zu reduzieren. Wird zudem eine digitale Fabrik genutzt, um Daten der Bauteile miteinander zu verknüpfen, können digitale Abbilder geschaffen werden, die eine Vorabkonfiguration bzw. eine virtuelle Bauteilpaarung ermöglichen. Somit werden ideal zueinander passende Bauteilpaarungen ohne weitere Restriktionen umsetzbar. Dazu sind dreidimensionale Messverfahren notwendig, welche in eine Serienfertigung integrierbar sind und in einer annehmbaren Taktzeit eine Bauteilerfassung ermöglichen. In der Zylinderkopffertigung sind hierbei Potentiale durch eine Integration der Computertomographie (CT) erkennbar. Um das Potential der Computertomographie als Prüfverfahren zu untersuchen, sind relevante Einflussgrößen zu identifizieren, die den Motorbetrieb beeinflussen.

Zur Identifizierung möglicher Einflussgrößen wurde die Prozesskette der Zylinderkopfrohteilfertigung analysiert. Daraus konnten Merkmale isoliert werden, die durch die Rohteilfertigung entstehen können. Diese Merkmale wurden in einer separaten Charge mit verschiedenen Ausprägungen gefertigt und anschließend am Prüfstand hinsichtlich ihrer motorischen Auswirkungen untersucht. Zur Erfassung des Istzustandes der Versuchsbauteile wurden die gefertigten Zylinderköpfe unter anderem in einem industriellen CT analysiert. Die Messdatenanalyse zeigt, dass die Erfassung des Brennraumvolumens tendenziell ableitbar ist. Das heißt eine Qualitätsprüfung in der Rohteilfertigung ist prinzipiell darstellbar. Für eine Überführung eines digitalen Abbildes ist die gesamte Prozesskette zu berücksichtigen, um einen wirklichen digitalen Zwilling darzustellen.

Die Versuchsbauteile wurden mit einem Materialoffset gegossen und mechanisch nachgearbeitet. So konnte eine isolierte Merkmalausprägung weitestgehend sichergestellt werden. Um die Merkmale auf ihre motorischen Auswirkungen zu untersuchen, wurden die Versuchsbauteile am Motorprüfstand getestet. Da die Abweichungen teilweise äußerst gering sind, wurde zusätzlich eine transiente Ladungswechselsimulation durchgeführt, um Einflüsse auf die Gemischbildung zu identifizieren. Dabei konnten geringfügige Merkmalcharakteristika abgeleitet werden, wobei die Auswirkungen sehr gering und vom geometrischen Verdichtungsverhältnis überlagert sind.

Der Vergleich der Motormessung zeigt ein differenzierbares Verhalten. Die Unterschiede im stationären Motorbetrieb als auch bei der Erfassung der Klopfgrenze lassen sich primär mit den unterschiedlichen Verdichtungsverhältnissen erklären. Lediglich der Vergleich der Partikelgrößenverteilung konnte eine geringfügige Abhängigkeit der Brennraumform zeigen. Es ist eine Drehzahlabhängigkeit bei stark verkleinerten Brennräumen erkennbar, die aufgrund der sehr hohen Abweichung zum Nennmaß nicht uneindeutig auf die Brennraumformabweichung hinweist.

Abstract

Production digitization is a meaningful way to efficiently design the production itself and to reduce the energy demand of the manufacturing process. When used to link component data with each other, a digital factory can create digital images that enable pre-configuration or virtual component pairing. Thus, ideally matching component pairings can be implemented without further restrictions. Three-dimensional measuring methods are necessary, which can be integrated into series production and enable component acquisition in an acceptable cycle time. In cylinder head production, potentials can be identified by the integration of computed tomography (CT). In order to investigate the potential of computed tomography as a test method, relevant influencing variables that influence engine operation must be identified.

In order to recognise such influencing variables, the process chain of cylinder head blank production was analysed. Therefore, it was possible to isolate characteristics that could arise during the production of the raw part. These characteristics were manufactured in a separate batch with different attributes and then examined on the test bench for their effects on the engine. To capture the actual condition of the test components, the cylinder heads were analysed, including tests in an industrial CT. The data analysis shows that the measurement of the combustion chamber volume tends to be derivable. This means that a quality inspection in the production of raw parts can be carried out in general. For the transfer of a digital image, the entire process chain must be taken into account in order to represent a true digital twin.

The test components were cast with a material offset and then mechanically modified. This procedure allows to ensure the isolation of characteristic attributes as far as possible. The test components were tested on the engine test bench in order to investigate the effects of the characteristics on the engine. Since the deviations are sometimes extremely small a transient charge cycle simulation was also carried out to identify influences on the mixture formation. Minor characteristic attributes could be derived whereby the effects are minimal and superimposed by the geometric compression ratio.

The comparison of the engine measurement shows a differentiable behaviour. The differences in stationary engine operation and in the detection of the knock limit can primarily be explained by the different compression ratios. Only the comparison of the particle size distribution could show a slight dependence of the combustion chamber shape. A dependency on the engine speed was identified in strongly reduced combustion chambers, which, due to the very high deviation from the nominal size, does not unequivocally indicate the combustion chamber shape deviation.

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung.....	I
Abstract.....	II
Inhaltsverzeichnis.....	III
Liste der verwendeten Abkürzungen und Formelzeichen.....	VI
1 Einleitung.....	1
1.1 Ausgangssituation und Zielsetzung.....	1
1.2 Vorgehensweise und Aufbau der Arbeit.....	2
2 Grundlagen der ottomotorischen Prozessführung.....	4
2.1 Brennverfahren und Ladungsbewegung.....	5
2.1.1 Tumblegeführte Brennverfahren.....	9
2.1.2 Brennverfahren mit frühem Einlassschließen – Miller-Verfahren.....	11
2.2 Verbrennungsanomalien.....	12
2.3 Abgasemissionen.....	14
3 Fertigungsprozess und Ableitung von dimensionalen Bauteilmerkmalen.....	18
3.1 Fertigungsprozess der Zylinderkopfbaugruppe.....	18
3.1.1 Rohteilfertigung von Zylinderköpfen.....	21
3.1.2 Einflüsse auf die Brennraumabweichung im Rahmen der Rohteilfertigung.....	24
3.2 Computertomographie als Messsystem in der Serienfertigung.....	26
3.2.1 Computertomographie.....	27
3.2.2 Potential der Computertomographie in der Serienproduktion von Zylinderköpfen.....	28
3.3 Ableitung von dimensionalen Bauteilmerkmalen.....	31
3.4 Anpassung der Prozesskette zur Fertigung von Versuchsmustern.....	33
4 Methodik zur Untersuchung der Ladungsbewegung.....	35
4.1 Werkzeuge zur Erfassung der Zylinderinnenströmung.....	36
4.1.1 Messung der Zylinderinnenströmung und Ableitung der Tumblezahl als Kennzahl der Ladungsbewegung.....	37

IV

4.1.2	Simulation der Zylinderinnenströmung.....	41
4.2	Motorprüfstand und Versuchsprogramm.....	56
4.2.1	Versuchsträger und Motorprüfstand.....	57
4.2.2	Versuchsumgebung und Versuchsprogramm.....	60
5	Untersuchung der Brennraumgeometrie.....	65
5.1	Untersuchung der Versuchsmuster und Erfassung der Brennraumvolumina.....	65
5.1.1	Bestimmung der Brennraumvolumen.....	67
5.1.2	Vergleich von CT-Analyse und manueller Volumenerfassung.....	69
5.1.3	Bauteilmuster mit zylinderachsenbasierter Merkmalableitung.....	73
5.1.4	Bauteilmuster mit zylindervolumenbasierte Merkmalableitung.....	74
5.1.5	Überführung der Brennraumvolumen in das Verdichtungsverhältnis ϵ	75
5.2	Messtechnische Untersuchung der stationären Brennraumströmung.....	77
5.2.1	Referenzbauteil und charakteristisches Strömungsbild.....	78
5.2.2	Vergleich merkmalspezifischen Bauteilmuster.....	79
6	Simulation der Gemischbildung.....	84
6.1	Modellvalidierung und Aufbau der transienten Simulation.....	84
6.1.1	Grundlage des transienten Modellaufbaus.....	85
6.1.2	Allgemeiner Modellaufbau und Modellparametrisierung der RANS Gemischbildungssimulation.....	88
6.1.3	Merkmalspezifische Modellentwicklung.....	91
6.2	Vergleich der Strömungs- und Gemischbildungssimulation.....	92
6.2.1	Initialphase der Einlassströmung.....	92
6.2.2	Initialphase der Gemischbildung.....	97
6.2.3	Gemischbildung zum Verdichtungsende.....	103
7	Betriebsverhalten bei Brennraumabweichungen.....	108
7.1	Vergleich von Bauteilmerkmalen mit konstanten Brennraumabweichungen.....	108
7.1.1	Volllastverhalten bei konstanten Brennraumabweichungen.....	109
7.1.2	Kennfeldvergleich bei konstanten Brennraumabweichungen.....	114
7.1.3	Restgasverträglichkeit bei konstanten Brennraumabweichungen.....	121
7.1.4	Vergleich der Klopfgrenze bei konstanten Brennraumabweichungen.....	129

7.1.5	Vergleich der Partikelverteilung bei konstanten Brennraumabweichungen.....	136
7.2	Bauteilmerkmale mit variablen Brennraumabweichungen.....	141
8	Zusammenfassung.....	148
9	Literaturverzeichnis.....	151
Anhang	158

Liste der verwendeten Abkürzungen und Formelzeichen

<i>Abkürzung</i>	<i>Beschreibung</i>
ABG	Abgas
ANS	Ansaugseite
A150	Verbrennungsschwerpunktlage
ATL	Abgasturbolader
AV	Auslassventil
AVö	Auslassventil öffnet
AVs	Auslassventil schließt
BR	Brennraum
BR-Vol	Brennraumvolumen (Merkmaldefinition)
CAD	Computer Aided Design
CFD	Computational Fluid Dynamics
Comp	Kompressor
CNC	Computational Numerical Control
CT	Computertomographie
DGV	Doppler-Global-Velocimetry
DI	Direct Injection /Direkteinspritzung
DNS	Direktnumerische Simulation
DK	Drosselklappe
EV	Einlassventil
EVö	Einlassventil öffnet
EVs	Einlassventil schließt
FDM	Finite Differenz Methode
FEM	Finite Elemente Methode
FES	Frühes Einlassventil Schließen
FVM	Finite Volumen Methode
GPf	Gasoline Particle Filter – Otto Partikel Filter
HET	High End Torque
HFM	Heißfilm-Luftmassenmesser
IND	Indiziert
IO	In Ordnung
KST	Kraftstoff
KV	Kontrollvolumen
KW	Kurbelwinkel
LES	Large Eddy Simulation
LET	Low End Torque

LLK	Ladeluftkühler
MPI	Multi Point Injection
NIO	Nicht in Ordnung
OT	Oberer Totpunkt
LOT	Ladungswechsel OT
ZOT	Zünd-OT
PIV	Particle-Image-Velocimetry
RANS	Reynolds-gemittelte Navier-Stokes-Gleichungen
RDE	Real Driving Emission
Simple	Semi-implizit-Method for Pressure Linked Equations
SimpleC	Semi-implizit-Method for Pressure Linked Equations Consistent
TKE	Turbulent kinetische Energie
TL	Teillast
Turb	Turbine
UT	Unterer Totpunkt
VL	Volllast
VÜ	Ventilüberschneidung
ZAV	Zylinderachsenverschiebung (Merkmaldefinition)
ZK	Zylinderkopf
ZZP	Zündzeitpunkt

<i>Formelzeichen</i>	<i>Beschreibung</i>
A	Querschnittsfläche
A	Modellgröße
B	Konstante im logarithmischen Wandgesetz
b_e	spezifische Kraftstoffverbrauch
b	Konvergenzkriterium
COV	Coefficient of Variation
c_m	Mittlere Kolbengeschwindigkeit
$C_\mu, C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}$	Modellkonstanten k- ε -Modell
Co	Courant-Zahl
δ_{ij}	Kronecker Delta
E_{kin}	Kinetische Energie
E_{rot}	Rotationsenergie
ε	Verdichtungsverhältnis
ϵ	Dissipationsrate
η_{th}	Thermischer Wirkungsgrad
η_{eff}	Effektiver Wirkungsgrad
F	Überblendungsfunktion
F	Flächenfunktion
$f_\mu, f_{1\varepsilon}, f_{2\varepsilon}$	Wanddämpfungsfunktion
H	Totalenthalpie
J	Trägheitsmoment
k	Turbulent kinetische Energie

VIII

κ	Kámánsche Konstante
κ	Spezifische Wärmekapazität
l_m	Mischungsweg
l_0	charakteristische Länge
λ	Verbrennungsluftverhältnis
λ_e	Interpolationsfaktor
m	Masse
\dot{m}_{KS}	Kraftstoffmassenstrom
μ	Dynamische/ molekulare Viskosität
μ_t	Dynamische/ molekulare Wirbelviskosität
n_t	Tumblefrequenz
n_M	äquivalente Motorfrequenz
ν	Kinematische Viskosität
ν_t	Kinematische Wirbelviskosität
ω	Charakteristische Frequenz
P_{eff}	effektive Leistung
P_k	Produktionsrate der turbulent kinetischen Energie
p	Druck
p_{me}	Effektiver spezifischer Mitteldruck
p_{mi}	Indizierter spezifischer Mitteldruck
Φ	Wichtungsfunktion
Φ	Winkelintervall der Radontransformation
ϕ	Skalar oder Strömungsgröße
Ψ	Feldgröße
ψ	Hydrodynamische Feldgröße
Q	Volumenfunktion
q	Wärmestrom
q_ϕ	Quellen- und Senkungsrate der Skalengrößen
r	Radius
\Re	Reynoldszahl
\Re_t	Turbulente Reynoldszahl
ρ	Dichte
S	Volumenkräfte bzw. absolute Scherkräfte
S_{ij}	Deformationsgeschwindigkeitssensor
σ	Standardabweichung
T	Tumblezahl
t	Zeit
τ	Schubspannung
τ_w	Wandschubspannung
τ_{ij}	Reynold'scher Spannungstensor
UI	Uniformity Index
u	Geschwindigkeit in x-Richtung
\acute{u}	Mittlere Geschwindigkeit in x-Richtung
u_T	Wandschubgeschwindigkeit
u_0	Charakteristische Geschwindigkeit
$u^{+i\hat{i}}$	Dimensionslose Geschwindigkeit
V	Volumen
V_c	Kompressionsvolumen
V_h	Hubvolumen

v	Geschwindigkeit in y-Richtung
w	Geschwindigkeit in z-Richtung
y	Wandabstand
v^{+i}	Dimensionsloser Wandabstand
Γ	Diffusionskoeffizient
ζ	Verlustkoeffizient

<i>Indizes</i>	<i>Beschreibung</i>
E	East /Ost
e	East /Ost
i, j, k, l	Tensornotation, Zählerindex
k	Kontrollvolumenseite
m	Zeitschritt
N	North/Nord
n	Zählerindex
nb	Nachbarpunkt
ne	North-East/Nordost
P	Kontrollvolumenmittelpunkt
S	South/Süd
s	South/Süd
se	South-East/Südost
t	Turbulent
w	West/Westen

<i>Symbole</i>	<i>Beschreibung</i>
\bar{x}	Gemittelte Größe
x'	Fluktuierende Größe
\tilde{x}	Modifizierte Größe
x^i	Vorläufige Größe
Δx	Differenz /Delta
∇x	Nabla-Operator

1 Einleitung

1.1 Ausgangssituation und Zielsetzung

Der energieaufwändigste Produktionsschritt eines Bauteils ist meist das Gießen. Bei komplexen Bauteilgeometrien erhöht sich zudem der Aufwand bei der Formherstellung, sodass hier hohe Anstrengungen zur Optimierung des Prozesses unternommen werden, um den Gesamtprozess kostengünstiger und auch energieverträglicher zu gestalten. Neben der reinen Prozessoptimierung steigen die Anforderungen an die Bauteile selbst. Das heißt, die Bauteilgeometrie wird komplexer und die Anforderungen an die Maßhaltigkeit steigt. Dabei entsteht ein Zielkonflikt zwischen ökonomischer Prozessbetrachtung und bauteilorientierter Produktion. Komplexe Bauteilgeometrien und damit einhergehende höhere Anforderungen an die Bauteiltoleranzen in der Serienproduktion bewirken einen erhöhten Bauteilausschuss oder eine Verringerung der Taktfrequenz der Produktion. Beide Szenarien belasten die Rentabilität. Daher liegt es nahe eine ganzheitliche Baugruppenbetrachtung bereits in der Rohteilfertigung anzustreben, d.h. optimal zueinander passende Bauteilpaarungen zu schaffen, um so den Bauteilausschuss zu reduzieren und trotzdem eine Baugruppe mit minimalen Toleranzen zu schaffen.

Ein sinnvoller Weg ist es einen „digitalen Zwilling“ der gesamten Baugruppe anzustreben, um eine virtuelle Bauteilpaarung mit minimalen Abweichungen zum Idealzustand zu schaffen. Dafür ist es notwendig den Fertigungsprozess der einzelnen Bauteile zu betrachten und die Bauteilüberwachung zu digitalisieren, sodass der Bauteilzustand eines Bauteils zu jedem Zeitpunkt der Fertigungskette bekannt ist und überwacht werden kann. Existiert für jedes produzierte Bauteil ein digitaler Zwilling, ist eine virtuelle Bauteilpaarung vor der Endmontage möglich. Im Fall der Motorenfertigung können so ideal zueinander passende Brennraumkomponenten kombiniert und beispielsweise die Schwankungen des Brennraumvolumens in der Serienfertigung minimiert werden.

Ein Ansatz für die Digitalisierung der Zylinderkopffertigung ist die Integration eines Computertomographen (CT), welcher eine dimensionale Bauteilprüfung ermöglicht. Für Stichprobenuntersuchungen zur Defektanalyse beziehungsweise zur Untersuchung von Kanalausbrüchen oder Sandresten wird die CT-Technologie bereits eingesetzt. Messungen in der Serienanwendung sind nach Ambos et al. [1], Hagner und Mnich [2] und Hanke [3] prinzipiell denkbar, wobei die Sensitivität von motorischen Parametern innerhalb der gegebenen Toleranzbereiche nicht eindeutig publiziert ist. Deshalb scheint die Eignung der dimensional Messfähigkeit in der Serienanwendung nicht eindeutig geklärt. Daraus folgend stellt sich die Frage, welche Sensitivität die motorischen Eigenschaften aufweisen und letztendlich welche Messgenauigkeit für die Serienanwendung hinreichend genau ist.

1.2 Vorgehensweise und Aufbau der Arbeit

Werden die motorischen Eigenschaften aus der Sicht der Zylinderkopffertigung betrachtet, kann der Brennraum als relevanter Einflussfaktor identifiziert werden. Um die Sensitivität der Formabweichung auf den Motorbetrieb zu untersuchen, wurde die in **Abbildung 1 -1** dargestellte Vorgehensweise gewählt. Aufgrund der dimensionalen Messfähigkeit von CT-Messungen ist eine mehrdimensionale Bauteilprüfung des Brennraumes möglich. Daher ist neben der reinen volumetrischen Bauteilbewertung eine Formanalyse denkbar.

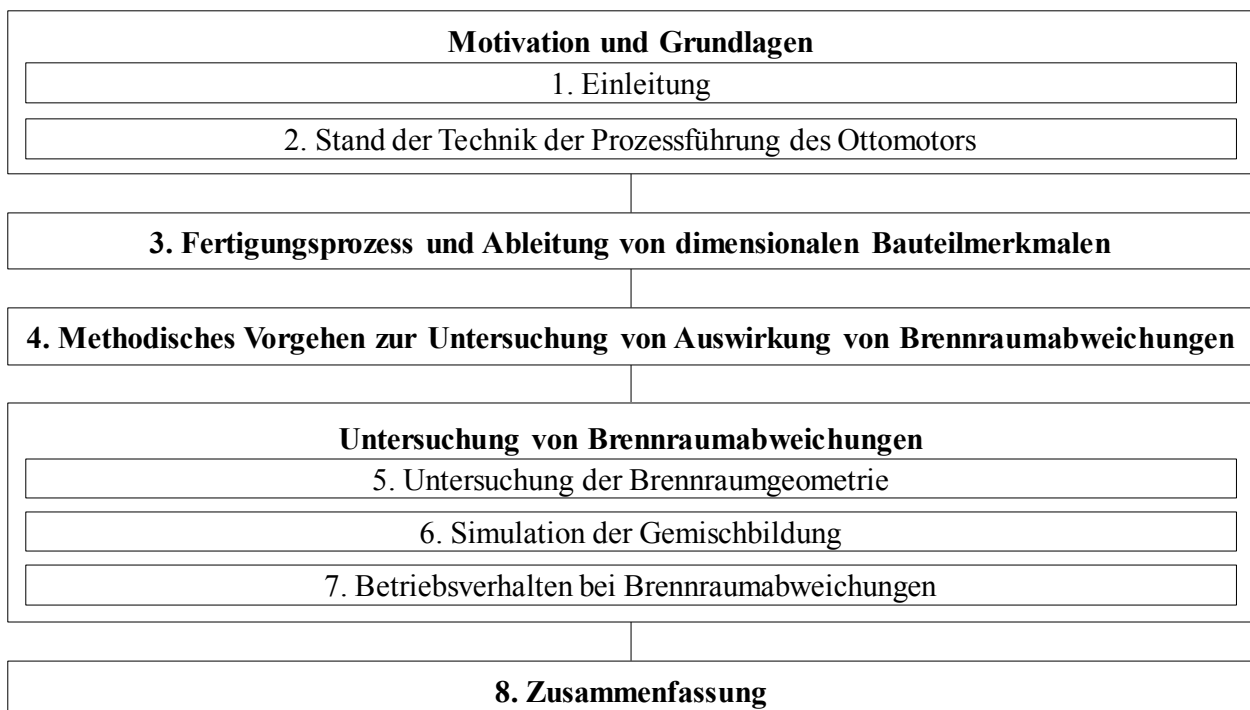


Abbildung 1-1: Vorgehensweise und Aufbau der Arbeit

Um den Einfluss des Brennraumvolumens und die Wechselwirkung der Elemente des Ladungswechsels darzustellen, wird in Kapitel 2 auf die Grundlagen des Ottomotors und den Stand der Technik von ottomotorischen Brennverfahren eingegangen. In Kapitel 3 wird zur Identifikation von Einflüssen auf das Brennraumvolumen der Prozess der Zylinderkopffertigung näher betrachtet, wobei hier speziell auf die Rohteilfertigung eingegangen wird. Aus der Analyse der Rohteilfertigung werden Kriterien entwickelt, die einen möglichen Einfluss auf die Ladungsbewegung und auf das Brennraumvolumen zeigen. Zur Untersuchung der Bauteilkriterien wird in Kapitel 4 die Methode zur isolierten Analyse der entwickelten Bauteilmerkmale erläutert und die eingesetzten Werkzeuge für die simulative und messtechnische Untersuchung vorgestellt. Kapitel 5 beinhaltet eine Analyse der Brennraumgeometrie von Bauteilen, deren Brennraumform merkmalspezifisch gefertigt wurden. Es wird eine Analyse des Brennraumvolumens sowie ein Vergleich des Brennraumvolumens mit aus CT-Scans abgeleiteten Volumina durchgeführt. Um die Brennraumgeometrie differenzieren zu können, wurde die stationäre Zylinderinnenströmung der

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

Grenzmusterbauteile gemessen und daraus eine transiente Gemischbildungssimulation abgeleitet. Den Modellaufbau und die Ergebnisse der transienten Ladungswechselsimulation werden in Kapitel 6 gezeigt. Als Referenz für die Sensitivität des Brennraumvolumens respektive der Brennraumform zeigt Kapitel 7 den Vergleich von Motormessungen mit unterschiedlich orientierten Brennraumformen. Kapitel 8 gibt abschließend eine Zusammenfassung und einen Ausblick.

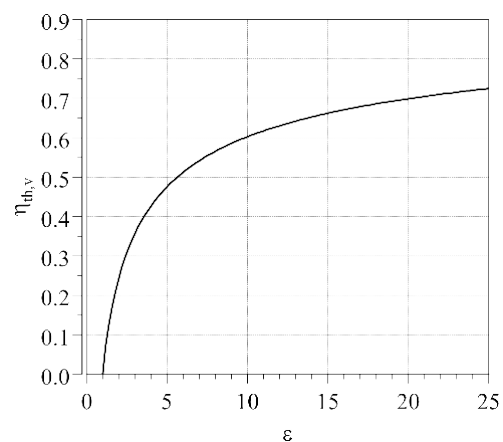
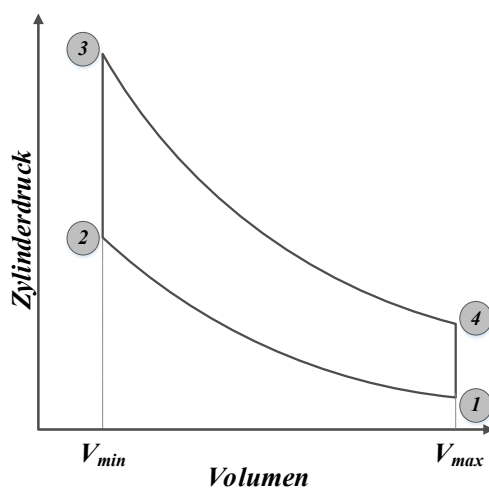
$$\eta_{th} = 1 - \frac{q_{41}}{q_{23}} = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2)} \quad (2-3)$$

Wobei q_{zu} für die zugeführte und q_{ab} für die abgeführte Wärmemenge stehen.

Bei Annahme von isentroper und adiabater Zustandsänderung (vgl. **Abbildung 2 -3**, links) ergibt sich eine Formulierung für den thermischen Wirkungsgrad nach:

$$\eta_{th,v} = 1 - \varepsilon^{1-\kappa} \quad (2-4)$$

Daraus ist eine Wirkungsgradverbesserung durch ein größer werdendes Verdichtungsverhältnis ε ableitbar (vgl. **Abbildung 2 -3**, rechts).



Verlauf des Wirkungsgrades bei konstantem κ ($\kappa=1,4$)

Abbildung 2-3: p-V-Diagramm Gleichraumprozess (l.) und Abhängigkeit des thermischen Wirkungsgrades vom Verdichtungsverhältnis ε (r.)

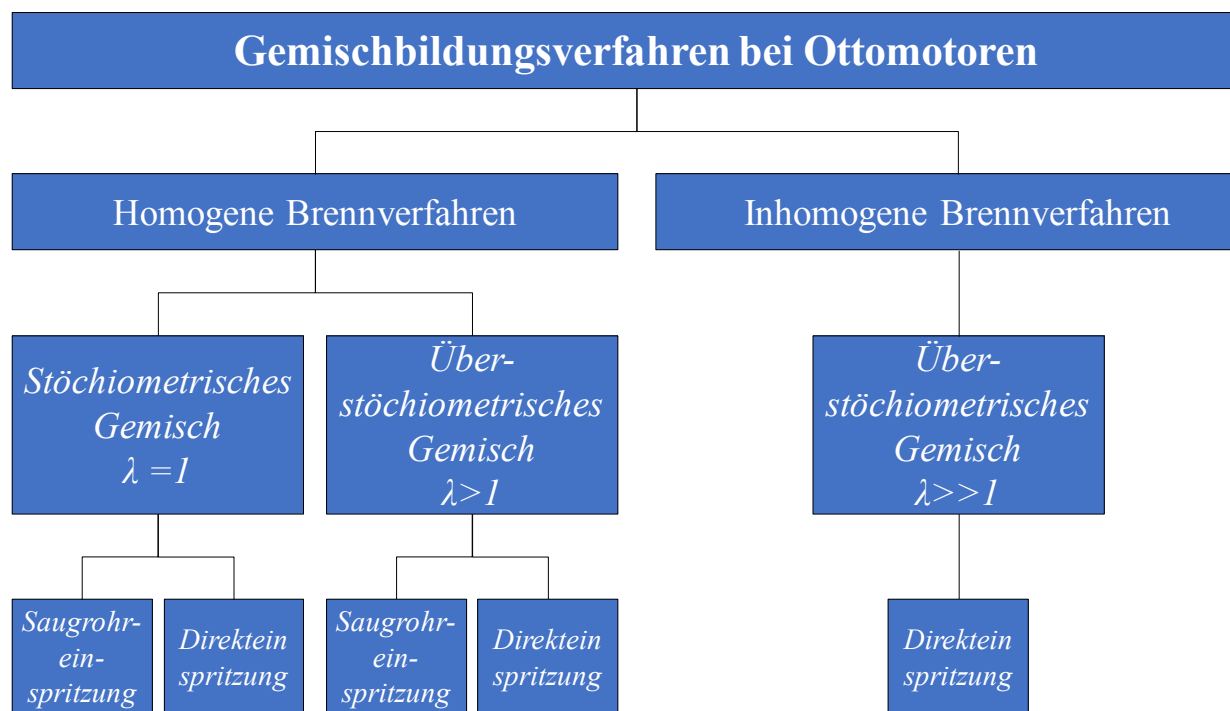
Zur Steigerung des Wirkungsgrades ist demnach ein möglichst großes Verdichtungsverhältnis anzustreben. Allerdings geht mit steigendem ε eine geringere Wirkungsgradsteigerung einher. Eine Anhebung des Verdichtungsverhältnisses ist zudem durch mehrere Faktoren begrenzt. Bei einer ε -Erhöhung (bei $V_h = konst.$) entsteht eine Verringerung des Kompressionsvolumens V_c . Folgend nähert sich der Kolben im OT dem Zylinderkopf weiter an. Um eine Kollision zwischen Kolben und Ventilen zu vermeiden, müssen Ventiltaschen in die Kolbenoberfläche eingebracht werden. Diese führen zur Zerklüftung des Brennraumes und haben negative Auswirkungen auf den Motorbetrieb, wie eine Verringerung der Brennrauminnenströmung, erhöhte Rohemissionen oder eine erhöhte Gefahr klopfender Verbrennung.

2.1 Brennverfahren und Ladungsbewegung

Motorische Brennverfahren bestehen aus einem Zusammenspiel verschiedener verfahrensbeeinflussender Systemeigenschaften. Dazu gehören die Art der Kraftstoffeinbringung (innere oder

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

äußere Gemischbildung), das Konzept der Kraftstoffaufbereitung (saugsynchron bzw. vorgelagerte äußere oder wandgeführte, luftgeführte oder strahlgeführte Verfahren bei innerer Gemischbildung) und die Betriebsart (homogenes oder inhomogenes Verfahren) an sich. Bei konventionellen Ottomotoren erfolgt meist eine äußere Gemischbildung. Die Strömung erfährt durch die Drosselorgane einen zusätzlichen Turbulenzeintrag, sodass die Durchmischung von Kraftstoff und Frischluft erhöht wird und ausreichend Zeit bis zur Zündung für die Gemischhomogenisierung vorhanden ist. Moderne Systeme verfügen über eine direkte Kraftstoffeinspritzung in den Arbeitsraum. Die Gemischaufbereitung erfolgt durch die Abstimmung von Frischluftzuführung, Einspritzung und Brennraumform. Durch eine gegenüber der Saugrohreinspritzung sehr späten Kraftstoff-einspritzung bleibt weniger Zeit bis zur Zündung, sodass die Gemischaufbereitung weit komplexer ist. Die verschiedenen Verfahren der ottomotorischen Gemischbildung können nach [5] wie in **Abbildung 2 -4** kategorisiert werden.



Quelle: [5] S. 90

Abbildung 2-4: Kategorien der ottomotorischen Gemischbildungsverfahren

Nach List [6] ist

„Die Bereitstellung eines brennbaren Kraftstoff-Luft-Gemisches die wesentliche Aufgabe bei der Gemischbildung.“

Anhand der in **Abbildung 2 -4** gezeigten Möglichkeiten ist die Kernaufgabe der Gemischbildung durch das Brennverfahren charakterisiert. Zur Bereitstellung eines brennbaren Gemisches muss die richtige Kraftstoffmenge aufbereitet, in den Brennraum (BR) bzw. an den Zündort transportiert und entsprechend des Brennverfahrens im Brennraum verteilt werden [7].

Homogene Brennverfahren weisen ein im Brennraum gleich verteiltes Gemisch auf. Unterschieden wird hierbei in stöchiometrische und überstöchiometrische Gemische. Für die homogene

Verteilung des Kraftstoffes hat die Gemischaufbereitung eine wichtige Bedeutung. Der Kraftstoff wird durch das Einspritzventil, speziell beim Austritt aus dem Ventil zerstäubt. Dabei entstehen

einzelne Tropfen, die in Abhängigkeit der vorherrschenden Umgebungsbedingungen verdampfen. Die Dauer bis zur vollständigen Verdampfung eines Kraftstofftropfens ist zudem von der Tropfen-größe abhängig. Die Homogenisierung wird speziell durch die Güte der Zerstäubung, der Verdampfung und der Kraftstoffverteilung charakterisiert.

Je nach Einspritzart liegen zum Zeitpunkt der Einspritzung unterschiedliche thermische Randbedingungen vor. Bei einer äußeren Gemischbildung wird der Kraftstoff in das Saugrohr nahe der Einlassventile eingespritzt. Das Einlassventil ist hierbei für die Zerstäubung hinsichtlich des Spektrums der Tropfengrößen essentiell und maßgeblich für die Gemisch-Homogenität verantwortlich [4, 5, 8]. Die Einbaulage bzw. das Einspritzkonzept beeinflusst diese gleichermaßen. Im Zeitfenster der geöffneten Einlassventile kann der Kraftstoff in den Frischluftstrom eingespritzt werden, die so genannte saugsynchrone Einspritzung. So wird das aus dem Ventil austretende Fluid von dem Frischluftstrom mitgerissen und an den Einlassventilen aufgrund der Drosselung der Strömung zusätzlich verwirbelt, wodurch eine zusätzliche Homogenisierung entsteht. Dabei verdampft der Kraftstoff sehr spät und in bestimmten Betriebszuständen kann das negative Auswirkungen auf die Emissionen haben. Ein weiteres Konzept ist die sogenannte vorgelagerte Einspritzung, bei dem der Kraftstoff auf die geschlossenen Einlassventile gespritzt wird. Der flüssige Kraftstoff trifft auf die heißen Einlassventile und beginnt zu verdampfen. Aufgrund der Dauer bis zum Öffnen des Einlassventils kann eine hohe Gemisch-Homogenität entstehen. Gleichermäßen hat dieses Einspritzkonzept Kraftstoffanlagerungen im Saugrohr zur Folge, die insbesondere im Kaltstart und Motor-Warmlauf hohe Abgasemissionen, speziell Kohlenwasserstoffemissionen, verursachen. [5, 8]

Die innere Gemischbildung beim Ottomotor ist primär von der Dauer bis zur Zündung bestimmt. Es kann eine frühe Einspritzung in den Saughub oder eine sehr späte Einspritzung in den Verdichtungstakt erfolgen. Das sich daraus ergebene Brennverfahren ist durch die Dauer bis zur Zündung festgelegt. Eine späte Einspritzung ergibt eine inhomogene Zylinderladung. Der Grundsatz, ein zündfähiges Kraftstoff-Luft-Gemisch sicherzustellen, bleibt hierbei erhalten. Bei inhomogener Zylinderladung kann nach Merker [5] ein Verbrennungsluftverhältnis (λ) bis 4 erreicht werden, wohingegen konventionelle homogene Verfahren nach Geiger [9] Zündgrenzen von $\lambda \approx 1,4..1,6$ aufweisen. Um diese sehr mageren Gemische zu entzünden, muss im Bereich des Zündfunken ein brennbares Gemisch vorliegen. Das kann mit einer gezielten Ladungsschichtung erreicht

werden, wobei hier im Bereich der Zündkerze ein lokal stöchiometrisches bzw. ein leicht fettes Gemisch vorliegt. Die Lastregelung erfolgt, ähnlich wie beim Dieselmotor, quantitativ. Eine Einspritzung in den Saughub ermöglicht einen konventionellen stöchiometrischen Betrieb. Die

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

Brennraumfüllung ist weitestgehend homogen, sodass eine herkömmliche qualitative Laststeuerung eingesetzt wird.

Unabhängig vom Brennverfahren ist eine Abstimmung des Einspritzstrahls auf die Ladungsbewegung notwendig, um die Zylinderladung entsprechend des Brennverfahrens gezielt zu verteilen. Hierfür werden unterschiedliche Ansätze verfolgt. Die Brennverfahren mit Direkteinspritzung werden nach [8] in wandgeführte, luftgeführte und strahlgeführte Verfahren eingeteilt. Wand- und luftgeführte Verfahren sind durch den örtlichen Abstand von Zündkerze und Einspritzventil

voneinander charakterisiert. Der Injektor ist seitlich und die Zündkerze zentral im Brennraum positioniert. Es wird eine gezielte Ladungsbewegung erzeugt. Das wandgeführte Verfahren bewirkt durch eine gezielte Wechselwirkung von Einspritzstrahl und Brennraumwand (insbesondere durch die Kolbenform) die Gemischbildung. Das luftgeführte Verfahren erzeugt die Gemischbildung primär durch die Brennraumströmung. Hierbei wird der Kraftstoffstrahl an die Brennraumströmung angepasst, sodass möglichst keine Kraftstoff-Wandinteraktion erfolgt. Das strahlgeführte Verfahren ist charakterisiert durch eine zentrale Positionierung von Einspritzventil und Zündkerze. Der Kraftstoff verdampft nahe der Zündkerze. Dies erfordert eine präzise Strahlführung der Einspritzung auf die Zündkerzenpositionierung, um das Gemisch effizient zünden zu können.

Zur Verbesserung der Kraftstoffverteilung, unabhängig von der Einspritzart, ist ein Turbulenzniveau im Brennraum notwendig, um die Tropfenverteilung sowie den Tropfenaufbruch zu unterstützen. Hierbei sind zwei Strömungseigenschaften zueinander gegenläufig. Einerseits sind die Drosselverluste am Einlassventil für eine hohe Zylinderfüllung möglichst gering zu halten und andererseits ist der Ventilsplatt maßgeblich für das Turbulenzniveau im Brennraum [10]. Nach Heywood [11] ist die Strömungscharakteristik stark vom Einlasskanal, den Ventilen sowie von der Zylinderkopfgeometrie abhängig. Die Einlassströmung verläuft durch den Einlasskanal und trifft auf die Einlassventile, an denen die Strömung separiert wird. Dabei entstehen Scherschichten mit sehr hohen Geschwindigkeitsgradienten, woraus sich eine dreidimensionale turbulente Strömungsbewegung ausbildet. Die Interaktion der Strömung mit der Brennraumwand sowie mit dem Kolben bewirkt eine Rückströmung, wodurch sich ein Wirbel unterhalb der Einlassventile ausbildet. Diese kohärenten Wirbelstrukturen haben einen maßgeblichen Einfluss auf die Gemischhomogenisierung. Die Autoren in [12] zeigen, wie diese Strömung bis weit in den Kompressionstakt eine geordnete Struktur aufzeigt und erst kurz vor dem ZOT in eine turbulente Strömung zerfällt, sodass in der Kompressionsphase die Vermischung von Luft und dampfförmigen Kraftstoff resultiert [5, 11, 12].

Aktuelle Entwicklungstendenzen zeigen, dass die ottomotorischen Brennverfahren (herstellerübergreifend) die Brennraumströmung durch gezielte Formung der Einlasskanäle und zusätzliche Peripherie zur Strömungsmanipulation nutzen, um die Kraftstoffumsetzung zu beschleunigen

und damit Wirkungsgradsteigerungen erzielen. Die Abhängigkeiten der Brennraumströmung bzw. der Einlassströmung wird bereits durch Heywood [11] eingehend beschrieben. Daraus geht hervor, dass die Strömungsformung und Strömungsausbildung durch die Bereiche Einlasskanal, Einlassventil und Brennraumform entstehen. Der Einlasskanal in Verbindung mit den Einlassventilen stellt eine Auslegungskonfiguration des Brennverfahrens dar. Beispielsweise beschreibt Talu  et al. [13] die Umsetzung der Einlasskanalauslegung als Mittel zur Optimierung der Gemischbildung und Hofer [14] nutzt die transiente CFD Simulation zur Optimierung der Einlasskanalgeometrie zur Beschreibung einer realitätsnahen Ladungsbewegung. Werden die Neu-

stellungen von Ottomotoren im Zeitraum von 2010 bis 2019 verglichen, ist zwischen den Motorenherstellern eine ähnliche Tendenz feststellbar. Bei ottomotorischen Brennverfahren wird zunehmend das Miller-Verfahren zur Teillastoptimierung eingesetzt, wodurch sich aufgrund der eingesetzten Ventilsteuerzeiten Volllastnachteile ergeben. Diese werden unter anderem durch Hubraumanpassungen, Wurms et al. [15] beschreibt diese Tendenz als Rightsizing, sowie mit intensiveren Brennraumstr mungen, die in den Publikationen als „High Tumble Brennverfahren“ benannt werden, zur Optimierung der Gemischhomogenisierung, kompensiert. Der Einfluss der Einlassströmung auf die Motoreffizienz ist nach den Autoren in [13, 16 bis 26] charakteristisch.

2.1.1 Tumblegef hrte Brennverfahren

Die konventionelle Betriebsweise eines Ottomotors erfolgt mit äußerer Kraftstoffzuf hrung und homogenem Brennverfahren. Die Lastreglung wird durch eine Drosselung der Frischluft quantitativ durchgeführt. Durch den Einsatz der Direkteinspritzung ist ein weiterer Freiheitsgrad bei der Prozessführung eines Ottomotors hinzugekommen. Die Verlagerung der Kraftstoffeinspritzung in den Brennraum bewirkt, dass der Strahlzerfall und die Tropfenbildung direkt im Brennraum

erfolgt, wobei hier andere Randbedingungen für die Gemischbildung vorliegen. Aufgrund der Einspritzung direkt in den Brennraum liegen gegenüber der Saugrohreinspritzung höhere Einspritzdrücke vor, sodass sich das Druckverhältnis zwischen Kraftstoffstrahl und Luft gleichermaßen erhöht. Nach [8] liegt bei der Direkteinspritzung weitestgehend eine Druckzerstäubung vor, bei der kleinere Kraftstofftropfendurchmesser entstehen. Für die anschließende Verdampfung ergibt sich eine gr o ere Tropfenanzahl, deren Oberflächen weit gr o er sind als Tropfen aus der Saugrohreinspritzung. Demzufolge verkürzt sich die Dauer bis zur vollständigen Verdampfung des eingespritzten Kraftstoffes. Das höhere Temperaturniveau im Brennraum erhöht zusätzlich die Verdampfungsneigung des Kraftstoffes. Beim Einsatz eines homogenen Brennverfahrens mit Direkteinspritzung erfolgt die Einspritzung in den Saughub bei geöffneten Einlassventilen. Durch die Verdampfung im Brennraum wird der Umgebung Enthalpie entzogen, sodass die

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

Brennraumtemperatur abgesenkt wird. In Kombination mit einer kraftstofffreien Frischluftansaugung kann die Brennraumladung erhöht werden [8]. Der direkte Vergleich der Direkteinspritzung zur Saugrohreinspritzung ergibt bei gleicher Zylinderladung und gleichem Kompressionsverhältnis eine geringere Temperatur zu Kompressionsbeginn und folgend eine geringere Verbrennungsendtemperatur. Dies hat einen positiven Einfluss auf die Sensitivität gegenüber Verbrennungsanomalien, insbesondere bezüglich der Klopfempfindlichkeit [5].

Gleichwohl diese thermodynamischen Vorteile zur Wirkungsgradsteigerung genutzt werden können, ist die geringere Zeit bis zur Zündung durch eine schnelle Kraftstoffaufbereitung zu kompensieren. Durch das Einbringen von flüssigem Kraftstoff in den Brennraum ist eine Kraftstoffanlagerung an die Brennraumwände oder dem Kolbenboden möglich. Um Kraftstoffablagerungen an den Brennraumwänden zu vermeiden, ist die Anpassung der Kraftstoffeinbringung an die Ladungsbewegung notwendig. Nach [11] und [12] wird die Ladungsbewegung durch das Design der Einlasskanäle, der Ventile und des Brennraumdaches bestimmt. Eine gezielte Ladungsbewegung in Verbindung mit einer angepassten Injektorlage sowie abgestimmten Sprayeigenschaften verbessert die Homogenisierung der Zylinderladung und steigert damit die Verbrennungseffizienz.

Hinsichtlich der Strömungsstruktur kann zwischen Drall- und Tumbleströmungen unterschieden werden. Die Strömungsarten unterscheiden sich durch ihre Rotationsachse. Die Drall-Strömung weist eine zur Zylinderachse parallele Rotationsachse auf. Genutzt wird diese Art der Ladungsbewegung bei Ottomotoren mit Ladungsschichtung zur Stabilisierung der Kraftstoff-Luft-Schicht im Bereich der Zündkerze sowie bei Dieselmotoren. Bei Ottomotoren mit homogenen Brennverfahren werden Tumbleströmungen eingesetzt, deren Rotationsachse orthogonal zur Zylinderachse verläuft. Erzeugt wird eine Tumbleströmung durch eine Krümmung des Einlasskanals, sodass der Hauptstrom über die Oberseite der Einlassventile verläuft. Ein angepasstes Design des Kolbens erhält dabei die Strömungsstruktur und leitet diese auf der Gegenseite des Brennraums zurück. Somit kann die Ausbildung der Tumbleströmung gezielt geführt und stabilisiert werden [8, 12, 27]. Zur Erhöhung der Tumble-Intensität werden in der Praxis zusätzlich Ladungsbewegungsklappen eingesetzt [28 bis 30]. Diese Klappen verschließen einen Teilbereich des Einlasskanals und führen die Hauptströmung gezielt an die Oberseite der Einlassventile. Die Anhebung der Intensität erhöht zusätzlich die Turbulenz im Brennraum, wodurch die Gemischbildung insbesondere bei Lasten mit geringer Bewegungsintensität, also bei geringen Drehzahlen und kleinen Lasten, unterstützt wird. [8, 10].

Aus der Literatur ist ableitbar, dass ottomotorische Brennverfahren mit hoher Tumble-Intensität eine effiziente Möglichkeit darstellen, um die Motoreffizienz weiter zu verbessern. Den Beiträgen [19, 20, 22, 23, 31 bis 33] ist zu entnehmen, dass der Einsatz eines Konzepts mit hoher Tumble-Intensität dazu führt, dass wirkungsgradoptimierte Verbrennungsschwerpunktlagen eingesetzt werden können. Zurückzuführen ist dieser Effekt auf die höhere Turbulenz im Brenn-

raum, sodass eine bessere Gemischhomogenisierung erfolgt. Dies führt zu einem besseren Kraftstoffumsatz, zu einer stabileren Verbrennung und geringerer Klopfanfälligkeit. In Verbindung mit variablen Steuerzeiten, einem gekühlten Abgaskrümmen oder systemspezifischen Aufladeverfahren können zudem weitere Wirkungsgradvorteile erschlossen werden. Beispielsweise zeigen [19, 21, 24, 25, 34], dass mit einer Abgaskühlung die Vollastanforderung minimiert werden kann und damit eine signifikante Verbrauchseinsparung erzielt wird. Nach [19] hat eine hohe Tumble-Intensität zudem Vorteile in der Teillast zu verzeichnen und [35] sowie [36] zeigen signifikante Verbrauchseinsparung in der Teillast in Verbindung mit einem Miller-Verfahren.

Publikationen zum Thema Otto-DI Motoren haben den Konsens, dass eine intensive Tumbleströmung im Brennraum die Homogenisierung stark unterstützt. Gleichmaßen bewirkt eine Erhöhung der Tumble-Intensität eine Verschlechterung der Zylinderfüllung. Die Autoren aus [15] leiten daraus folgend das sogenannte Rightsizing ab. Das Rightsizing zielt auf eine Motorauslegung ab, bei der durch gezieltes Einsetzen von innovativen Technologien die Auslegung von Brennraumvolumen, effektive Leistung, Motormoment sowie Kraftstoffverbrauch optimal zueinander passen [37].

2.1.2 Brennverfahren mit frühem Einlassschließen – Miller-Verfahren

Zur Einsparung von Kraftstoff und letztendlich auch zur Reduktion von Emissionen werden sowohl in dynamischen [26] als auch in stationären [38] Anwendungen Verfahren eingesetzt, die durch variable Ventilsteuerzeiten lastabhängig die Zylinderfüllung variieren und somit das effektive Verdichtungsverhältnis des Motors bestimmen. Der ottomotorische Wirkungsgrad ist einerseits vom Verdichtungsverhältnis und andererseits vom Isentropenexponenten κ abhängig, wie aus **Gleichung (2 -4)** hervorgeht. Diese Wechselwirkung ergibt eine Abhängigkeit vom idealen Verdichtungsverhältnis ε und den Zustandsgrößen im Brennraum selbst. Um eine Wirkungsgradsteigerung zu erzielen, bedarf es einer Maximierung des Terms $\varepsilon^{1-\kappa}$ aus **Gleichung (2 -4)**. Das Verdichtungsverhältnis ε ist aufgrund der gegebenen Kinematik fix, sodass einerseits eine prozesseitige Anpassung des Verdichtungsverhältnisses und andererseits eine Manipulation der Zustandsgrößen zu Beginn der Kompression bzw. zum Ende der Expansion eine Änderung des Wirkungsgrades bewirkt. Diese Einflussnahme kann prozesseitig mit einem verkürzten Ansaughub und einem – bezogen auf den effektiven Saughub – verlängerten Expansionsverhältnis erreicht werden. Mittels Steuerzeitenvariation kann der Vergleichsprozess angepasst werden. Eingesetzt wird das sogenannte Miller-Verfahren frühem Einlassschließen (FES). Es wird der effektive Ansaughub verringert, wobei aufgrund der Kinematik des Kurbeltriebs der reale Hub gleichbleibt. Nach dem Einlassventilschließen (EVs) wird die Frischluft im Brennraum bis zum UT expandiert und wieder komprimiert. Es resultiert ein effektiver Ansaughub, der sich vom geome-

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

trischen Zylinderhub unterscheidet. In **Abbildung 2 -5** ist der Miller-Prozess im Vergleich zur konventionellen Prozessführung dargestellt.

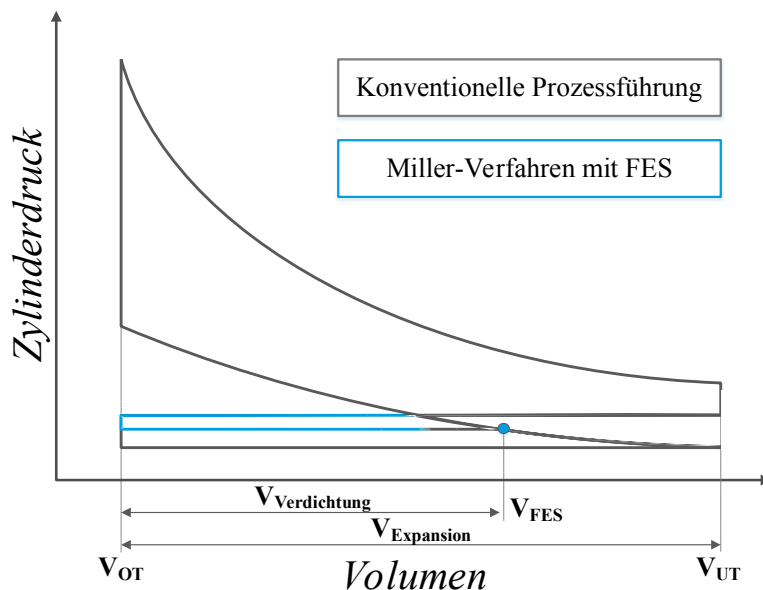


Abbildung 2-5: Ladungswechselschleife eines konventionellen Ottoprozesses verglichen mit einem Ottoprozess mit Miller-Verfahren

Der Vergleich des Vergleichsprozesses mit einem äquivalenten Motor mit kleinerem Hubvolumen und konventionellen Steuerzeiten zeigt eine Verringerung der Kompressionsinitialtemperatur und folgend eine geringere Kompressionsendtemperatur. Bei gleichem Kompressionsinitialdruck

erhöht sich der Isentropenexponent. Die Wandwärmeverluste nehmen aufgrund der geringeren Brennraumtemperatur zusätzlich ab. Folgend besteht das Potential das Verdichtungsverhältnis ϵ zusätzlich zu erhöhen [39] respektive eine Senkung der Stickoxid-Emissionen (NO_x) zu bewirken [38]. Zudem zeigt die Literatur, dass durch den Einsatz eines frühen Einlassschlusses (FES) die Emissionen von unverbrannten Kohlenwasserstoffen (HC) und Kohlenmonoxiden (CO) gesenkt werden [40] oder signifikantes Verbrauchseinsparpotential erschlossen werden können. [35, 36, 41]

2.2 Verbrennungsanomalien

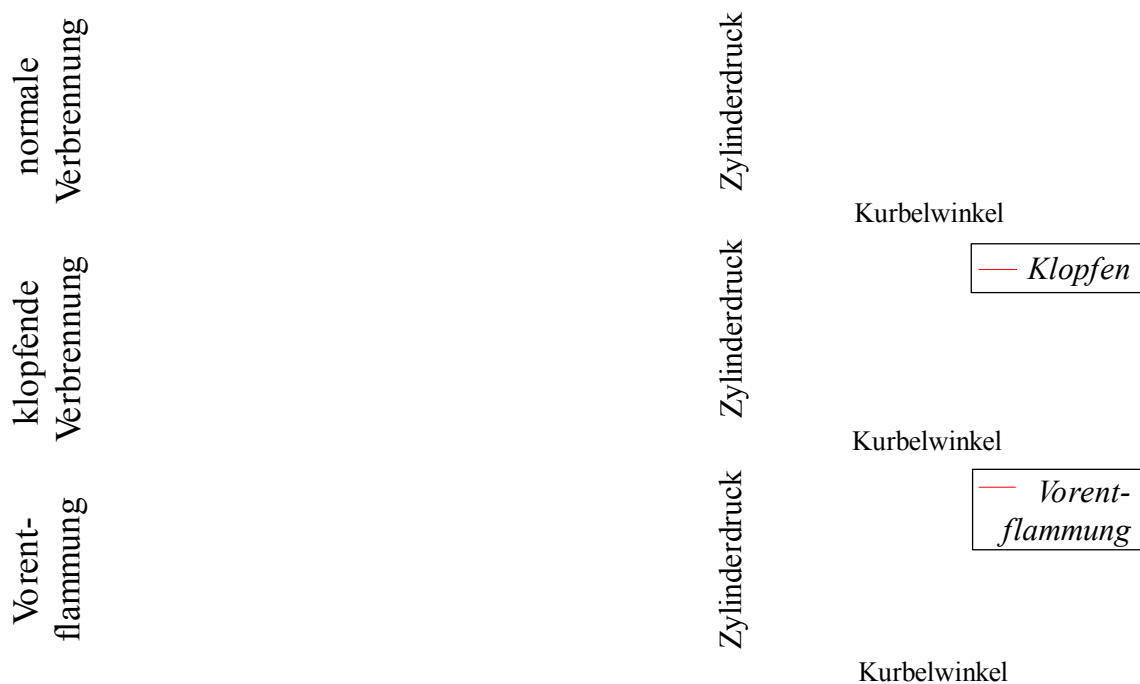
Ungewollte Verbrennungsvorgänge, also nicht durch Einleitung des Zündfunkens ausgelöste Kraftstoffumsetzung sind als Verbrennungsanomalien zu verstehen. Die im Motorbetrieb auftretenden Phänomene sind das Motorklopfen und Vorentflammungen respektive Glühzündungen (vgl. **Abbildung 2 -6**). Das Motorklopfen beschreibt eine Reaktion im Bereich des noch nicht verbrannten Kraftstoff-Luft-Gemisches. Meist tritt das Klopfen gegen Ende der Verbrennung

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

auf, wenn durch die regulär ablaufende Verbrennung große Teile des Gemischs bereits umgesetzt

wurden. Die durch Selbstzündung entstehenden Druckwellen durchlaufen den Zylinder und bilden mit den Druckwellen der regulären Verbrennung hohe Druckspitzen. Die Gasmasse im Zylinder wird zu hochfrequenten Schwingungen angeregt. [6, 8, 42, 43]

Wesentliche Parameter, welche die Klopfphänomene beeinflussen, sind die Brennraumtemperatur und die Brenngeschwindigkeit, also die Dauer der Verbrennung. Die Temperaturen können bspw. durch eine Verringerung des Verdichtungsverhältnisses, durch Gemischanfettung oder durch eine Spätverstellung des Zündzeitpunktes gesenkt werden. Die zum Klopfen führenden Gemischreaktionen benötigen eine Reaktionszeit, sodass eine Erhöhung der Brenngeschwindigkeit zu einer vollständigen Verbrennung und einer sinkenden Klopfanfälligkeit führt. Einerseits begünstigt ein möglichst kugelförmiger Brennraum die Ausbrandgeschwindigkeit indem die Flammwege kurzgehalten werden. Andererseits kann die Brenngeschwindigkeit erhöht werden, indem die Flammenausbreitung durch Turbulenzen oder einen geringeren Restgasgehalt begünstigt wird. Motorklopfen tritt vor allem dann auf, wenn die Faktoren Temperatur und Zeit extrem werden. Das bedeutet, dass Klopfen vor allem bei hohen Lasten, insbesondere in der Vollast (VL), und geringen Drehzahlen auftritt. [6, 8, 42, 43]



Bildquelle: [44]

Abbildung 2-6: Verbrennungsanomalien bei der motorischen Verbrennung

Vorentflammungen werden ausgelöst indem sich das Kraftstoff-Luft-Gemisch an heißen Oberflächen entzündet. Als sogenannte Hot-Spots können zum Beispiel die Elektrode der Zündkerze, Auslassventile, andere exponierte Stellen oder sogar Verbrennungsrückstände fungieren. Die Glühzündung kann sowohl vor (Frühzündung) als auch nach (Spätzündung) der gewollten Zün-

dung durch die Zündkerze auftreten. Die so eingeleitete Verbrennung ähnelt der normalen, durch die Zündkerze eingeleiteten Verbrennung. Problematisch bei der Glühzündung ist, dass durch das weitgehende Ausbleiben von starken Druckoszillationen konventionelle Klopfensensoren nicht anschlagen und eine Detektion erschwert wird. Eine weitere Problematik ist die Selbstverstärkung des Phänomens. Sobald eine Glühzündung eingetreten ist, erhöht sich der Temperatureintrag in die Zylinderwände und den Zylinderkopf. Durch den resultierenden Temperaturanstieg erhöht sich dann die Wahrscheinlichkeit, dass im nächsten Verbrennungszyklus erneut eine Glühzündung auftritt. [6, 42, 43]

2.3 Abgasemissionen

Die Verbrennung von Kraftstoffen auf Basis von Kohlenwasserstoffverbindungen mit Luft als Sauerstoffträger verursacht eine exotherme Reaktion. Die Energiefreisetzung wird durch eine Vielzahl von Reaktionen umgesetzt, wobei bei einer vollständigen Verbrennung lediglich Kohlenstoffdioxid (CO_2), Wasserdampf (H_2O) und Stickstoff (N_2) entstehen. Real laufen die Reaktionen aufgrund der kurzen Verweildauer im Arbeitsraum nur unvollständig ab, sodass der Gleichgewichtszustand nicht erreicht wird und Zwischenprodukte zum Ende der Verbrennung vorliegen. Die Produkte der unvollständigen Verbrennung sind Kohlenstoffmonoxid (CO), Kohlenwasserstoffe (HC), Stickoxide (NO_x) und Partikel. Aufgrund der direkten schädlichen Auswirkungen auf den Menschen und die Umwelt sind diese Produkte der unvollständigen Verbrennung limitiert und sollten weitestgehend vermieden werden. [4, 5]

Kohlenstoffmonoxid CO

Kohlenstoffmonoxid ist ein farb- und geruchloses, aber giftiges Gas. Es entsteht bei unvollständiger Oxidation von Kohlenstoffatomen durch ein lokal oder global fettes Gemisch bzw. dem damit einhergehenden Luftmangel. Lokal fette Gemischzonen können auftreten, wenn ein inhomogenes Gemisch vorliegt und Kraftstofftröpfchen nicht vollständig verdampfen. Des Weiteren kann CO entstehen, wenn die Temperatur zu niedrig für eine weitere Oxidation zu CO_2 ist, wie es in wandnahen Bereichen vorkommen kann. Die Entstehung kann somit durch ein leicht überstöchiometrisches Gemisch und eine angepasste Brennraumgeometrie (geringes Oberfläche-Volumen-Verhältnis) gemindert werden. Die Entstehungskriterien sind insbesondere beim Kaltstart des

Motors

gegeben, da hier oftmals ein leicht fettes Gemisch erzeugt wird und die Temperaturen aufgrund des noch kalten Motors gering sind. Bei betriebswarmem Motor ist ihr Anteil um ein Vielfaches geringer. [5, 10, 45]

Kohlenstoffdioxid CO_2

Kohlenstoffdioxid ist ein farb- und geruchloses, ungiftiges Gas, das bei der Verbrennung durch die Verbindung von Kohlenstoffatomen aus dem Kraftstoff mit den Sauerstoffmolekülen der

Luft entsteht. Da es bei der Kohlenstoffoxidation prinzipbedingt entsteht und natürlicher Bestandteil der Luft ist, wird es nicht als Schadstoff eingestuft. Es gilt jedoch als Mitverursacher des Treibhauseffekts und sollte reduziert werden, nicht zuletzt deshalb, weil eine Verringerung mit einem sinkenden Kraftstoffverbrauch einhergeht. [5, 45]

Stickoxide NO_x

Unter dem Begriff Stickoxide werden Verbindungen aus Stickstoff und Sauerstoff zusammengefasst. Im motorischen Umfeld werden hauptsächlich die beiden Schadstoffe NO und NO_2 damit bezeichnet, seltener auch N_2O . Sie begünstigen die Entstehung von Smog und bodennahem Ozon O_3 , welches nach [46] ein „... *erbgutveränderndes und krebserzeugendes Potential*...“ aufweist. In der Luft wandelt sich NO langsam zu NO_2 , einem stechend riechenden Gas, welches Schleimhautreizungen verursachen kann. Bei der innermotorischen Verbrennung entsteht vorrangig NO , welches mehrere Entstehungsmechanismen hat. Die Bedeutung der einzelnen Entstehungsmechanismen hängt vom Betriebspunkt des Motors ab, wobei der Zeldovich Mechanismus dominiert. Er wird auch als thermische NO -Bildung bezeichnet und ist stark von der Temperatur abhängig. Bei 2200 bis 2400 K sind die Voraussetzungen ideal, bei Temperaturen darunter und darüber ist die NO -Bildung stark reduziert. Ein weiterer Faktor ist die Verfügbarkeit von Sauerstoff. Bei leichtem Luftüberschuss ($\lambda = 1,05 - 1,1$ [8, 45]) ist die Entstehungsrate am höchsten. [4, 5, 45]

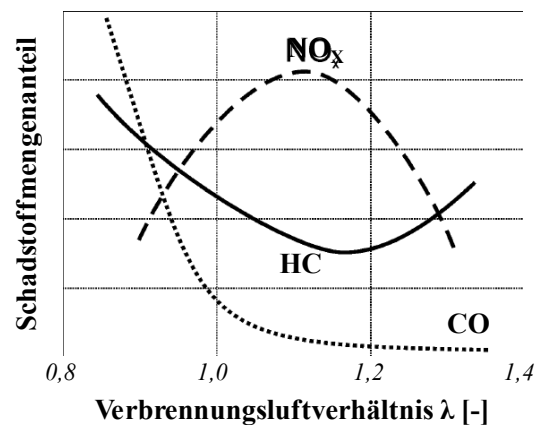
Kohlenwasserstoffe – HC

Unverbrannte Kohlenwasserstoffe (engl. hydrocarbon- HC) sind Überreste des Kraftstoffes, die nicht oder nicht vollständig an der Verbrennung teilgenommen haben. Sie sind durch ihren Geruch wahrnehmbar und gelten bei längerem Einwirken als krebserregend. Ähnlich wie CO entstehen sie bei unvollständiger Verbrennung durch Sauerstoffmangel oder lokal zu geringe Temperaturen. Die Grenzschichten des Gemisches an der Zylinderwand haben annähernd die Temperatur der Zylinderwand. Dadurch kann die Verbrennungsreaktion in diesen Bereichen unterbrochen werden. In Betriebsbereichen mit sehr geringer Last ist durch die niedrigen Verbrennungstemperaturen die Emission von unverbrannten Kohlenwasserstoffen besonders hoch. Durch Vermeidung von Spalten und Quetschbereichen kann beispielsweise eine starke Abkühlung des Gemisches verhindert und die HC-Emissionen verringert werden. Eine weitere Quelle von Kohlenwasserstoffemissionen sind Kraftstofffilme an Zylinderwänden. Bei der Auslegung des Einspritzsystems muss deshalb darauf geachtet werden, dass die Einspritzstrahlen unter keinen Umständen die Zylinderwand erreichen. [5, 45]

Den Zusammenhang der Emissionen CO , HC und NO_x zeigt **Abbildung 2 -7**. Aufgrund des Sauerstoffmangels ist die CO -Bildung bei fettem Kraftstoff-Luftgemisch ($\lambda < 1$) sehr hoch und nimmt mit zunehmender Abmagerung aufgrund des ausreichenden Sauerstoffangebotes und der schnellen Reaktionskinetik ab. Die unverbrannten Kohlenwasserstoffe weisen ein Konzentrati-

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

onsminimum im leicht mageren Bereich auf. Die HC-Emissionen sind auf nicht bzw. unvollständige Verbrennung zurückzuführen. In diesen Bereichen erlischt die Flamme durch örtliche Abkühlung. Dieser sogenannte Quenching-Effekt ist insbesondere an Spalten bspw. dem Feuersteg zu finden. In diesen Bereichen kann gegebenenfalls der Ölfilm oder Brennraumablagerungen zusätzlich HC imitieren. Während des Gaswechsels respektive dem Ausschiebevorgang können Kohlenwasserstoffe nachoxidieren. Dafür sind hohe Temperaturen und ein ausreichendes Sauerstoffangebot notwendig. Dies ist bei leicht mageren Gemischen gegeben. Bei weiterer Abmagerung treten Auslöscherscheinungen auf, die ein Ansteigen der HC-Emissionen bewirken. Die NO_x -Entstehung ist von hohen Verbrennungstemperaturen und dem Sauerstoffangebot abhängig. Die maximale Verbrennungstemperatur entsteht bei $\lambda=0,95$. Aufgrund des Sauerstoffmangels stellt sich das Konzentrationsmaximum erst im leicht mageren Bereich ein. Bei zunehmender Abmagerung ist die NO_x -Entstehung aufgrund der sinkenden Verbrennungstemperaturen stark abnehmend. [8, 45, 47]



Bildquelle: [48]

Abbildung 2-7: Schadstoffbildung bei DI-Ottomotoren; Zusammenhang von HC, NO_x und CO

Partikel

Partikel sind feste Komponenten, die nach [4] (S.827) „...unterhalb von $51,7^\circ\text{C}$ auf einem Filter ausgeschieden werden können.“ Sie bestehen hauptsächlich aus Ketten und Ringstrukturen von Kohlenstoffatomen, an deren Oberfläche sich Kohlenwasserstoffe aus dem Kraftstoff oder aus Schmieröl Aerosolen anlagern. In meist kraftstoffreichen Bereichen des Brennraumes werden aus kleineren Kohlenwasserstoffverbindungen, also Produkte der unvollständigen Verbrennung, polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe ausgebildet. Produkte der unvollständigen Verbrennung befinden sich hochkonzentriert in kurzketziger Form in kraftstoffreichen Flammen. Diese kurzketzigen Zwischenprodukte, wie Ethin (C_2H_2), gelten als Vorläufer zur Bildung höherer Kohlenwasserstoffe. Durch die Reaktion mit ungesättigten Molekülen wie CH oder CH_2 entstehen CH_3 Moleküle, die wiederum durch Rekombination Ringmoleküle bilden. Eine Wechselwirkung mit weiteren Molekülen lassen vernetzte Ringstrukturen und Kohlenwasserstoffketten entstehen. [49]

Die Zusammenlagerung von einzelnen polyzyklischen aromatischen Kohlenwasserstoffen kann bis zur Rußbildung führen, wie es bei Dieselmotoren bekannt ist. Bei konventionellen Ottomotoren mit Saugrohreinspritzung ist aufgrund der homogenen Gemischverteilung die Partikelkonzentration vernachlässigbar. Die Einführung der Direkteinspritzung führt auch bei Ottomotoren zu

einer inhomogenen Gemischverteilung und damit zu signifikant höheren Partikelemissionen. Zurückzuführen ist die Partikelemissionen auf die innere Gemischbildung, bei der eine geringere Zeit für die Verteilung des Kraftstoffes im Brennraum zur Verfügung steht. Demgegenüber weisen Systeme mit äußerer Gemischbildung deutlich geringere Partikelemissionen auf, haben jedoch höhere CO_2 -Emissionen. [4, 43]

Bei der Betrachtung der Entstehung und Auswirkung von Partikeln ist die Partikelgröße relevant. Während größere Partikel beim Einatmen an den oberen Schleimhäuten ausgefiltert werden, sind kleinere Partikel (die $2,5 \mu\text{m}$ -Partikelklasse "PM 2,5") alveolengängig und können somit bis in die Lungenbläschen gelangen. Aus einer Exposition mit Partikeln resultiert ein erhöhtes Risiko für Herz-Kreislauferkrankungen, wobei kein Schwellenwert für die Konzentration bekannt ist. Das bedeutet, dass grundsätzlich jede Exposition auch ein Risiko birgt und es keine Konzentration gibt, die als nicht gesundheitsschädlich bezeichnet werden kann. [50]

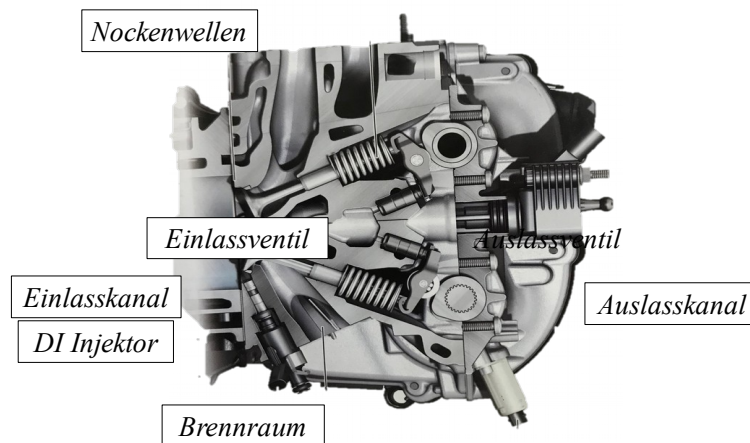
3 Fertigungsprozess und Ableitung von dimensionalen Bauteilmerkmalen

Ein Ansatz zur Substitution von Messverfahren zur Darstellung der Bauteilqualität ist die Integration eines Inline CT in die Rohteilfertigung. Das Verfahren besitzt Potentiale zur automatisierten Datenerfassung für die „Digitale Fabrik“ bzw. für den digitalen Zwilling einer Baugruppe. Für den Einsatz in einer automatisierten Umgebung ist das Verfahren bislang nicht ausreichend entwickelt, aber dennoch denkbar und birgt ein hohes Zukunftspotential. Um dieses Potential weiterzuentwickeln sind Merkmale für automatisierbare Analysefunktionen zu überprüfen, weshalb sich diese Arbeit mit der Entwicklung und Analyse möglicher Merkmale befasst.

Für den ottomotorischen Prozess ist der Brennraum ein zentraler Bestandteil. Daher werden ausgehend von der Rohteilfertigung Bauteilmerkmale entwickelt, die anhand eines CT-Scans auswertbar sind und den Zustand des Brennraums beschreiben. Zur Ableitung dieser Kenngrößen respektive betriebsbeeinflussender Merkmale wird im ersten Schritt die Prozesskette der Zylinderkopffertigung betrachtet und brennraumbeschreibende Merkmale aus dem Prozess der Rohteilfertigung abgeleitet. Daher wird die Zylinderkopffertigung des Versuchsträgers näher betrachtet und insbesondere die Rohteilfertigung hinsichtlich möglicher Systemeinflüsse analysiert.

3.1 Fertigungsprozess der Zylinderkopfbaugruppe

Innerhalb der Motorenbaugruppe ist der Zylinderkopf das Trägerelement für die Gaswechsel- und Einspritzorgane sowie der Zündkerze. Weiter bildet der Zylinderkopf den oberen Abschluss des Brennraumes und beinhaltet wasser- und ölführende Kanäle für die Aggregatkühlung und -schmierung. Die Anordnung der wesentlichen Bestandteile des Ladungswechsels und Brennverfahrens bzw. die Darstellung der Ventilkonstruktion bzw. Kraftstoffbereitstellung etc. zeigt **Abbildung 3-8**.



Bildquelle:[37]

Abbildung 3-8: Zylinderkopfaufbau des Versuchsträgers

Das Design des Zylinderkopfes leistet einen wesentlichen Beitrag zur Erfüllung der an das Bauteil gestellten Anforderungen, wie beispielsweise eine kostengünstige Herstellung, geringe Ladungswechselverluste, effiziente Energieumsetzung und einen möglichst wartungsfreien Betrieb. Insbesondere bestimmen die Brennraumkalotte, die Ladungswechselkanäle und das Design der Ventile die Effizienz des Ladungswechsels und ferner die des Verbrennungsprozesses. Wie in Kapitel 2.1 beschrieben, besteht eine Abhängigkeit der Ladungswechselorgane, also den Ein- und Auslasskanälen, den Ein- und Auslassventilen, der Brennraumform sowie der Kolbenform zueinander, die wiederum das Brennverfahren stark beeinflussen. Daraus lässt sich ableiten, dass die Maßhaltigkeit des Rohteils einen direkten Einfluss auf das Brennverfahren ausübt. Um die Einflussgrößen der Zylinderkopffertigung zu bestimmen, wird die Prozesskette zur Rohteilfertigung des Zylinderkopfes untersucht. Zur Einordnung in den übergreifenden Herstellungsverlauf folgt die Beschreibung des Fertigungsprozesses der Zylinderkopfgabgruppe.

Der Prozess zur Fertigung einer Zylinderkopfgabgruppe kann in den drei Schritten Rohteilfertigung, spanende Bearbeitung und Vormontage und Komponentenmontage beschrieben werden, wie in **Abbildung 3-9** dargestellt.

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

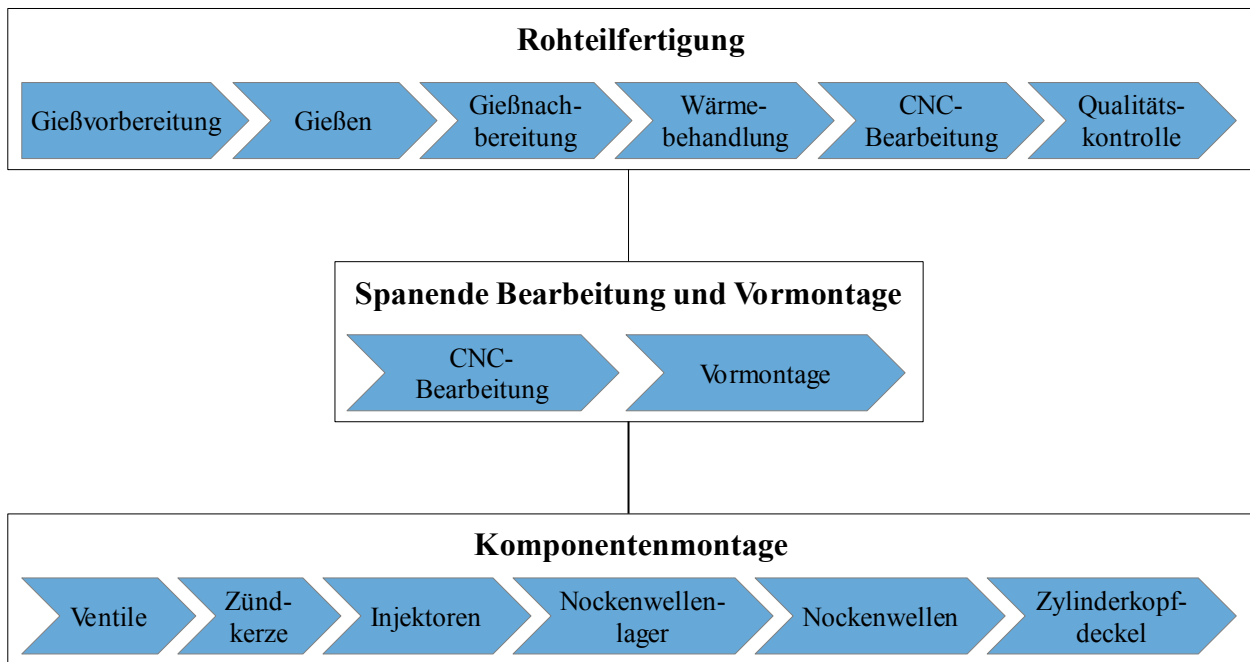


Abbildung 3-9: Vereinfachte Prozesskette der Zylinderkopfbaugruppe

Der erste Schritt Rohteilfertigung findet in der Gießerei statt. Die Gießvorbereitung beinhaltet die Fertigung der Kerne und den Zusammenbau des Kernpakets. Im Anschluss erfolgt die Durchführung des Gießvorgangs und die Gießnachbereitung. Nach der Gießnachbehandlung erfolgt eine Wärmebehandlung, um die geforderten Härte- und Festigkeitseigenschaften zu erlangen. Darauf folgt eine CNC-Bearbeitung der Brennraumfläche und des Kettenkastens. Die anschließende Qualitätskontrolle sieht eine Leckage- und Mikrorissprüfung der fluidführenden Kanäle, eine Durchflussprüfung des Wasserraumes und eine Lageprüfung des Brennraumes¹ vor.

Die spanende Bearbeitung und Vormontage umfasst eine Rohteilprüfung, eine CNC-Bearbeitung und eine Vormontage. Im Rahmen der CNC-Bearbeitung werden die Zylinderkopfauflagefläche plangefräst und die notwendigen Bohrungen für die Ventilführungen, Ventilsitzringe, Zündkerze sowie die am Zylinderkopf befestigte Peripherie eingebracht. Weiter erfolgt eine Oberflächenbearbeitung durch Feinfräsen der Grundbohrungen und der Nockenwellenlagerassen. Anschließend wird die Vormontage durch Einpressen der Ventilführungen und der Ventilsitzringe umgesetzt.

Die Komponentenmontage fasst die Montage der Komponenten Ventile, Zündkerze, Injektoren, Nockenwellenlager, Nockenwellen und Zylinderkopfdeckel zusammen.

¹ Die Erfassung der Brennraumlage erfolgt anhand eines Referenzpunktes, der bspw. im Bereich der Zündkerzenbohrung definiert werden kann. Das Bauteil wird auf einer Vorrichtung positioniert und die relative Brennraumhöhe mittels Lasersensoren eindimensional vermessen.

3.1.1 Rohteilfertigung von Zylinderköpfen

Den detaillierten Fertigungsprozess der Zylinderkopfrohteilfertigung zeigt **Abbildung 3 -10**. Der Prozess kann in die sechs Hauptarbeitsschritte Gießvorbereitung, Gießen, Gießnachbereitung, Wärmebehandlung, CNC-Bearbeitung und Qualitätskontrolle eingeteilt werden.

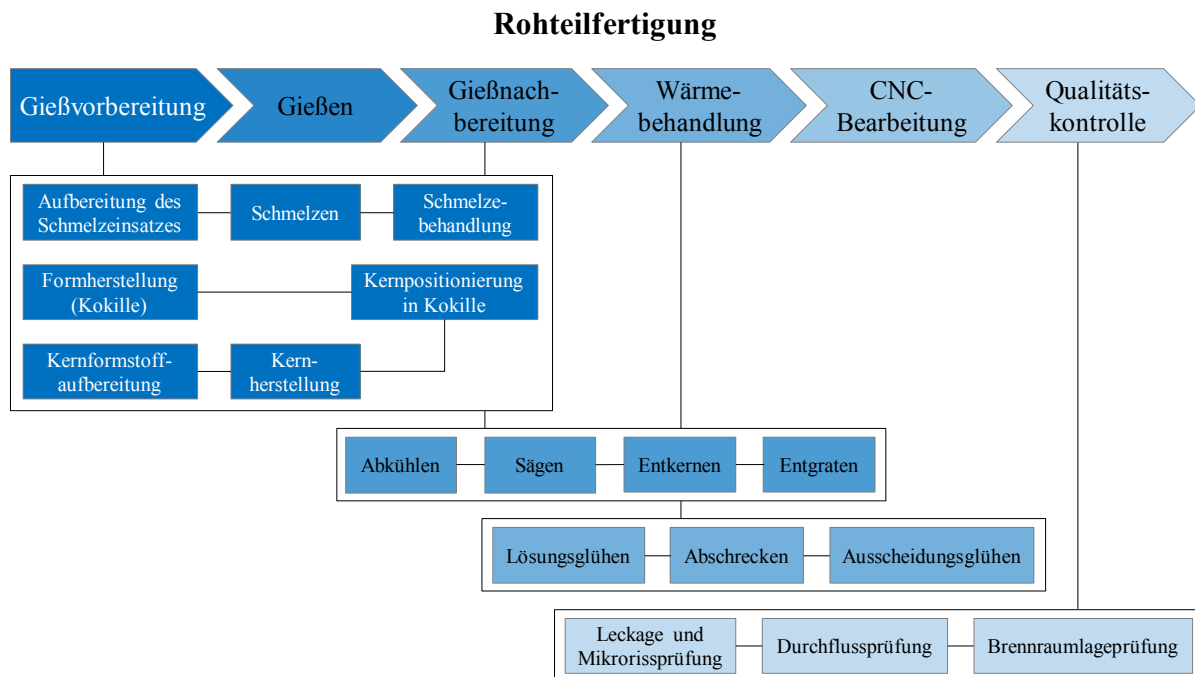


Abbildung 3-10: Detaillierte Prozessübersicht der Zylinderkopfrohteilfertigung

In der Gießvorbereitung erfolgen alle für den Gießprozess notwendigen Schritte. Dazu gehören die Schmelz-, die Kern- und die Formherstellung. Bei der Aufbereitung der Schmelze werden die Rohmaterialien gemäß der gewünschten Legierungszusammensetzung abgemessen, zusammengeführt und anschließend im Ofen geschmolzen. Die hergestellte Schmelze wird vom Schmelzofen in den Warmhalteofen geleitet. Anschließend wird der Schmelze Reinigungsgas zugeführt, um die Oxidbildung und die Aufnahme von Wasserstoff zu verhindern. Die Kerne werden aufgrund der komplexen Geometrie sowohl mit Dauerformen (Kokille) als auch verlorenen Formen hergestellt und zu einem Kernpaket zusammengesetzt. Die äußeren Konturen (Brennraumdach, Nockenraum etc.) werden in einer Stahlkokille geformt. Die Geometrie des Wasser- und Ölraumes sowie der Ein- und Auslasskanäle werden mit verlorenen Formen modelliert. In **Abbildung 3 -11** ist das Kernpaket eines Zylinderkopfes am Beispiel eines 6-Zylinder-Boxermotors [51] veranschaulicht.

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

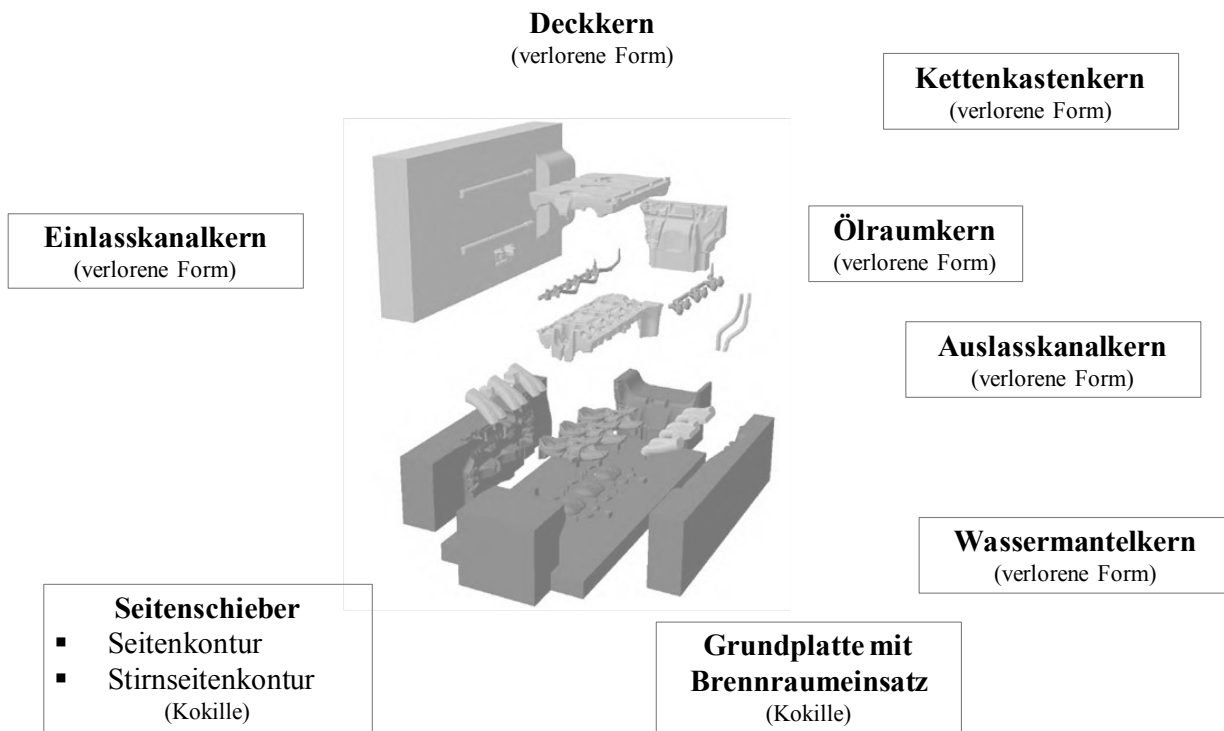


Bild nach [51]

Abbildung 3-11: Übersicht der Formgebung eines Zylinderkopfes am Beispiel eines 6-Zylinder Boxermotors

Für die Kokille wird ein Warmarbeitsstahl verwendet, der die Anforderungen Wärmeleitfähigkeit, Bearbeitbarkeit, Verschleißfestigkeit und Temperaturwechselbeständigkeit erfüllt. Mit trennenden Verfahren (Fräsen, Bohren und Erodieren) wird die Oberfläche der Kokille an die Geometrie

angepasst. Die Kokille besteht aus der Grundplatte mit Brennraumkontur und den seitlichen und stirnseitigen Schiebern. In die Grundplatte sind Wasserkühlungen² integriert, um den Brennraumbereich des Zylinderkopfes während des Gießens zu kühlen. Die weiteren Kerne (Ölraum, Wassermantel, Ein- und Auslasskanäle) werden als verlorene Form hergestellt. Hierfür wird Quarzsand mit einem Bindemittel vermengt und vor der Aktivierung der chemisch oder physikalischen Bindung durch Rütteln oder Stopfen verdichtet. [52]

Der Gießprozess kann mittels verschiedener Verfahren erfolgen. Aus der Literatur [53] geht hervor, dass bei Aluminium-Zylinderköpfen meist das Schwerkraft-Kokillengießverfahren eingesetzt wird, wobei als Abwandlung des Standardverfahrens das Rotacaster-Verfahren oder auch das Kernpaket-Sandgussverfahren (CPS-Verfahren) zu erwähnen ist. Nach [54] kann bspw. mit dem Rotacaster-Verfahren gegenüber dem klassischen Bodengießverfahren die Bauteilporosität verbessert werden. Die in dieser Arbeit betrachteten Derivate wurden mit einem konventionellen Schwerkraft-Kokillenguss gefertigt. Hierbei wird die Schmelze durch ein Gießlaufsystem mit Bodenanschnitten in den Formholraum gefüllt. [52 bis 54]

² Die Kühlung der Grundplatte wird für ein feinkörniges und dichteres Gefüge mit entsprechend höherer Festigkeit eingesetzt.

Die Guss-Nachbereitung beinhaltet das Erstarren und Abkühlen des Gussteils, das anschließende Trennen von Speisern und Materialüberständen sowie das Entkernen und Entfernen von Grat. Zur Reduzierung von Eigenspannungen aus dem Gießprozess und zur Verbesserung der maschinellen Bearbeitbarkeit durchlaufen die Bauteile anschließend eine Wärmebehandlung. Die Zielstellung der Wärmebehandlungsstufen ist eine Verbesserung der Verarbeitungseigenschaften wie Zerspan- und Umformbarkeit oder eine Verbesserung der Gebrauchseigenschaften wie Härte und Festigkeit. Da die Eigenschaften in der Regel im Widerspruch zu einander stehen, wie Härte und Zerspanbarkeit, kommen oftmals zwei Wärmebehandlungsverfahren zum Einsatz. Vor der Weiterverarbeitung des Werkstücks werden die Verarbeitungseigenschaften verbessert und im Anschluss die Gebrauchseigenschaften gezielt eingestellt. Die Eigenschaften eines Werkstücks beruhen auf dem Zustand der Werkstücke des thermodynamischen Gleichgewichts. Das heißt der eindeutig bestimmte Gefügestand wird durch die atomaren Bausteine gebildet, aus denen die Eigenschaften hervorgehen. Um das Gefüge und somit die Eigenschaften des Werkstücks zu verändern, muss eine Energieeinwirkung mittels thermischer, mechanischer oder thermo-mechanischer Eingriffe erfolgen [55]. Bei der hier betrachteten Zylinderkopffertigung soll der Wärmebehandlungszustand T6 erreicht werden. Um den Zustand T6 zu erhalten, wird das Bauteil auf Temperaturen zwischen 430°C bis 550°C erwärmt (Lösungsglühen), auf ein geringes Temperaturniveau abgeschreckt und bei Raumtemperatur bzw. einer definierten Temperatur für eine bestimmte Dauer ausgelagert. Das Lösungsglühen findet unterhalb der Schmelztemperatur des Legierungsbestandteils statt, deren Schmelztemperatur in der Legierungszusammensetzung am geringsten ist. Legierungsbestandteile die aushärtend wirken, werden hierbei in Lösung gebracht. Durch das schnelle Abschrecken entstehen Mischkristalle mit entsprechender Eigenschaftsänderung, wobei die Legierungselemente nach dem Lösungsglühen für eine erhöhte Verformbarkeit sorgen. Durch die darauffolgende Warmauslagerung wird die Festigkeit erhöht und die Dehnbarkeit reduziert. Diese thermische Behandlung erfolgt je nach Legierung in einem Temperaturbereich von 100 bis 220°C. [56]

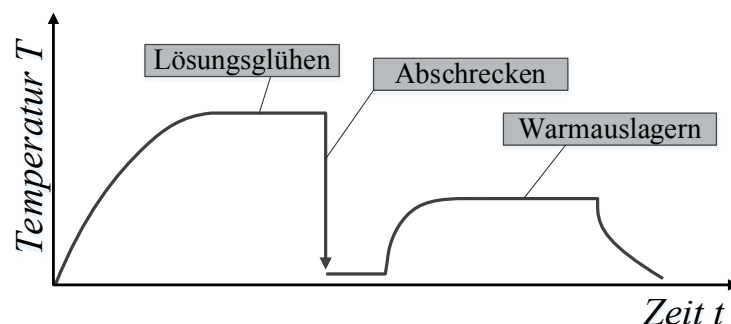


Abbildung 3-12: Temperatur-Zeit-Diagramm T6-Wärmebehandlung nach DIN 6582 [57]

Nach der Wärmebehandlung durchläuft das Bauteil eine CNC-Bearbeitung. Die CNC-Bearbeitung beinhaltet die Vorbearbeitung der Flanschflächen auf der Ansaug- und Abgasseite, eine Bearbeitung des Kettenkastens und ein abschließendes Planfräsen der Brennraumfläche. In der Gie-

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

Berei ist die CNC-Bearbeitung der letzte Fertigungsschritt. Weiterführende spanende Bearbeitungsschritte erfolgen in der Weiterverarbeitung und der Vormontage.

Die Rohteilfertigung beinhaltet eine abschließende Bauteilprüfung. Das Bauteil durchläuft eine Leckage- und Durchflussprüfung sowie eine Lageprüfung. Bei der Leckage- und Durchflussprüfung werden die fluidführenden Bereiche auf Risse in der Bauteilstruktur und Verschlüsse durch Kernaussbrüche geprüft. Zur Detektion von Leckagen der Wasser- und Ölräume werden die Ein- und Ausgänge abgedichtet und mit Luft von bis zu 6 bar Systemdruck befüllt. Das Bauteil wird in ein Wasserbad gelegt, sodass Leckagen durch das Entweichen von Luft sichtbar werden. Die Durchflussprüfung ist ein Differenzdrucktest zur Überprüfung der Kanalverschlüsse im Wasserraum. Hierbei wird das zu prüfende Kanalsystem verschlossen und an ein Druckluftsystem angeschlossen. Es ist ein maximaler Druckverlust zwischen Druckluft-Einlass und -Auslass definiert, bei dem betriebsbeeinträchtigende Kanalverengungen ausgeschlossen sind. Das abschließende Prüfkriterium ist das Brennraummaß. Hierbei wird eine definierte Messstelle im Brennraum mittels Lasermessung ermittelt. Die Brennraumhöhe ist innerhalb eines Toleranzbandes zulässig. Sollte der Brennraum windschief in der Messebene liegen, ist eine Messung nicht möglich und das Bauteil gilt als Ausschuss.

3.1.2 Einflüsse auf die Brennraumabweichung im Rahmen der Rohteilfertigung

Die Zylinderkopfgeometrie weist äußere und innere Konturen auf, deren Formung durch Dauerformen (äußere Form) und verlorenen Kernen (innere Kontur) entsteht. Der Brennraum wird durch einen Kokilleneinsatz abgebildet, dessen ideale Geometrie dem CAD-Modell entspricht. Für die Umsetzung der „idealen“ Brennraumgeometrie sind herstellungsbezogene Faktoren zu beachten, die das Endmaß der Brennraumform beeinflussen.

Die Brennraumform ist ein Teil der Kokille und muss möglichst ähnliche Eigenschaften, wie Temperaturbeständigkeit beim Gießen, Verschleißfestigkeit etc., wie die Kokille selbst aufweisen. Aus dem Idealmaß wird ein Brennraumnegativ abgeleitet, das unter Berücksichtigung von Schwindmaßen nach der Formherstellung die Brennraumform mit einem definierten Offsetmaß abbildet. Der Brennraumeinsatz wird nach der Herstellung zum Schutz gegen den Gusswerkstoff mit Schlichte überzogen. Die Gesamtausdehnung des Brennraumeinsatzes inklusive Schlichteschicht stellt die Brennraumkontur dar. Dabei ist zu beachten, dass der Fertigungsverfahren selbst toleranzbehaftet ist. Zudem kann der Literatur entnommen werden, dass der Schlichte-Auftrag bei nicht ebenen Kokillen-Geometrien schwer wiederholbar mit gleichmäßiger Schichtdicke durchführbar ist [58]. Weiter sind die Passungen zur Werkzeugmontage zu beachten, die wiederum je nach Passform eine Rückwirkung auf den Zusammenbau des Kernpakets haben können. Das heißt, aus den Toleranzen der Kernherstellung kann sowohl eine Form-, als auch eine Lage-

abweichung des Brennraumes entstehen. Zur Erstellung eines Gesamtüberblicks und zur Identifikation und Erfassung der Ursachen möglicher Einflüsse auf die Brennraumabweichung wurde eine Ursache-Wirkungsanalyse durchgeführt (siehe **Abbildung 3-13**). Diese dient als Grundlage der weiteren Ausführungen und stellt eine Zusammenfassung der Ursachen dar, die zu Brennraumabweichung führen können.

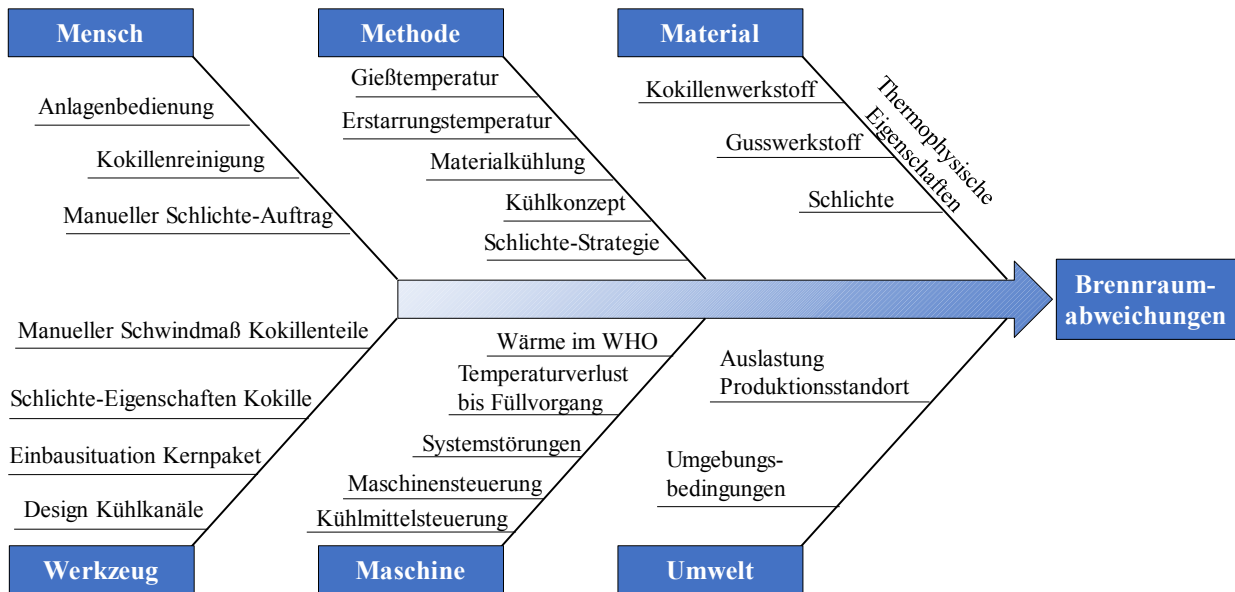


Abbildung 3-13: Ursache-Wirkungs-Diagramm nach Ishikawa zur Analyse von Abhängigkeit der Brennraumabweichungen durch den Gießprozess

In der Serienfertigung werden die Kokillen inklusiver Brennraumeinsätze für eine bestimmte Anzahl von Abgüssen wiederholt eingesetzt. Dabei können zwei wesentliche Einflüsse auf die Bauteilgeometrie wirken. Einerseits hat die Temperaturschwankung der Kokille im Produktionsprozess Einfluss auf die Keimbildung und den Wachstumsgradienten an der Bauteiloberfläche. Aber auch aufgrund der Temperaturverteilung der Schmelze sowie Konzentrationsunterschiede der Legierungselemente können unebene Erstarrungsfronten verursachen, wodurch die Kornausbildung variieren kann. Andererseits verursacht die hohe thermische Beanspruchung oder auch ein ungleicher Schlichteauftrag einen Verschleiß der Schlichteschicht. Dies verursacht einen ungleichmäßigen Schlichte-Abtrag über die Laufzeit, sodass das Brennraumvolumen über die Kokilleneinsatzzeit kontinuierlich steigt. Zudem können sich aufgrund von schwankenden Guss-Parametern von Abguss zu Abguss lokale Verschleißbereiche ausbilden, die zu ungleicher Brennraumvolumenzunahme führen. Ein weiterer Fehler ist ein Abplatzen der Schlichte, wobei Abplatzungen einen schnellen Austausch der Kokille erfordern. Die Einwirkungen auf die Schmelze haben primär einen formgebenden Einfluss auf die Brennraumform, sodass aus dem Gießvorgang eine Formabweichung des Brennraumes abgeleitet werden kann.

Das reale Verhalten der Schmelze bei der Erstarrung und Abkühlung ist weitestgehend vom Gießvorgang abhängig. Der Einsatz von komplexen Formen begünstigt zudem eine ungleichmä-

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

Bigge Bauteilabkühlung, die ein gleichmäßiges Materialschwinden unterbindet. Dies kann ebenfalls zu einer Abweichung der Brennraumform führen.

Um die Bauteilqualität sicherzustellen, wird das Höhen-Maß des Brennraumes zum Ende der Rohteilfertigung geprüft. Aus der Betrachtung der Fertigungsschritte der Brennraumform und dem anschließenden Gießen ergibt sich ein komplexer Zusammenhang der Brennraumausprägung. Durch Fertigungstoleranzen bei der Formherstellung und dem Zusammenbau mit der Kokille kann sich eine Brennraumausrichtung ergeben, die in einer Verschiebung innerhalb der Zylinderachse resultiert. Durch die Lageprüfung kann diese Verschiebung erfasst werden, wobei Abweichungen durch die Brennraumform nicht berücksichtigt sind. Weiter ist ableitbar, dass die Brennraumform durch eine Vielzahl von Faktoren, wie das Schwindmaß bei der Formherstellung, Eigenschaften der Schlichte beim Auftrag, Verhalten der Schlichte über den Einsatzzeitraum der Kokille oder die Eigenschaften der Schmelze beim Gießen sowie beim Erstarren und Abkühlen, beeinflusst wird. Durch eine eindimensionale Lageprüfung kann keine Differenzierung der Formabweichung und der reinen Lageabweichung in der Zylinder-Achse erfolgen.

3.2 Computertomographie als Messsystem in der Serienfertigung

Eindimensionale Prüfverfahren, wie bspw. eine einfache Positionsbestimmung eines definierten Merkmals, sind für die Digitalisierung nicht geeignet. Es müssen bildgebende Verfahren in die Serienfertigung integriert werden, die eine annehmbare Taktzeit und eine dreidimensionale Bauteilerfassung ermöglichen. Eine Möglichkeit zur Digitalisierung der Zylinderkopffertigung ist die Integration eines Computertomographen (CT). Für Stichprobenuntersuchungen zur Defektanalyse respektive zur Untersuchung von Wandstärken oder die Suche nach Sandresten und Spänen wird die CT-Technologie bereits eingesetzt. Moderne In-Line-CT's bieten darüber hinaus die Möglichkeit mehrere Bauteile in sehr kurzer Zeit mit ausreichende Genauigkeit zu erfassen. Somit können auch größere Lose bewertet werden. Eine vollständige Integration der Prüfung in einen Serienfertigungsprozess ist potentiell möglich. Die entsprechenden Kenntnisse zur gezielten Bauteilbewertung bezüglich der genannten Kriterien auch von größeren Losen existieren bereits. Darüber hinaus ist von Interesse, wie genau motorrelevante Bauteilgeometrien und deren Schwankungen mittels CT-Scans erfasst werden können.

3.2.1 Computertomographie

Die Computertomographie ist ein bildgebendes Verfahren aus der Medizintechnik, welches auf der Röntgenmessung basiert. Mittels Röntgenstrahlung werden Schattenbilder erzeugt, wie sie am Beispiel von Zylinderkopfschnitten in **Abbildung 3 -14** dargestellt sind. Die durch das

Messobjekt verlaufenden Strahlen werden in Abhängigkeit der Dichte absorbiert, sodass am Detektor die transmittierte Röntgenintensität gemessen wird. Für eine zweidimensionale Darstellung eines Schnittes müssen mehrere Aufnahmen in unterschiedlichen Lagen um eine feste Rotationsachse erfasst werden. Um die Funktion eines Körpers eindeutig zu beschreiben, werden die Linienintegrale eines Winkels $0 \leq \Phi \leq 180$ gemessen und zusammengeführt. Die Funktion eines Schnittes und die Ableitung einer Schnittebene in einem zweidimensionalen Abbild ist somit als Funktion über das Messobjekt ableitbar. Für die eingehende mathematische Erläuterung und Herleitung der Radon-Transformation sowie des Fourier-Scheibentheorems sei auf die Literatur [59, 60] verwiesen. Der Unterschied der CT-Technologie zur einfachen Röntgenaufnahme liegt bei der beweglichen Anordnung von Detektor und Strahlenquelle. Durch eine rotatorische Bewegung um das Messobjekt kann die Röntgenintensität im notwendigen Winkelintervall Φ zur zweidimensionalen Beschreibung der Schnittebene erfolgen. Wird das Messobjekt zusätzlich translatorische bewegt, entsteht ein sogenanntes Spiral- oder Helix-CT. Mittels Kopplung des Vorschubes, auch Pitch genannt, an die Drehfrequenz kann die Detektor-/Strahlerposition eindeutig zu einer Vorschubposition zugeordnet werden und die Teils redundanten Aufnahmen, die durch die Drehbewegung entstehen, können für die Schnittbildgenerierung genutzt werden. Entscheidend ist zudem der Einsatz der Detektorart. Unterschieden wird in Linien- und Flächendetektoren. Da der Röntgenstrahler kegelförmig strahlt, haben Liniendetektoren den Vorteil, dass ihre Orientierung orthogonal zum Strahler ausgerichtet ist und keine Messkorrekturen durchgeführt werden müssen. Bei Flächen- oder Matrixdetektoren muss eine Winkelkorrektur durchgeführt werden. Dabei reduziert sich die Anzahl der Umläufe bis ein Volumen eindeutig bestimmt ist. Dies äußert sich letztendlich darin, dass CT-Systeme mit Flächendetektoren einen geringeren Vorschub aufweisen als Systeme mit Liniendetektoren. [59 bis 61]



Abbildung 3-14: Schnittebenen aus einem Zylinderkopf CT-Scan

Die Berechnung der Volumendaten erfolgt auf Basis der Radon-Transformation, der gefilterten Rückprojektion. Daraus können Maße hergeleitet werden, die das Messobjekt beschreiben. Zur

Überführung der Volumendaten in Maße werden die Dichteunterschiede bestimmt. In industriellen Anwendungen ist das Dichtespektrum sehr weit und die zu messenden Größen teilweise sehr klein. Um kleine Abmaße zu erfassen, werden sehr kleine Brennflecken benötigt. Hierbei besteht ein Trade-Off zwischen erreichbarem Brennfleck und Durchstrahlenergie. Je kleiner der Brennfleck desto größer ist die erreichbare Messauflösung. Allerdings erhöht sich mit zunehmender Dichte die erforderliche Beschleunigungsenergie der Röntgenstrahlen und gleichzeitig vergrößert sich der Brennfleck mit zunehmender Leistung. Das heißt, bei industriellen Anwendungen mit metallischen Messobjekten ist die Messgenauigkeit stark mit der Messmittelfähigkeit verknüpft. [61]

3.2.2 Potential der Computertomographie in der Serienproduktion von Zylinderköpfen

Die Herausforderungen heutiger Produktionssysteme bestehen neben der Prozesssicherheit zur Produktherstellung in der Informationsaufarbeitung und der dafür notwendigen Erzeugung erforderlicher Daten. Epple et al. [62] beschreiben die Relevanz der Datenverfügbarkeit und die Notwendigkeit der Datenverarbeitung im Sinne der Industrie 4.0:

“...Basis ist die Verfügbarkeit aller relevanten Informationen in Echtzeit durch Vernetzung aller an der Wertschöpfungskette beteiligten Instanzen sowie die Fähigkeit aus den Daten den zu jedem Zeitpunkt optimalen Wertschöpfungsfluss abzuleiten. ...“

Der Begriff der Industrie 4.0 beschreibt den ganzheitlichen Ansatz zur

„...Organisation und Steuerung der gesamten Wertschöpfungskette über den Produktlebenszyklus von Produkten...“ [62].

Hierbei wird die Wertschöpfungskette in Teilbereiche gegliedert, bei der die Wertschöpfungskette selbst ein elementarer Baustein der Produktion ist. Um den Produktionsprozess im Sinne der Industrie 4.0 zu gestalten, ist es notwendig, den Produktzustand genau zu verfolgen. Dazu ist eine durchgängige Überwachung der Produktqualität erforderlich. Zur Darstellung einer einhundertprozentigen Bauteilprüfung in der Qualitätssicherung bedarf es einer automatisierbaren Prozessüberwachung. Das heißt, sämtliche Prozessschritte können digital analysiert und bei Bedarf durch gezielte Manipulation die Prozesssicherheit gewährleistet werden. Um Rückschlüsse auf den

Zustand der einzelnen Prozessschritte, bspw. den Werkzeugzustand oder den Zustand der Kokillen etc., zu ziehen, ist die Qualität jedes einzelnen Rohteils einer Produktionslinie zu überwachen. In einer Gießerei ist einerseits der Materialzustand, unter anderem das Auftreten von Ungängen, für die Funktionalität, andererseits für die nachfolgende Baugruppenstruktur die Maßhaltigkeit der Geometrie von besonderem Interesse. Bei der Zylinderkopffertigung kommt

die komplexe Bauteilgeometrie erschwerend hinzu, sodass mit optischen interferometrischen Verfahren keine ganzheitliche Prüfbarkeit gegeben ist. Die derzeitige Rohteilfertigung in der Zylinderkopfrohteilfertigung definiert den gegebenen Qualitätsanspruch via funktionsseparierten Prüfmethoden. Das Bauteil wird als „in Ordnung“ (IO) klassifiziert, sobald das Objekt auf Dichtigkeit und Durchfluss der fluidführenden Kanäle sowie die Maßhaltigkeit definierter Referenzpunkte, wie die Aufnahmepunkte und die Position des Brennraumes, geprüft wurden. Zur Prozessüberwachung erfolgen Stichprobenprüfungen, beispielsweise der Brennraumform, um den Zustand der Brennraumkokille zu überprüfen und ggf. vor Ablauf der Einsatzzyklen einzugreifen. Aufgrund der in [1] und [2] ausgeführten Möglichkeiten, die Computertomografie im Rahmen der Serienfertigung einzusetzen, ergibt sich die Notwendigkeit Potentiale für die Serienfertigung von Gussbauteilen aufzuzeigen. Mittels Computertomografie (CT) ist nach [3] die Bauteilklassifizierung³ in der Serienfertigung mit entsprechenden Auswertelgorithmen mit akzeptablen Taktzeiten denkbar. Zudem ermöglicht eine CT-Messung neben der Defektanalyse, also der Detektion von Ungängen, wie beispielsweise Risse, Poren, Lunker etc., die dimensionelle Analyse des Bauteils, also eine geometrische Bauteilanalyse [63]. Gegenüber interferometrischen Methoden können komplexe Bauteilgeometrien, wie beispielsweise der Wassermantel eines Zylinderkopfes identifiziert und mit entsprechenden Algorithmen analysiert werden. **Abbildung 3 -10** veranschaulicht die Hauptprozessschritte in der Rohteilfertigung der Zylinderkopfgießerei. Zur Identifizierung der Bauteilstatus (IO/NIO) erfolgt eine Defektanalyse und eine Lagebestimmung von bauteilrelevanten Systemgrößen. Für die Identifizierung von Mikrorissen ist die Technologie prinzipiell gut geeignet. Hier stellt sich lediglich die Frage, welche Auflösungsgenauigkeit umgesetzt werden muss, um diese Prüfmaßnahmen ersetzen zu können. Zur Identifizierung von Kanaleinschlüssen oder auch Kernausrüchen ist eine tomografische Prüfmethode sinnvoll einsetzbar, wobei die verfügbare Taktzeit den begrenzenden Parameter darstellt. Aus den Publikationen von Ambos et al. [1],

Hagner und Mnich [2] und Hanke [3] ist ableitbar, dass die CT-Prüfung eine sinnvolle Lösung zur Defektprüfung im laufendem Fertigungsprozess darstellt. Die Lageprüfung hingegen wird beispielsweise in [63] als noch nicht fertigungstaktkompatibel beschrieben, da sich für eine wirtschaftliche Umsetzung einer CT Inline-Lösung aufgrund des hohen Messaufwandes ein Einsatz noch nicht erschließt. Allerdings argumentiert [1], dass Helix-CT Lösungen

„... die Scangeschwindigkeit gegenüber konventionellen Computertomographen um bis zu hundert Mal erhöhen und damit die erforderliche Zeit entscheidend verringern kann.“

Das heißt das Potential für den Einsatz in der Serienproduktion ist prinzipiell gegeben. Neben der Defektanalyse besteht die Notwendigkeit der dimensionellen Bauteilüberwachung. Am Bei-

³ Die Bauteilklassifizierung erfolgt in den zwei Kategorien in Ordnung (IO), für alle Toleranzanforderungen wurden erfüllt, und nicht in Ordnung (NIO), für ein oder mehrere Bauteilanforderungen wurden nicht erfüllt. Eine NIO Bauteilklassifizierung definiert das Bauteil als Ausschuss.

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

spiel der Zylinderkopffertigung besteht die Lageprüfung aus einer relativen und eindimensionalen

Betrachtung der Brennraum- bzw. der Referenzpunkthöhen. Für die Referenzpunkte beziehungsweise die Erstaufnahmestellen ist diese Herangehensweise hinreichend genau. Für die Überwachung des Brennraumdaches wird mit dieser Methode lediglich die Höhe, nicht aber die Lage in der Zylinderebene oder gar die Verformung aufgrund von Werkzeugverschleiß bzw. Werkzeugdefekten berücksichtigt. Mit einem dreidimensionalen Bildgebungsverfahren ist es möglich, über die Lage hinweg ein Formkriterium zu entwickeln, das die Ausformung und die Lage des Brennraumdaches in der Zylinderebene mit der Brennraumhöhe verknüpft. Somit kann das Bauteil

zusätzlich quantifiziert und in engeren Bauteilpaarungen effizient zueinander kategorisiert werden.

Ausgehend von den Möglichkeiten, die eine Prozessüberwachung und damit eine Echtzeit-Produktüberwachung ermöglichen, ist eine gezielte Produktprüfung notwendig, um den Überwachungsaufwand im Rahmen der wirtschaftlichen Möglichkeiten zu belassen. Bei der Überführung bzw. der Planung von Überwachungsmaßnahmen sind sowohl die vom Kunden geforderten Qualitätskriterien einzuhalten als auch die Wirtschaftlichkeit möglicher Prüfmethoden zu betrachten. In dem vorliegenden Fall besteht der innovative Ansatz darin, ein zerstörungsfreies Prüfverfahren hinsichtlich neuer Prüfvarianten zu untersuchen. Im Bereich der Serienfertigung von größeren Leichtmetallerzeugnissen wird diese Technologie bisher für Stichprobenuntersuchungen

oder für sehr spezielle Bauteilprüfungen genutzt. Für einen Einsatz in der Serienfertigung bedarf es einer umfassenden Potentialanalyse. Aus der Literatur sind konventionelle Prüfarten, wie die Detektion von Ungängen bekannt und der potentielle Nutzen ist für derartige Bauteilprüfungen nachgewiesen, wie bspw. in [1 bis 3] gezeigt ist. Aufgrund der Vielseitigkeit ist es möglich, neben der Defektanalyse zusätzlich Maßhaltigkeit des Bauteils zu überprüfen und somit die qualitätssichernden Maßnahmen in der Prozesskette der Rohteilfertigung zu substituieren. Die einzuhaltenden Toleranzen hängen stark von der eingesetzten Technologie und den Algorithmen der Bildverarbeitung respektive der Überführung der tomographischen Aufnahme in das dreidimensionale digitale Abbild ab. Unter der Voraussetzung die notwendige Technologie sei vorhanden, können zusätzliche Prüfmaßnahmen mit der CT-Technologie durchgeführt werden. Daher leitet sich die grundlegende Fragestellung ab, welche dreidimensionale Bewertung im Rahmen der Zylinderkopffertigung sinnvoll wäre. Wird die Bauteilgruppe Motor und gleichermaßen die Qualitätsgrößen, die für die IO-Klassifizierung notwendig sind betrachtet, zeigt sich, dass durch die Prüfung des Brennraumes ein Prozessschritt substituiert und das mittels dreidimensionaler Bewertung ein Informationsgewinn generiert werden kann. Vorausgesetzt die Auflösung sowie die Taktung der Bauteilmessung sind ausreichend, ist es denkbar, die Qualitätssicherung mittels CT-Messung durchzuführen und die Bauteilprüfung, wie in **Abbildung 3 -10** gezeigt, zu substituieren (vgl. **Abbildung 3 -15**).

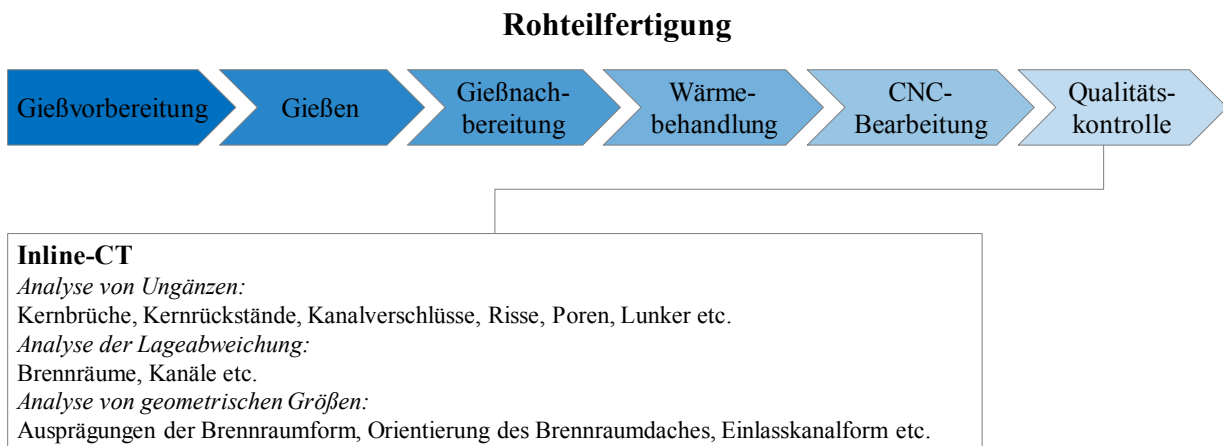


Abbildung 3-15: Ansatz zur Abbildung der Qualitätssicherung durch den Einsatz eines Inline CT

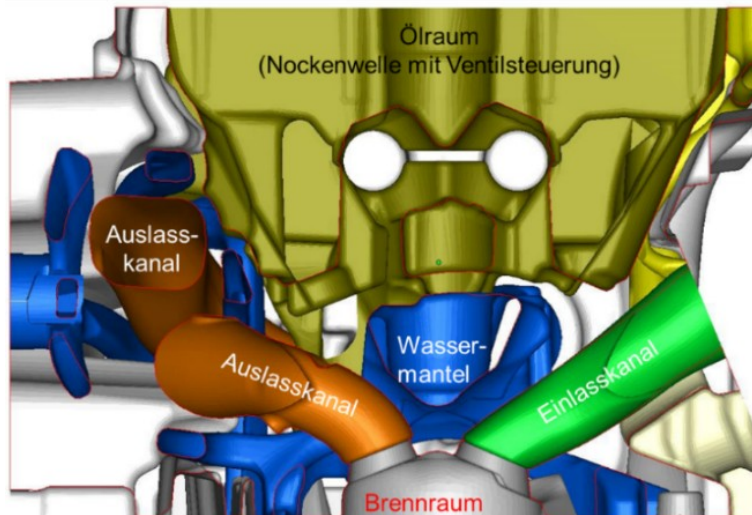
3.3 Ableitung von dimensionalen Bauteilmerkmalen

In Kapitel 2.1.1 wurde die Abhängigkeit der Ladungsbewegung zur Brennraumgeometrie dargestellt. Daraus geht hervor, wie die frischluftführenden Bereiche miteinander agieren. Die Einlassströmung wird durch den Einlasskanal geführt und an den Ventilen vorbei in den Brennraum geleitet. Die darauffolgende Strömungsstruktur wird durch die Form des Brennraumdaches bestimmt. Ausgehend von der Zylinderkopfrohteilfertigung kann die Brennraumgeometrie hinsichtlich zweier wesentlicher Systemparameter variieren. Der Kern für das Brennraumdach ist als

Kokille ausgeführt (vgl. **Abbildung 3 -16**), wohingegen die sich anschließenden Kerne durch verlorene Formen dargestellt werden. Die Varianz die sich dabei ergibt, beschreibt die Toleranz zwischen den verlorenen Quarz-Sand-Formen und der Brennraumkokille.

Die Lage der Brennraumkokille und die verlorenen Formen zueinander sind hinsichtlich ihrer Höhenabweichungen in der Zylinderachse des Brennraums mit einer definierten Abweichung toleriert. Weiter unterliegt die Kokille einem Verschleiß, der die Brennraumkontur beeinflusst. Dieser Verschleiß bewirkt über die Laufzeit der Form einen stetigen Materialabtrag, der idealisiert betrachtet im gesamten Umfang des Brennraumes ein Material-Offset verursacht und zu einer Brennraumverkleinerung führt. Die Positionierung der Kokille in der Zylinderebene ist aufgrund der Funktionalität der Baugruppe sehr eng toleriert und durch die Fertigung der Brennraumkokille bestimmt. Lediglich die zylinderachsenbezogene Lagebeziehung zwischen Brennraumkokille und Einlasskanal- sowie Auslasskanalkern stellt bezüglich der Brennraumform eine mögliche Abweichung gegenüber der Idealform dar.

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN



Quelle: Nematik Wernigerode GmbH

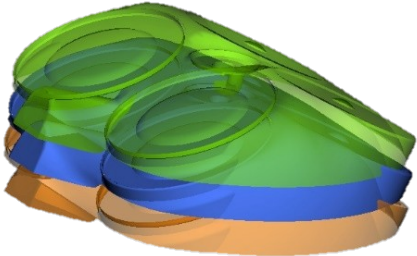
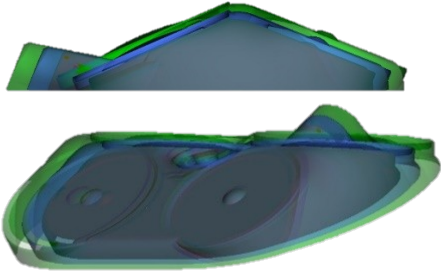
Abbildung 3-16: Kernpaket Zylinderkopf

In der Prozesskette der Rohteilfertigung wird die Lagebeziehung der Brennraumhöhe bezüglich einer Referenzebene überprüft und gilt als Merkmal zur Qualitätssicherung. Dies wird durch eine eindimensionale Messung der Brennraumhöhe ermittelt. Dabei bleibt der Unterschied zwischen der Lagebeziehung zwischen Kokille und anliegenden Kernen oder des Verschleißstandes der Kokille unberücksichtigt. Weitere Abweichungen, die die Brennraumform beeinflussen sind weitestgehend prozesssicher. Daher können Brennraumabweichungen abgeleitet werden, die sich aus der Rohteilfertigung durch

- Brennraumabweichungen in der Zylinderachse aufgrund der Lagebeziehung zwischen Brennraumkokille und Einlasskanalkern oder
- Brennraumabweichungen der Brennraumform aufgrund des Kokillenverschleißes

ergeben. Die Brennraumabweichungen können in Bauteilmerkmale überführt werden. Die hierbei entstandenen Merkmale zeigt **Tabelle 1**.

Tabelle 1: Übersicht zur Variation der Brennraumabweichung

Zylinderachsenverschiebung (ZAV)	Brennraumvolumen (BR-Vol)
	

3.4 Anpassung der Prozesskette zur Fertigung von Versuchsmustern

Für eine Untersuchung der Brennraummerkmale ist eine isolierte Betrachtung und Bewertung der Ausprägungen notwendig. Aus einer Überprüfung von Bauteilen aus der Serienproduktion ging hervor, dass eine merkmallisolierte Fertigung nicht darstellbar ist. Daher wurde für die Produktion der Versuchsmuster ein verkleinerter Brennraumeinsatz verwendet, sodass der Zylinderkopf im Bereich des Brennraumes ein Materialoffset aufweist. Im Anschluss an die Wärmebehandlung und die CNC-Vorbearbeitung sind die Brennräume mit einer 5-Achs-Fräse bearbeitet worden. Auf die Versuchsmatrix und die gefertigten Bauteile wird in Kapitel 5.1 näher eingegangen. Die Bauteile wurden entsprechend dem Standardvorgehen auf die Qualitätseigenschaften hin geprüft. Vor der Weiterbearbeitung in der Serienfertigung sind die Versuchsmuster in einem CT gescannt worden. Aus den Daten konnten die Bauteileigenschaften (Brennraumform, -Lage, fluidführende Kanäle etc.) abgeleitet werden. Im Anschluss an die Vormontage wurden die Versuchsmuster aus der Serienfertigung herausgelöst. Die vormontierten Zylinderköpfe wurden mit einem Labor CT nachgeprüft, sodass Auswirkungen aus der spanenden Bearbeitung berücksichtigt werden konnten. Die Komponentenmontage erfolgte im Anschluss an die Fertigteilmessung. Die angepasste Versuchsmusterfertigung ist in der nachfolgenden **Abbildung 3 -17** veranschaulicht.

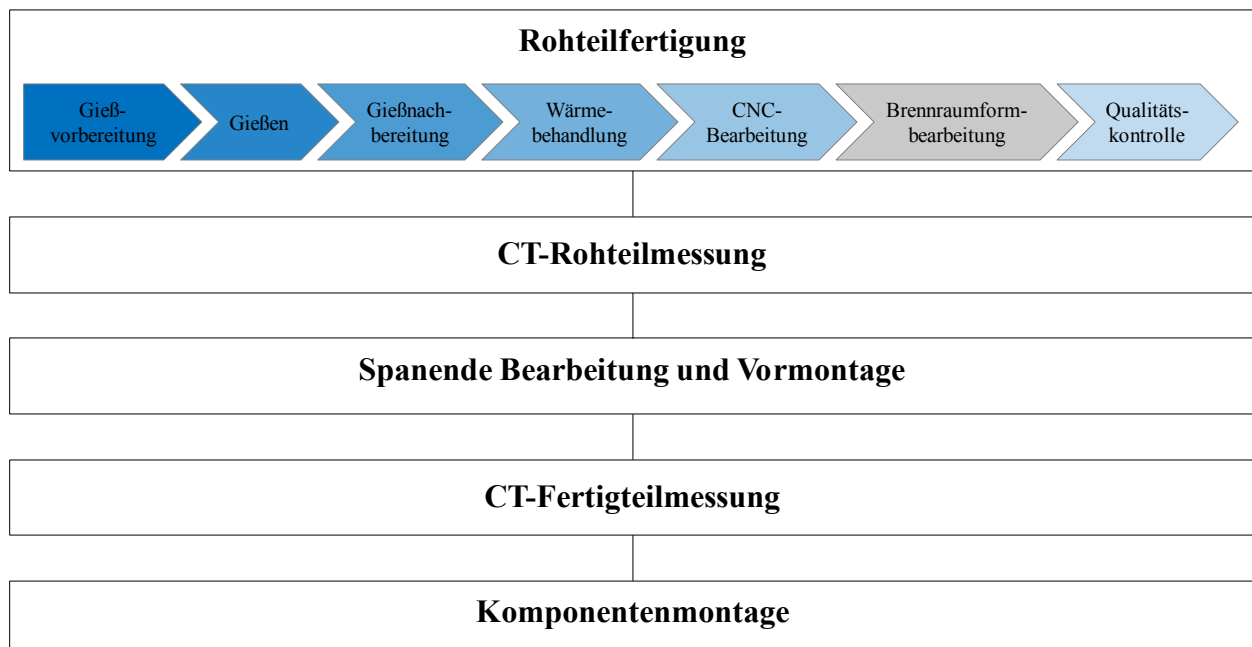


Abbildung 3-17: Anpassung der Zylinderkopfrohrtteilfertigung zur Fertigung von spezifischen Bauteilmustern

Aufgrund der spanenden Bearbeitung der Brennraumkontur ergeben sich Unterschiede der Brennraumboflächen. **Abbildung 3 -18** zeigt den Vergleich einer gegossenen und einer ge-

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

frästen Brennraumoberfläche. Vor- oder Nachteile der Brennraumoberfläche sind der Literatur nicht zu entnehmen. Von einer Beeinträchtigung auf den motorischen Betrieb, aufgrund der Brennraumoberflächenrauheit, wird daher nicht ausgegangen.

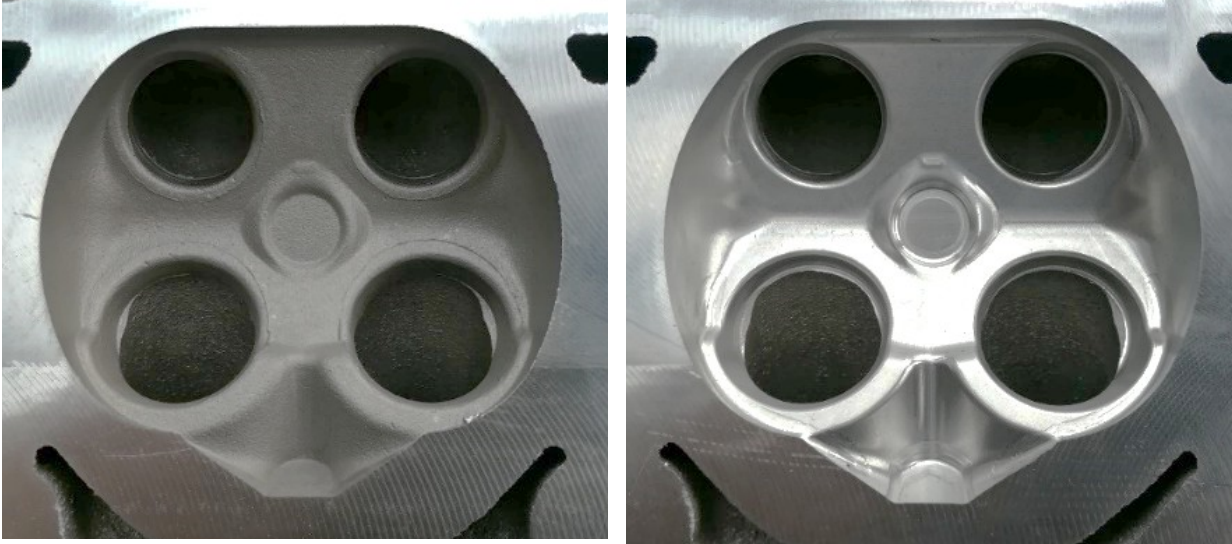


Abbildung 3-18: Vergleich gegossener Zylinderkopf aus der Serienfertigung (links) und gefräste Brennraumoberfläche aus der Sonderfertigung (rechts)

4 Methodik zur Untersuchung der Ladungsbewegung

Die betrachteten Bauteilabweichungen sind aus den Toleranzen der Zylinderkopffertigung abgeleitet worden. Innerhalb des tolerierten Bereiches ergeben sehr kleine volumetrische Differenzen, auf die in Kapitel 5 näher eingegangen wird. Aufgrund der Prozesskette bis zum einsatzfertigen Bauteil, ist ein zusätzlicher Eingriff zu berücksichtigen, weshalb die realen Brennraumvolumina von den theoretischen Größen abweichen. Im motorischen Betrieb ist demzufolge eine isolierte Betrachtung der identifizierten Merkmale nicht eindeutig realisierbar. Mit der Kenntnis von Charakteristika aufgrund eines Merkmals kann auf die Auswirkung der Merkmale im motorischen Betrieb geschlossen werden. Daher ist eine isolierte Bewertung der Merkmale sinnvoll. Messtechnisch ist eine transiente Analyse der Brennraumströmung aufgrund der Zugänglichkeit nur schwer durchführbar. Eine Möglichkeit zur Visualisierung der stationären Brennraumströmung zeigt [64]. Hier wird das Messverfahren nach Jaroš angewendet, dass zur Ableitung der Strömungsvektoren die Druckdifferenzen der Diagonalen eines Würfels vektoriell addiert. Zusätzlich zur stationären Strömungsmessung sind transiente Messungen mit der Festlegung bestimmter Randbedingungen möglich. Beispielsweise wird in [65] das Doppler-Global-Velocimetry (DGV) Verfahren zur Visualisierung von stationären und transienten Strömungen gezeigt. Hierbei wird in der Messebene das an Partikeln reflektierte Licht durch eine Absorptionszelle geleitet und die Lichtfrequenz gemessen. Aus der Differenz des Intensitätsverhältnisses aus absorbiertem und nichtabsorbiertem Reflektion können die Geschwindigkeitskomponenten abgeleitet werden. Eine weitverbreitete alternative zur Visualisierung der Strömung ist die Particle-Image-Velocimetry (PIV) Messung. Bei diesem Verfahren werden sogenannte Seeding-Partikel dem Fluid zugegeben und mittels gepulsten Laserschnitten die Messebene beleuchtet. Mittels Highspeedkamera wird das an den Partikeln gestreute Licht detektiert. Aus der Aufnahme zeitlich kurz aufeinanderfolgender Bilder sind die Änderung der Partikelposition ermittelbar, sodass auf die lokale Geschwindigkeit geschlossen werden kann. Eingesetzt wird das Verfahren zur Visualisierung der Brennraumströmung, wie es bspw. in [66] zur Messung der Einlassströmung oder zur Visualisierung des Kraftstoffsprays und Ableitung der Geschwindigkeitsvektoren, wie es in [67] zur Anwendung kam. Bei der Nutzung des PIV- oder des DGV-Verfahrens zur Ermittlung der transienten Brennraumströmung ist ein optisch zugänglicher Motorraum notwendig. Damit einher sind konstruktive Eigenschaften definiert, die eine systematische Untersuchung verschiedener Bauteilmuster erschweren. Zusätzlich sind aufgrund der geringen Abweichungen der gefertigten Bauteilmuster und der additiven Toleranzen der einzelnen Bearbeitungsschritte keine merkmalsisolierte Fertigung der Bauteile möglich. Daher sind transiente Messverfahren nur bedingt zielführend. Ein alternativer Ansatz ist die Entwicklung einer transienten Simulation des

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

Ladungswechsels. Dies ermöglicht die Visualisierung der Brennraumströmung über ein Arbeitsspiel. Wird dabei die Kraftstoffeinbringung berücksichtigt, ist der Einfluss der Ladungsbewegungsänderungen auf die Strömungs-Kraftstoffinteraktion analysierbar.

Die Modellbildung bedarf zusätzlich einen Validierungsschritt. Hierfür werden stationäre Messungen der Versuchsmuster durchgeführt. Daraus werden einerseits die Tumblezahlen ermittelt und andererseits die Strömungsgeschwindigkeiten in der Messebene erfasst. Der Messaufbau beziehungsweise der Strömungsbereich des Brennraumes wird in einer Validierungssimulation nachgebildet. Die Bauteilmuster wurden mit einer 3D-Koordinatenmessmaschine sowie tomographisch mittels CT vermessen. Somit kann die Modellierung der Brennräume an die Bauteilmuster angenähert und die stationär gemessene Strömung simuliert werden. Hierbei wird gezeigt, dass die charakteristische Strömung, die sich aus den manipulierten Brennräumen ergeben, simulativ nachgebildet werden kann. Daraus wird eine hinreichende Modellierbarkeit der Brennraummerkmale in ihrer isolierten Form abgeleitet, sodass transiente Simulationen zur Analyse der Einflussgrößen durchgeführt werden können. Einen Überblick der Methode zur Analyse von Kleinstabweichungen ist in **Abbildung 4-19** gezeigt.

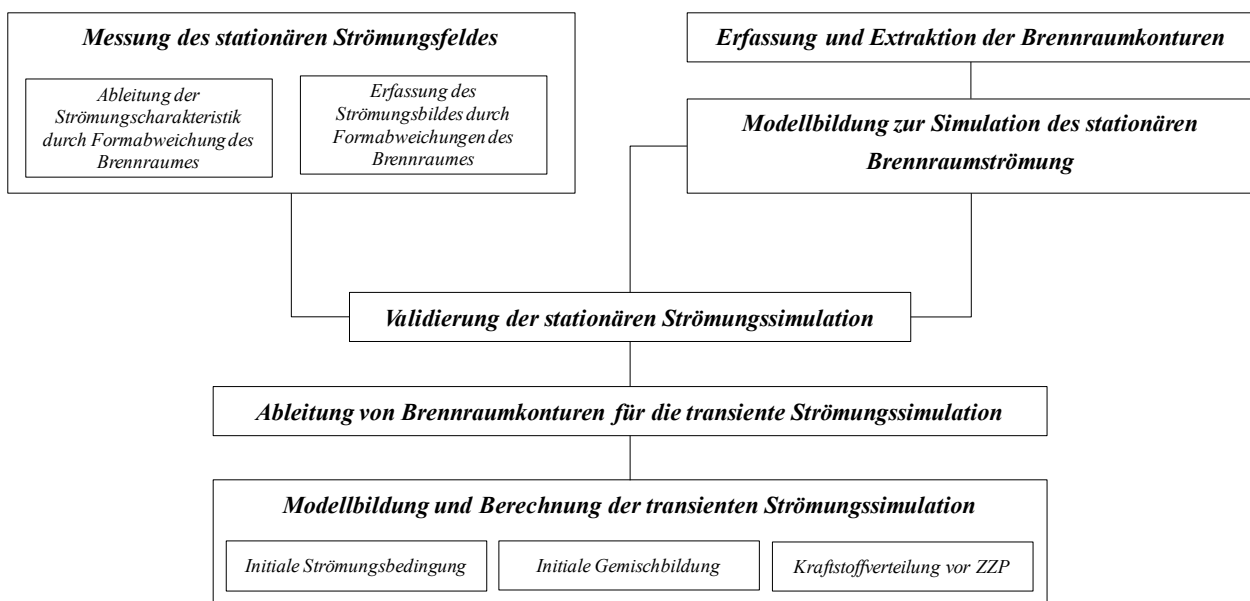


Abbildung 4-19: Methodischen Vorgehen zur Bewertung von Kleinstabweichungen in der Brennraumkontur

4.1 Werkzeuge zur Erfassung der Zylinderinnenströmung

Die Bewertung von Kleinstabweichungen ist aufgrund der Vielzahl von Arbeitsschritten bis zum einsetzbaren Endprodukt schwer darstellbar. Aus diesem Grund wurden Bauteile hergestellt, die mit einem definierten Offset zu der theoretischen Idealgeometrie gefertigt wurden. Die Bauteile durchliefen neben der Rohteilfertigung die Nachbearbeitung bis zur Komponentenmontage. Die Bauteilkriterien leiten sich aus den möglichen Abweichungen der Kernherstellung bzw. der

Kernpaketmontage und dem Verschleißverhalten der Brennraumkokille ab. Die Brennraumformen werden in ihrer Ausrichtung separat betrachtet. Mit einer 3D CFD Simulation (RANS) wird die Gemischbildung merkmalsoliert visualisiert, um die Auswirkungen durch die Brennraumformänderung nachzuvollziehen.

Die Simulation einer instationären Strömung mit zusätzlich zeitlich veränderlicher Geometrie erfordert den Einsatz von bewegten Netzstrukturen. Als Grundlage dieser Simulation wurden Bauteile mit bekannter Merkmalausprägung stationär vermessen. Diese stationäre Strömungsmessung dient der Validierung der Brennraumgeometrien.

4.1.1 Messung der Zylinderinnenströmung und Ableitung der Tumblezahl als Kennzahl der Ladungsbewegung

Zur Ermittlung der stationären Zylinderinnenströmung wird ein Prüfstand verwendet, der den Strömungszustand eines definierten Volumens mittels einer Druckdifferenzmessung beschreibt. Die Summe der Messpunkte im gesamten Messbereich stellt den stationären Zustand der Zylinderinnenströmung dar. In **Abbildung 4-20** ist der Prüfstandaufbau skizziert. Das Strömungsfeld entsteht bei einem konstanten Volumenstrom, der durch ein Gebläse erzeugt wird. Der Volumenstrom wird mit einer Venturidüse ermittelt. Der Luftstrom liegt an einem Luftring an, der am Zylinderkopf montiert wird. Bei einer definierten Ventilstellung bildet sich eine stationäre Strömung im Luftring aus. Im Messkopf ist eine Druckmesssonde für die Messpunkterfassung verbaut.

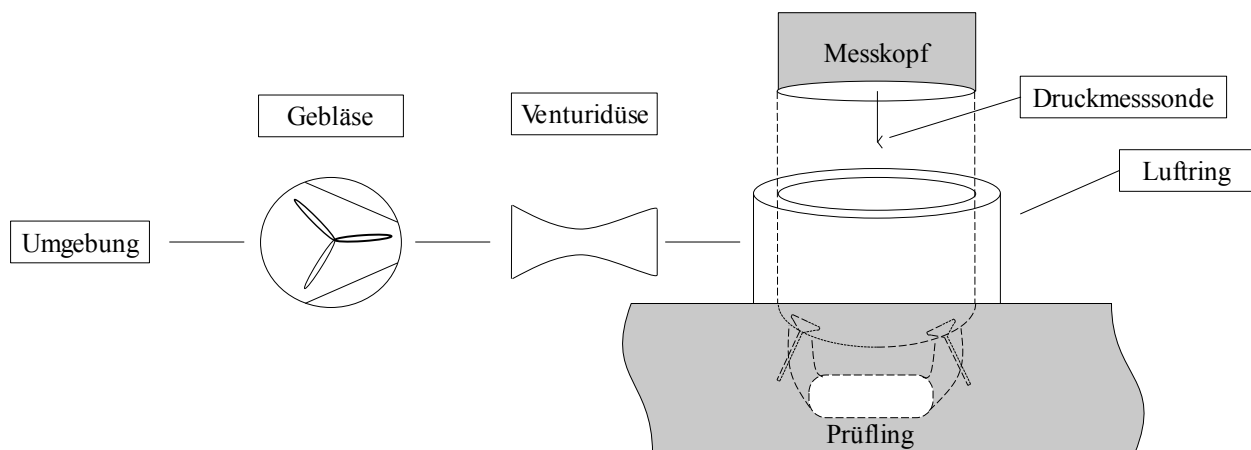


Abbildung 4-20: Strömungsprüfstand – Skizze Prüfaufbau

Ein stationärer Massenstrom wird mit einem definierten Differenzdruck zwischen Luftring und der Druckmessstelle am Venturi-Eingang sichergestellt. Der Luftstrom gelangt über den Einlasskanal durch einen Luftring zur Venturidüse. **Abbildung 4-21** zeigt den schematischen Aufbau der Venturidüse. Der statische Druck wird direkt an der Druckmessstelle p_1 und an der Druck-

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

messstelle p_2 der Venturidüse gemessen. Aus der Druckdifferenz kann mit **Gleichung (4-5)** die Strömungsgeschwindigkeit berechnet werden.

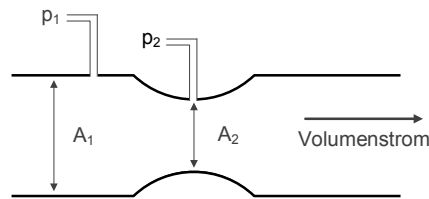


Abbildung 4-21: Skizze Venturidüse, Messverfahren zur Ermittlung des Volumenstroms

$$v_2 = \sqrt{2 \cdot \frac{p_1 - p_2}{\rho}} \quad (4-5)$$

mit:

ρ	Dichte	p_1	statischer Druck in der Venturidüse
v_2	Strömungsgeschwindigkeit in der Venturidüse	p_2	statischer Druck vor der Venturidüse
d_1	Durchmesser vor der Venturidüse	A_1	Rohrquerschnittsfläche vor der Venturidüse
d_2	Durchmesser der Venturidüse	A_2	Querschnittsfläche der Venturidüse

Der Volumenstrom kann über die Venturi-Querschnittsfläche wie folgt berechnet werden:

$$\dot{V} = v_2 \cdot A_2 \quad (4-6)$$

Die Ermittlung des Geschwindigkeitsfeldes erfolgt durch Druckmessungen an definierten Messpunkten im Zylinderraum. Dazu taucht eine Sonde in die Zylinderebene ein und fährt die Koordinaten der Messpunkte an. Die Messpunkte werden durch vektorielle Addition eines Volumenelements ermittelt. Dabei werden Drücke an den Eckpunkten des Volumenelementes gemessen. In **Abbildung 4-22** ist das eingesetzte Verfahren skizziert. Entsprechend der Anforderungen ergibt sich die räumliche Auflösung des Messpunktgitters durch die Anzahl der gemessenen Punkte in der Messebene und der Anzahl der gemessenen Strömungsebenen. Aufgrund des mechanischen Anfahrens der Messpunkte und der Geometrie der Messsonde wird das Strömungsprofil mit einem Abstand von 3,5 mm bis zur Zylinderwand erfasst.

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

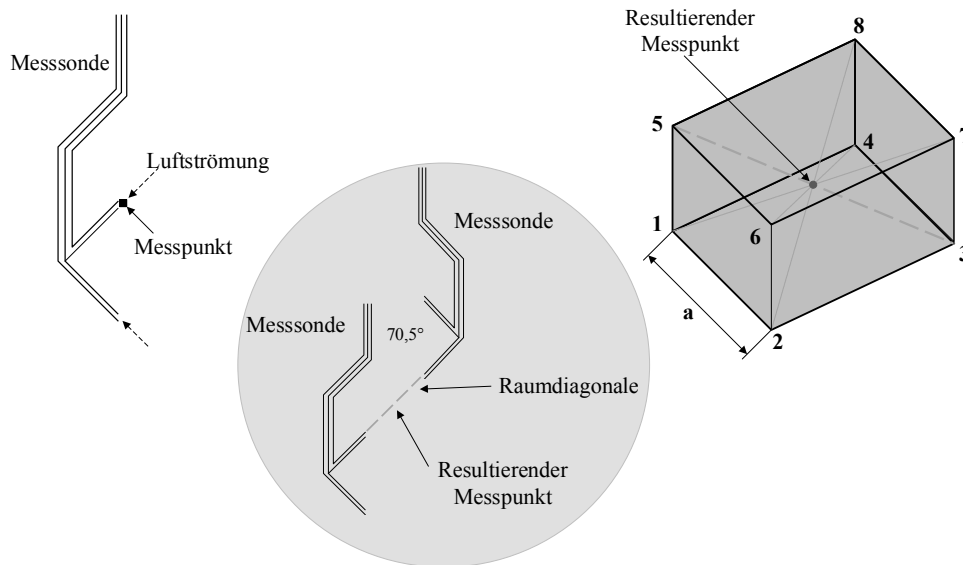


Abbildung 4-22: Messprinzip Strömungsprüfstand nach Jaroš

Aus **Abbildung 4-22** kann die vektorielle Messpunktableitung hergeleitet werden. Für die Messung von Punkt 1 nach Punkt 7 gilt das Druckgleichgewicht:

$$p_{ges_1} = p_{st} + p_{dyn_1} = p_{st} + \frac{\rho}{2} * v^2 \quad (4-7)$$

Die Sonde wird um 180 Grad gedreht und angehoben, sodass Öffnung 2 aktiv ist. Dafür gilt:

$$p_{ges_2} = p_{st} + p_{dyn_2} = p_{st} + \frac{\rho}{2} * v^2 \quad (4-8)$$

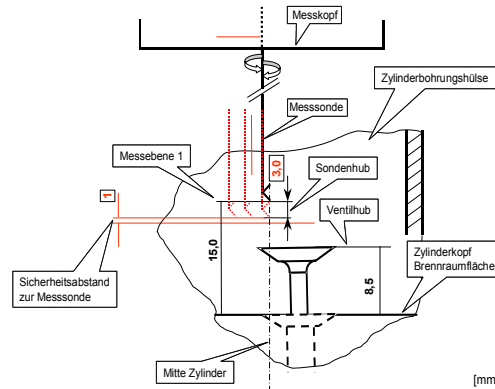
Subtrahiert man die Gleichungen voneinander, so ergibt sich die Gesamtdruckdifferenz zwischen beiden Messrichtungen in Abhängigkeit des dynamischen Druckes:

$$\Delta p_{ges} = p_{st} + p_{dyn_2} = p * v^2 \quad (4-9)$$

Aus der Druckdifferenz lässt sich die Strömungsgeschwindigkeit in Richtung dieser Raumdiagonale bestimmen. Die vektorielle Addition aller vier Volumendiagonalen ergibt die Orientierung sowie den Betrag für den Messpunkt.

Die **Abbildung 4-23** zeigt eine Skizze des Messaufbaus innerhalb der Zylinderbohrungshülse. Der Innendurchmesser der Hülse entspricht der Zylinderbohrung des Versuchsträgers. Die Höhe der Zylinderbohrungshülse wird durch den Luftring vorgegeben, sie beträgt 75 mm und ist für alle Zylinderkopfvarianten gleich.

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN



Bildquelle: [64]

Abbildung 4-23: Skizze Messaufbau in der Zylinderbohrungshülse

Ableitung der Tumblezahl als Kennzahl der Ladungsbewegung

Zur Bewertung stationärer Zylinderströmungen wird die Tumblezahl T herangezogen. Die Tumblezahl beschreibt die Bewegungsintensität der Ladungsbewegung um eine Achse senkrecht zur Zylinderhochachse (Z -Achse) in Abhängigkeit einer volumenstromäquivalenten Motordrehzahl. Definiert ist die Tumblezahl nach [68] als Quotient der Tumblefrequenz n_t und der äquivalenten Motorfrequenz n_M :

$$T = \frac{n_t}{n_M} \quad (4-10)$$

Zur Berechnung der Strömungskennzahl T werden die gemessenen Strömungskomponenten einer Messebene genutzt. Die Messebene selbst wird als idealisierter Kreiszyylinder betrachtet. Aus den tangentialen Geschwindigkeitskomponenten der Messpunkte wird die kinetische Energie der Tumblebewegung abgeleitet. Wird diese mit der Rotationsenergie des Kreiszyinders gleichgesetzt, ergibt sich für die Tumblefrequenz die nachfolgende Beschreibung:

$$n_T: \quad \text{mit} \quad E_{kin} = E_{rot} = \frac{1}{2} J \omega_T^2, \quad J = \frac{1}{2} m r^2, \quad \omega_T = 2 \pi n_T, \quad m = \rho V$$

$$\sim \quad n_T = \frac{\sqrt{\frac{E_{kin}}{\rho V}}}{\pi r} \quad (4-11)$$

Die äquivalente Motordrehzahl ist eine theoretische Größe, die sich aus der mittleren Kolbengeschwindigkeit c_m ableitet. Aufgrund des stationären Versuches kann die mittlere Kolbengeschwindigkeit mit der mittleren Strömungsgeschwindigkeit v_M des stationären Versuches gleichgesetzt werden. Die mittlere Strömungsgeschwindigkeit leitet sich aus dem gemessenen Volumenstrom \dot{V} und der durchströmten Gesamtflächen des Messraumes A_k ab.

$$\begin{aligned}
 n_M: \quad & \text{mit} \quad c_m = 2 s n_M, v_M = \frac{\dot{V}}{A_k}, A_k = \frac{\pi}{4} d^2, c_m \hat{=} v_M \\
 & \sim \quad n_M = \frac{2 \dot{V}}{\pi s d_B^2} \quad (4-12)
 \end{aligned}$$

Aus **Gleichung (4-10)** leitet sich die Tumblezahl T wie folgt ab:

$$T = \frac{n_T}{n_M} = \frac{\sqrt{\frac{E_{kin}}{\rho V}} s d_B^2}{2 \dot{V} r} \quad (4-13)$$

Die Beschreibung der Tumblezahl ergibt sich aus dem in Abschnitt 4.1.1 gezeigten Messverfahren. Alternative Ansätze und Prüfverfahren zur Beschreibung der Tumblezahlen werden beispielsweise in [68] oder in [69] gezeigt.

Alternativansatz nach [68]:

$$T = \frac{\sqrt{M_X^2 + M_Y^2}}{2 \dot{V}^2 \rho_n} d_B \quad (4-14)$$

4.1.2 Simulation der Zylinderinnenströmung

Die numerische Lösungsfindung erfolgt in vier übergeordneten Schritten. Am Anfang steht eine technische Aufgabenstellung, die die Geometrie des zu untersuchenden Systems vorgibt, wofür das Strömungsverhalten in Abhängigkeit der Randbedingungen gesucht wird. Im ersten Schritt erfolgt die Auswahl der mathematischen Formulierungen, um bestimmte physikalische Effekte zu berücksichtigen. Im zweiten Schritt wird die durch- oder umströmte Geometrie definiert. Hierbei wird das Berechnungsgebiet durch ein numerisches Netz beschrieben. Im dritten Schritt wird ein geeigneter Solver zur Lösung der vorliegenden Aufgabe gewählt [70]. Im letzten Schritt erfolgt die Berechnung und die anschließende Auswertung der Ergebnisse. Die Berechnungen beruhen auf den Lösungen der Grundgleichungen der numerischen Strömungsmechanik. Das zu lösende Gleichungssystem, auch Navier-Stokes-Gleichungen genannt, entsteht, wenn die *Impulserhaltungsgleichungen (4-16)* mit der *Kontinuitäts- (4-15)* und der *Energieerhaltungsgleichung (4-17)* erweitert werden.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (4-15)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} \quad (4-16)$$

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho H u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j}(u_i) - \frac{\partial q_j}{\partial x_j} \quad (4-17)$$

Hierbei beschreibt ρ die Dichte des Fluides, t die Zeit, x_i die Raumkoordinate in i -Richtung, u_i die Geschwindigkeit in i -Richtung, p den statischen Druck, σ_{ij} den viskosen Spannungstensor, H die Gesamtenthalpie, E die innere Energie und q_i den Wärmestromvektor. Die Enthalpie H wird hierbei ermittelt durch:

$$H = h + \frac{u_i u_j}{2} = e + \frac{p}{\rho} + \frac{u_i u_j}{2} \quad (4-18)$$

Wobei die spezifische Enthalpie h und die spezifische innere Energie des Fluides definiert sind mit:

$$h = e + \frac{u_i u_j}{2} = c_p T \text{ mit } e = c_v T \quad (4-19)$$

Hierbei ist e die spezifische innere Energie des Fluides. Somit folgt unter der Annahme des idealen Gasgesetzes $p = \rho RT$ die Gesamtenergie nach:

$$E = e + \frac{u_i u_j}{2} \quad (4-20)$$

Folgend kann der Wärmestrom q_i durch die molekulare Prandtl-Zahl Pr_l und die thermische Leitfähigkeit λ beschrieben werden:

$$q_i = -\frac{\mu}{Pr_l} \frac{\partial h}{\partial x_j} \quad (4-21)$$

mit

$$Pr_l = \frac{c_p}{\mu} \lambda$$

Der viskose Spannungstensor σ_{ij} ist definiert durch:

$$\sigma_{ij} = 2 \mu S_{ij} \quad (4-22)$$

S_{ij} entspricht dem Scherspannungstensor für newton'sche Fluide:

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{1}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (4-23)$$

wobei μ die dynamische Viskosität und δ_{ij} das Kronecker-Delta darstellt.

4.1.2.1 Diskretisierung

Die bisher beschriebenen Differentialgleichungssysteme sind analytisch nicht lösbar. Durch eine räumliche und zeitliche Diskretisierung lassen sich diese Gleichungssysteme numerisch lösen. Basis dieses Verfahrens bildet die Beschreibung des Berechnungsgebiets durch Netz- oder Gitterpunkte und die dadurch entstehenden Zellen. Anhand des Netzes können verschiedene numerische Methoden zur Lösung des kontinuierlichen Problems in endlicher Zeit und mit endlich großem Speicherplatz angewendet werden. Die bekanntesten Methoden in der Numerik sind die Finite Differenz Methode (FDM), Finite Element Methode (FEM) und Finite Volumen Methode (FVM). Da in der Strömungssimulation fast ausschließlich die FVM angewandt wird, wird diese hier ausgeführt. [71, 72]

Finite Volumen Methode

Bei der FVM wird das Berechnungsgebiet in eine diskrete Anzahl von Zellen unterteilt. Für jede dieser Zellen erfolgt die Berechnung der Grundgleichungen, wodurch für jede Zelle die Zustandsgrößen definiert werden. Aufgrund dieser Beschreibungsweise eignet sich diese Methode für partielle Differentialgleichungen, denen ein Erhaltungssatz zu Grunde liegt. Es ist ein konservatives Verfahren, das die Erhaltungseigenschaften bewahrt [71, 72]. Bei der FVM wird das Berechnungsgebiet in eine endlich große Anzahl von Zellen zerlegt, wobei für jede Zelle die Berechnung der Strömungsgrößen im Zellenmittelpunkt erfolgt. Der Zellenmittelpunkt wird als Knotenpunkt bezeichnet. Die Zellen werden nach der Euler'schen Beschreibung auch als Kontrollvolumina (KV) bezeichnet. Die FVM basiert nach [70] auf dem Ansatz:

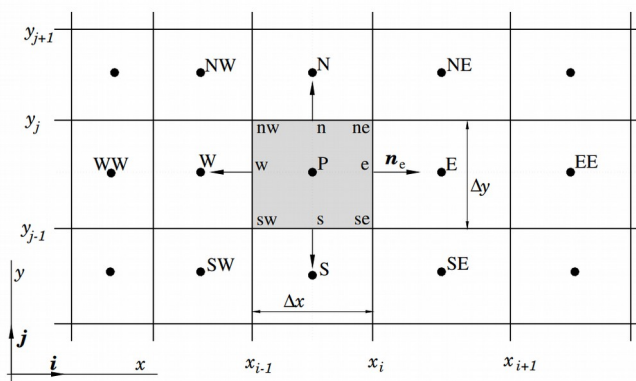
$$\int_S \rho \phi v \cdot n \, dS = \iint_S \Gamma \nabla \phi \cdot \hat{i} n \, dS + \int_V q_\phi \, dV \hat{i}, \quad (4-24)$$

Hierbei beschreiben die Terme $\rho \phi v$ und $\Gamma \nabla \phi$ den konvektiven und diffusiven Transport des Skalars ϕ . Durch q_ϕ werden die Quellen und Senken des Skalars ϕ definiert. Diese Größe ergibt sich aus dem Volumenintegral einer Zelle. Für jede Zelle erfolgt dann die Bilanzierung der zu- und abfließenden Flüsse durch die Seiten des Kontrollvolumens.

$$\int_S f \, dS = \sum_k \int_{S_k} f \, dS \quad (4-25)$$

Dabei entspricht f dem konvektiven oder diffusiven Term aus **Gleichung (4-24)** in der Normale der entsprechenden Seite des KV und k bezeichnet die Seite des KV, welche durch n , e , s und w indiziert werden (vgl. **Abbildung 4-24**). [71].

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN



Bildquelle: [71]

Abbildung 4-24: Gitterdarstellung mit Kompassdarstellung für den zweidimensionalen Fall nach [71]

Stellvertretend wird eine KV-Seite betrachtet, die weiteren werden analog abgeleitet. Die exakte Berechnung des Flächenintegrals aus **Gleichung (4-25)** ist nicht möglich, da der Integrand f nur im Mittelpunkt des KVs bekannt ist. Daher erfolgt eine Approximation durch [71]:

$$F_e = \int_{S_e} f dS = \hat{f}_e S_e \approx f_e S_e \quad (4-26)$$

Hierbei wird vereinfacht angenommen, dass das Flächenintegrals des KVs in Richtung f_e dem Mittelwert \hat{f}_e über die gesamte Zellwand entspricht. Äquivalent dazu verhält sich die Berechnung des Volumenintegrals.

$$Q_p = \int_V q dV = \hat{q} \Delta V \approx q_p \Delta V \quad (4-27)$$

Alternative Methoden zur Approximation der Flächenintegrale sind das Trapez- (4-28) bzw. das Simpson-Verfahren (4-29). Die Approximationsregeln unterscheiden sich in ihrer Approximationsordnung und der Nutzung von Integrationspunkten. Für eine weiterführende Betrachtung sei auf die Literatur [70 bis 76] verwiesen.

$$F_e = \int_{S_e} f dS \approx \frac{S_e}{2} (f_{ne} + f_{se}) \quad (4-28)$$

$$F_e = \int_{S_e} f dS \approx \frac{S_e}{6} (f_{ne} + 4f_e + f_{se}) \quad (4-29)$$

Zur Bestimmung der Feldgrößen wird das Skalar ϕ herangezogen, wobei dieses durch lineare Interpolation (Central Differencing Scheme-CDS) ermittelt wird.

$$\phi_e = \phi_E \lambda_e + \phi_P (1 - \lambda_e) \quad (4-30)$$

Wobei für den Interpolationsfaktor λ_e gilt:

$$\lambda_e = \frac{x_e - x_P}{x_E - x_P} \quad (4-31)$$

Hierbei handelt es sich um ein Approximationsverfahren 2. Ordnung. Neben dem linearen Interpolationsverfahren gibt es noch eine Vielzahl anderer Verfahren höherer Ordnung, die hier nicht näher thematisiert werden und auf die Literatur verwiesen wird [70 bis 72, 76].

Werden alle aus den Flächen- und Volumenintegralen ergebenden Terme für jedes KV aufsummiert, ergibt sich folgendes algebraisches nichtlineares Gleichungssystem, das die Variablen der einzelnen KV zueinander in Beziehung setzt:

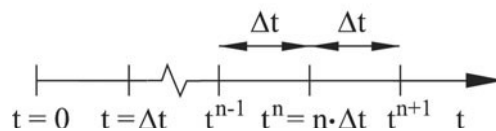
$$A_\phi = Q \quad (4-32)$$

Dabei entspricht A der Koeffizientenmatrix und Q dem Quellterm. Bei ϕ und Q handelt sich um Vektoren, deren Länge der Anzahl an KV entspricht, während die Koeffizientenmatrix A die Form $n \times n$ annimmt. Die hier erläuterte Diskretisierung beschreibt die räumliche Diskretisierung. Bei instationären Problemstellungen ist eine zeitlich diskrete Betrachtung notwendig. Dazu werden vorwiegend implizite Verfahren genutzt.

Aus diesem Diskretisierungsverfahren geht hervor, dass mit kleiner werdenden Zellgrößen die Genauigkeit der Berechnungsgrößen steigt, da die Approximationen immer geringer werden. Des Weiteren erfordern Bereiche mit großen Gradienten eine feinere Auflösung, um die Strömung exakt abzubilden. Dem ist hinzuzufügen, dass für dieses Verfahren sowohl das Geschwindigkeitsfeld als auch alle Fluideigenschaften bekannt sein müssen.

Zeitliche Diskretisierung

Analog zur räumlichen Diskretisierung erfolgt eine zeitliche Diskretisierung aufgrund des transienten Anteils der Transportgleichungen, wobei keine Rückwärtsdifferenz möglich ist. Nach [70] kann das Prinzip wie folgt veranschaulicht werden:



Bildquelle: [70]
(S.63)

Abbildung 4-25: Prinzip der zeitlichen Diskretisierung

Hierbei ist der zeitliche Zustand definiert nach

$$t^n = n * \Delta t \quad (4-33)$$

wobei n den Zeitindex darstellt.

Unter der Annahme einer beliebigen Zustandsgröße U ergibt sich die zeitabhängige Funktion:

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

$$\frac{\partial U}{\partial t} = f[U(t)] \quad (4-34)$$

Wobei nach [77] eine zeitliche Vorwärtsdifferenz 1. Ordnung oder 2. Ordnung zugrunde gelegt werden kann. Ausgehend von einer Anfangsbedingung zum Zeitpunkt $t=0$ wird iterativ die Lösung des Folgeschrittes t^{n+1} berechnet. Sobald die Bedingungen

$$U(t^n) \cong U(t^{n+1}) \quad (4-35)$$

und

$$\frac{\partial U}{\partial t} = \frac{U(t^{n+1}) - U(t^n)}{\Delta t} \cong 0$$

erfüllt sind, ist die Lösung auskonvergiert. [70, 77]

4.1.2.2 Lösungsverfahren

Aus der Diskretisierung kann die **Gleichung (4-36)** zur Betrachtung einzelner Zellen abgeleitet werden.

$$a_P \phi_P = \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b_P \quad (4-36)$$

Hierbei sind a und b Koeffizienten resultierend aus dem Diskretisierungsverfahren, P der Knotenpunkt des KV und die Indizierung nb ist die Beschreibung der angrenzenden Knotenpunkte. Für das Berechnungsgebiet ergibt sich:

$$a_P^i \phi_P^i = \sum_{nb} a_{nb}^i \phi_{nb}^i + b_P^i \quad (4-37)$$

Wobei i die endliche Anzahl an Kontrollvolumina beschreibt, mit denen das Berechnungsgebiet diskretisiert wird. In der Literatur sind verschiedene Lösungsverfahren zu finden, die sich allgemein in direkte und indirekte Verfahren unterteilen lassen. Direkte Lösungsverfahren führen zu einem hohen Rechenaufwand, weil dieser proportional zu $(i-1)$ ansteigt. Folgend werden in der Strömungssimulation vorwiegend iterative Lösungsverfahren angewendet.

Druckkorrekturverfahren

Zur iterativen Lösung von druckgekoppelten Differentialgleichungen werden vorrangig semi implizite Lösungsverfahren verwendet, weil das vorhandene Gleichungssystem keine unabhängige Gleichung zur Berechnung des Drucks aufweist. Es ist lediglich der Druckgradient in der Impulsgleichung enthalten. Somit kann bei einem kompressiblen Fluid die Dichte aus der Kontinuitätsgleichung bestimmt werden, wodurch weiterführend über eine Zustandsgleichung der Druck berechnet werden kann. Diese Vorgehensweise führt zu einem entkoppelten Gleichungssystem.

Es existieren verschiedene Lösungsverfahren zur Lösung des Gleichungssystems. Die am weitesten verbreiteten sind der Simple-Algorithmus, der SimpleC-Algorithmus (Simple Consistent) und der Piso-Algorithmus. Alle drei Verfahren sind iterative Berechnungsmethoden für druckgekoppelte Differentialgleichungen und stehen im direkten Zusammenhang mit der numerischen Stabilität und der Konvergenzzeit der Simulation [78, 79].

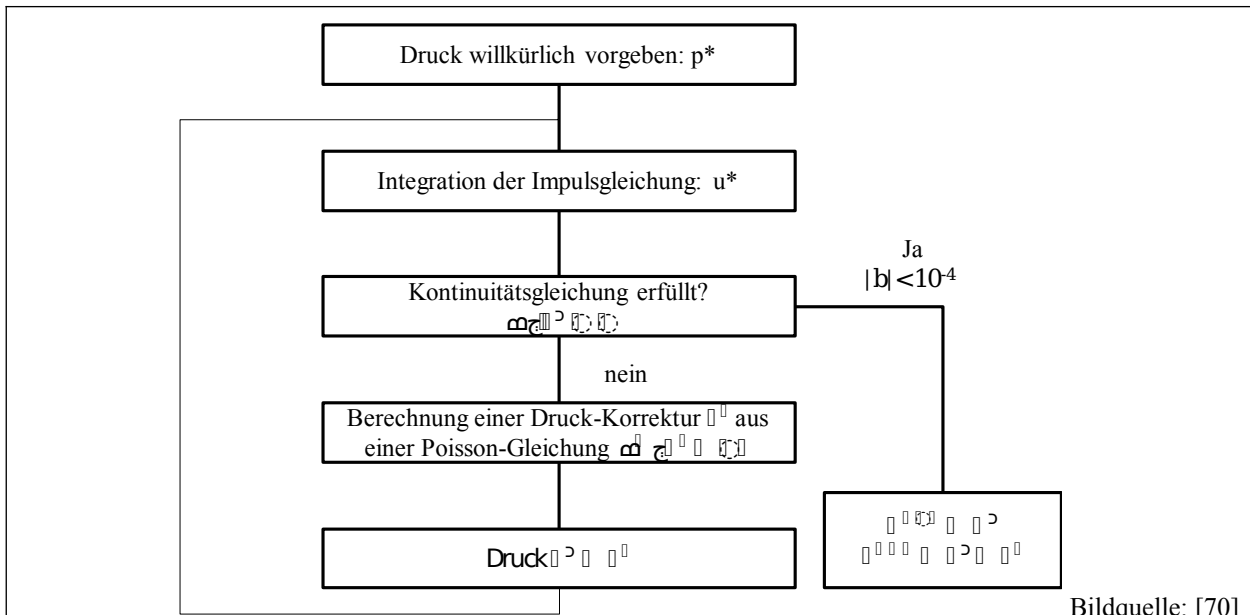
Der Simple-Algorithmus (Semi-implizit-Method for Pressure Linked Equations) basiert auf der Annahme eines Druckfeldes p^i . Diese Vorgabe des Druckfeldes erfolgt entweder durch eine Anfangsbedingung oder resultiert aus dem vorherigen Iterationsschritt. Anhand dieser Vorgabe kann die Impulsgleichung gelöst werden, woraus die vorläufige Geschwindigkeit u^i resultiert (vgl. **Abbildung 4 -26**). [70]

Konvergenz ist gegeben, sobald das Konvergenzkriterium b erreicht ist. Dazu muss die Kontinuitätsbedingung – die Summe aller eingehenden und ausgehenden Massenströme ist gleich Null – erfüllt sein. Wird das vorgegebene Konvergenzkriterium unterschritten, liegt Konvergenz vor. Die Lösungen der einzelnen Strömungsgrößen werden ausgegeben und die Berechnung beendet. Das Konvergenzkriterium wird auch Residuum genannt und wird im Voraus definiert. Dem ist hinzuzufügen, dass der Einfluss der benachbarten Zellen beim Simple-Algorithmus vernachlässigt wird. Dadurch ist es notwendig eine Unterrelaxation sowohl für die Geschwindigkeit als auch den Druck festzulegen [70, 71, 79].

Der SimpleC-Algorithmus benötigt hingegen keine Unterrelaxation für die Geschwindigkeit und den Druck, da die im Simple-Verfahren vernachlässigten Terme anhand der vorliegenden Werte approximiert werden. Dadurch konvergiert der SimpleC Algorithmus früher. Ansonsten läuft das Iterationsverfahren der beiden Verfahren identisch ab [70, 71, 79].

Der Piso-Algorithmus (Pressure-Implicit with Splitting of Operators) führt zwei Korrekturschleifen durch. Die erste Korrektur ist analog dem Simple-Algorithmus. Der zweite Korrekturschritt berücksichtigt die im ersten Korrekturschritt vernachlässigten Terme. Anhand der im ersten Korrekturschritt berechneten Werte werden die Terme approximiert [70, 71, 79].

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN



Bildquelle: [70]

1. Annahme eines Druckfeldes p^i
2. Lösung der Impulsgleichung mit dem vorgegebenen Druckfeld, woraus u^i resultiert
3. Lösung der Poisson-Gleichung zur Druckdifferenzkorrektur $\nabla^2 p' = -b$
4. Korrektur des Drucks und der Geschwindigkeit $p = p^i + p'$, $u = u^i + u'$
5. Ermittlung der weiteren Strömungsgrößen
6. Iteration bis Konvergenz erreicht ist

Abbildung 4-26: Funktionsweise SimpleC-Verfahren

Unterrelaxation

Der Unterrelaxationsfaktor α begrenzt die Veränderungen der Variablen zwischen den Integrationssschritten.

$$\phi_i^{neu, verwendet} = \phi_i^{alt} + \alpha (\phi_i^{neu, berechnet} - \phi_i^{alt}) \tag{4-38}$$

Wobei ϕ eine beliebige Variable in einer beliebigen Zelle i darstellt. Es ist ableitbar, dass bei $\alpha = 1$ keine Unterrelaxation vorliegt. Ist $\alpha = 1$ wird die Geschwindigkeit der Konvergenz verringert, es werden mehr Iterationen benötigt, da der Abstand zum nächsten Wert verringert wird. Dadurch wird eine höhere numerische Stabilität des Systems erreicht. [76]

4.1.2.3 Modellierung der Turbulenz

Die Turbulenz von Strömungen ist dreidimensional, dissipativ, instationär, wirbelbehaftet, diffusiv und nicht lokal. Die Unterscheidung zwischen turbulenter und laminarem Verhalten wird anhand der Reynolds-Zahl festgelegt [74].

$$\mathfrak{R} = \frac{l_0 * u_0}{\nu} \tag{4-39}$$

Dabei beschreibt l_0 die charakteristische Länge, u_0 die charakteristische Geschwindigkeit und ν die kinematische Viskosität des Fluides. Die charakteristischen Größen sind abhängig vom vorliegenden System, wodurch sich für verschiedene Systeme unterschiedliche Größen ergeben. Grundlegend beschreibt die Reynolds-Zahl \mathfrak{R} das Verhältnis der Trägheitskräfte zu den Reibungskräften [70]. Daraus kann geschlossen werden, dass bei kleinen Reynolds-Zahlen die Reibungskräfte überwiegen und das vorliegende System gedämpft wird, das sich in einer stabilen laminaren Strömung äußert. Bei großen Reynolds-Zahlen überwiegen die Trägheitskräfte, was zu einer Anfachung der Strömung führt und sich in einem turbulenten Strömungsverhalten äußert [80]. Gekennzeichnet sind turbulente Strömungen durch einen fluktuierenden und instabilen Strömungszustand.

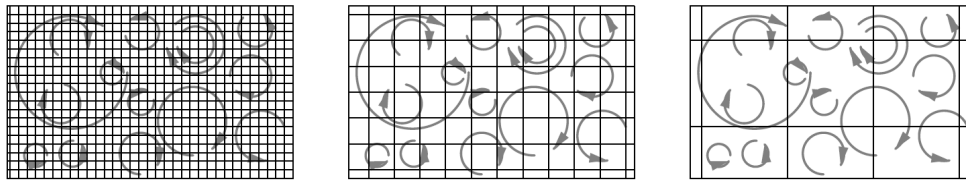
Bei der Modellierung wird zwischen isotroper und anisotroper Turbulenz unterschieden. Sobald keine signifikanten Wand- oder Schereinflüsse vorhanden sind, d.h. die Turbulenz sich ungestört in alle Raumrichtungen ausbreitet, ist von isotroper Turbulenz auszugehen. Die anisotrope Turbulenz weist demgegenüber eine Richtungsabhängigkeit auf. [81]

Für die numerische Berechnung turbulenter Strömungen ist die erforderliche Stützzellenanzahl N nach [81] mit

$$N = 5^3 \mathfrak{R}^{2.25} \quad (4-40)$$

abschätzbar. Die für technische Systeme ergebenden turbulenten Strömungen erfordern eine hohe Anzahl von Stützzellen. Werden grobe Gitter eingesetzt, die die Wirbelstrukturen nicht ausreichend auflösen, divergiert die Berechnung oder die Ergebnisse sind physikalisch nicht nachvollziehbar. Eine Berechnung mit sehr kleinen Gitterstrukturen ermöglicht die Auflösung sehr kleiner Wirbelstrukturen und wird als Direkte Numerische Simulation (DNS) bezeichnet. Aufgrund der hohen Rechenanforderung bei der DNS-Simulation werden Ansätze zur Turbulenzbeschreibung eingesetzt, die eine Verringerung der Stützzellenzahl ermöglichen. Hierbei bleiben die Eigenschaften der Hauptströmung erhalten, wobei die Detailstrukturen vernachlässigt werden. Man unterscheidet dabei zwischen der Reynolds gemittelten Simulation (RANS) und der Large-Eddy-Simulation (LES). In **Abbildung 4 -27** sind die Modellansätze gezeigt. Bei der LES wird eine Fallunterscheidung der Wirbelstrukturen durchgeführt. Kleinskalige Wirbel, also Wirbel die durch die Netzstruktur nicht erfasst werden, werden mit Modellansätzen modelliert, wohingegen die restlichen Wirbelstrukturen direkt numerisch gelöst werden. Die Simulation mit dem RANS-Ansatz beschreibt die Wirbelstrukturen im gesamten Berechnungsraum modellhaft. Aufgrund der geringeren Anforderungen an die räumliche und zeitliche Diskretisierung verringert sich gegenüber der DNS und LES der Rechenaufwand und damit die Anforderungen der Rechenressourcen, weshalb in dieser Arbeit die transiente Ladungswechselsimulation mit dem RANS-Ansatz durchgeführt wird.

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN



a) Direkte Numerische Simulation

b) Large-Eddy-Simulation

c) Reynolds-gemittelte Simulation

Bildquelle:
[81]

Abbildung 4-27: Gitterstrukturen zur Modellierung turbulenter Strömung

Reynolds gemittelte Navier-Stokes Gleichungen (RANS)

Die Methode zur numerischen Berechnung von Strömungen ist die Lösung der Reynolds-gemittelten Navier-Stokes-Gleichungen (RANS). Das Berechnungsgebiet wird durch ein Turbulenzmodell erfasst, das die Wirbelstrukturen modellhaft beschreibt. Dadurch können größere Zellen und Zeitschritte gewählt werden, um das Berechnungsgebiet zu diskretisieren. Nachteilig ist die nicht exakte Darstellung der Strömung, da lediglich die Mittelwerte der Strömungsgrößen dargestellt werden. Das geschieht durch die Zerlegung der hydrodynamischen Feldgrößen in die Fluktuationen und Mittelwerte [80, 82].

$$\psi = \bar{\psi} + \psi' \quad (4-41)$$

Diese Bedingung wird in die vereinfachten **Grundgleichungen (4-15)**, **(4-16)** und **(4-17)** eingesetzt und die Grundgleichungen gemittelt. Diese Mittelung wird „Favre-Mittelung“ genannt. Dabei entstehen die in **Tabelle 2** aufgeführten Mittelwerte.

Tabelle 2: Favre-Mittelung bei der RANS Simulation

Einfache zeitliche Mittelung	Massengewichtete zeitliche Mittelung
$\rho = \bar{\rho} + \rho'$	$u_i = \tilde{u}_i + u_i''$
$p = \bar{p} + p'$	$T = \tilde{T} + T''$
$\sigma_{ij} = \bar{\sigma}_{ij} + \sigma'_{ij}$	$E = \tilde{E} + E''$
$q_i = \bar{q}_i + q'_i$	$H = \tilde{H} + H''$

Durch die massengewichtete zeitliche Mittelung werden Dichteschwankungen eliminiert. Daraus ergeben sich die Gleichungssysteme für die gemittelte Kontinuitätsgleichung, die gemittelte Impulsgleichung sowie die gemittelte Energiegleichung. [80, 82]

Gemittelte Kontinuitätsgleichung

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \tilde{u}_j) = 0 \quad (4-42)$$

Gemittelte Impulsgleichung

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \tilde{u}_j) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \tilde{u}_i \tilde{u}_j) = -\frac{\partial \dot{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \frac{\partial \dot{\sigma}_{ij}}{\partial x_j} \quad (4-43)$$

Gemittelte Energiegleichung

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \tilde{E}) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \tilde{H} \tilde{u}_j) = \frac{\partial}{\partial x_j}(\dot{\sigma}_{ij} \tilde{u}_i + \sigma'_{ij} u'_i) \mp \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\dot{q}_j + c_p \rho u'_j T'' - \tilde{u}_i \tau_{ij} + \frac{1}{2} \rho u'_i u'_i u'_j \right) \quad (4-44)$$

mit
$$\tilde{H} = \tilde{E} + \frac{\dot{p}}{\rho}, \quad \dot{q}_j = \frac{c_p \tilde{\mu}}{P_r} \frac{\partial \tilde{T}}{\partial x_j} \wedge \sigma_{ij} = 2 \tilde{\mu} \left(\tilde{S}_{ij} - \frac{1}{3} \frac{\partial \tilde{u}_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right)$$

Wirbelviskosität

Wirbelviskositätsmodelle sind Turbulenzmodelle, die einen empirischen Ansatz zur Lösung des Schließungsproblems verfolgen. Diese teilen sich in Null-Gleichungsmodelle, Ein-Gleichungsmodelle und Zwei-Gleichungsmodelle auf. Theoretisch sind auch Mehr-Gleichungsmodelle möglich, diese haben jedoch keine praxisbezogene Relevanz, in der Regel kommen Zwei-Gleichungsmodelle zur Anwendung [70, 71, 81, 83].

Null-Gleichungsmodell

Bei dem Null-Gleichungsmodell wird zur Beschreibung der Wirbelviskosität keine weitere Differentialgleichung hinzugezogen. Die Bestimmung der Wirbelviskosität erfolgt durch:

$$\mu_t = \rho l_m^2 \left| \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right| \quad (4-45)$$

Wobei l_m^2 den Mischungsweg und $\frac{\partial u_i}{\partial x_j}$ den Geschwindigkeitsgradienten beschreibt. Real treten für unterschiedliche Strömungsfälle unterschiedliche Mischungswegen auf. Folgend ist für jedes Problem eine Fallunterscheidung durchzuführen, weshalb dieser Ansatz nicht allgemeingültig angewendet werden kann. [71, 83, 84]

Ein-Gleichungsmodell

Zur Bestimmung der dynamischen turbulenten Viskosität μ_t setzt das Ein-Gleichungsmodell die dynamischen turbulenten Viskosität μ_t in Abhängigkeit zur kinetische Energie der Strömung.

$$\mu_t = \rho c'_\mu \sqrt{k} L \quad (4-46)$$

Dabei ist c'_μ ein einheitsloser Korrekturfaktor, L eine charakteristische Länge, die den Turbulenzgrad darstellt und k die turbulente kinetische Energie, welche die kinetische Energie der Strömung ausdrückt. Die kinetische Energie der Strömung berechnet sich nach:

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \rho (P_k - \varepsilon), \quad (4-47)$$

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

wobei **Gleichung (4 -47)** wie folgt zusammensetzt: der advective Term $\rho u_j \frac{\partial k}{\partial x_j}$ beschreibt den Transport der kinetischen Energie, ein Diffusion beschreibender Term $\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right)$, der den ausgleichenden Transport energiereicher Strömung in energiearme Gebiete darstellt, einen Produktionsterm ρP_k , der die Entstehung turbulenter kinetischer Energie beschreibt und einem Disipationsterm $-\rho \varepsilon$, der die Umwandlung der kinetischen Energie in Wärme beschreibt [71, 75, 83]. Die Gleichung für die Dissipation geht bei diesem Modell aus einer Dimensionsanalyse hervor und wird wie folgt ermittelt

$$\varepsilon = c_D \frac{\sqrt[2]{k^3}}{L} \quad (4-48)$$

Die Entstehung der kinetischen Energie geht aus dem Produkt der dynamischen turbulenten Viskosität μ_t und den Geschwindigkeitsgradienten hervor.

$$P_k = \mu_t \left(\frac{\partial \dot{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \dot{u}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \dot{u}_i}{\partial x_j} \quad (4-49)$$

Die Gleichung zur Berechnung der charakteristischen Länge L ergibt sich wie folgt:

$$L = l_m \sqrt[4]{\frac{c_D}{c_\mu^2}} \quad (4-50)$$

Die Abhängigkeit der charakteristische Länge L vom Mischungsweg l_m geht aus **Gleichung (4 -50)** hervor. Analog zu dem Null-Gleichungsmodell muss für verschiedene Strömungszustände eine Fallunterscheidung durchgeführt werden [83]. Eine Allgemeingültigkeit ist daher nicht gegeben. [70, 71, 84]

Zwei-Gleichungsmodell

Das am weitesten verbreitete Zwei-Gleichungsmodell ist das k-ε-Modell. Charakteristisch gegenüber anderen Turbulenzmodellen ist der geringe Rechenaufwand in Verbindung mit einer hohen numerischen Stabilität. Es eignet sich besonders für Betrachtungen wandferner Strömungen, liefert dennoch hinreichende Ergebnisse in wandnahen Bereichen [83, 85]. Das k-ε-Modell nutzt zwei Differentialgleichungen zur Lösung des Schließungsproblems. Zum einem wird die Gleichung zur Beschreibung der turbulent kinetischen Energie eingesetzt, **Gleichung (4 -47)**, und zum anderem wird eine Differentialgleichung zur Beschreibung der Dissipationsrate ε herangezogen.

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \rho \frac{\varepsilon}{k} (C_{1\varepsilon} P_k - C_{2\varepsilon} \varepsilon) \quad (4-51)$$

Analog zu **Gleichung (4-47)** setzt sich die **Gleichung (4-51)** wie folgt zusammen: einen advektiven Term $u_j \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j}$, einen diffusiven Term $\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right)$ sowie einen Entstehungs- und einen Vernichtungsterm $\frac{\epsilon}{k} (C_1 P_k - C_2 \epsilon)$. Die Faktoren $C_{1\epsilon}$, $C_{2\epsilon}$ und σ_ϵ sind empirisch ermittelte Modellkonstanten [83].

Durch diese Darstellung kann eine Gleichung für die turbulente Viskosität unabhängig von einem Mischungsweg l_m für einen allgemeingültigen Ansatz für Strömungen beschrieben werden.

$$\mu_t = \rho c_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (4-52)$$

Der Gültigkeitsbereich des k-ε-Modells beschränkt sich auf vollausgeprägte turbulente Strömungen, wodurch viskose Effekte nicht dargestellt werden können. Das führt zu ungenauen Darstellung der Strömungen in wandnahen Bereichen [78]. Wilcox [86] entwickelte das k-ε-Modell weiter, sodass eine wandnahe laminare Strömung abgebildet werden kann. Neben der Differentialgleichung für die turbulente kinetische Energie k wird bei diesem Ansatz eine weitere Transportgleichung für die charakteristische Frequenz ω gelöst. Die Transportgleichungen für die turbulente kinetische Energie k und charakteristische Frequenz ω nach [86] lauten wie folgt:

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial \rho k u_j}{\partial x_j} = P_k - \beta' \rho k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) \quad (4-53)$$

$$\frac{\partial \rho \omega}{\partial t} + u_j \frac{\partial \rho \omega}{\partial x_j} = a \frac{\omega}{k} P_k - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) \quad (4-54)$$

Die Bestimmung der turbulenten Viskosität μ_t erfolgt bei dem k-ω-Modell durch:

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad (4-55)$$

Das k-ω-Modell bildet die wandnahen Bereichen gut ab, wohingegen ein Defizit bei den vollausgeprägten turbulenten Strömungen gegenüber dem k-ε-Modell vorhanden ist. Menter et. al. [87] entwickelten das k-ω-SST-Modell. Dafür wurden aufgrund der Fähigkeit die laminare Strömung in wandnahen Bereichen abzubilden das k-ω-Modell und zur Modellierung der vollturbulenten Kernströmung das k-ε-Modell angewendet. Die Differenzierung der Strömungsform und damit der Einsatz des eingesetzten Turbulenzmodells erfolgt durch eine Überblendfunktion F_1 .

$$F_1 = \tanh \left\{ \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y'}, \frac{500 \nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4 \rho \sigma_{\omega 2}}{CD_{k\omega} y^2} \right] \right\}^4 \quad (4-56)$$

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

Ist $F_1=0$ wird das k- ε -Modell verwendet, bei $F_1=1$ das k- ω -SST-Modell. Dabei ist y der Abstand zur Wand und $CD_{k\omega}$ ergibt sich aus:

$$CD_{k\omega} = \max\left(2 \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-10}\right) \quad (4-57)$$

Für die Kopplung der Modelle wird ε in eine ω -Formulierung überführt:

$$\varepsilon = C_{\mu} k \omega \quad (4-58)$$

Daraus folgt die Transportgleichung für die turbulent kinetische Energie (TKE) sowie die Dissipationsrate:

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial \rho k u_j}{\partial x_j} = \tilde{P}_k - \beta' \rho k \omega + \frac{\partial}{\partial x_i} \left((\mu + \mu_t \sigma_k) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) \quad (4-59)$$

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial \rho \omega u_j}{\partial x_j} = \frac{\alpha}{v_t} \tilde{P}_k - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left((\mu + \mu_t \sigma_k) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + 2 \rho \sigma_{\omega 2} (1 - F_1) \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (4-60)$$

Die kinematische turbulente Viskosität v_t ergibt sich aus:

$$v_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, S F_2)} \quad (4-61)$$

Mit der absoluten Schergeschwindigkeit S und der zweiten Überblendungsfunktion F_2 :

$$S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \quad (4-62)$$

$$F_2 = \tan h \left\{ \left[\max \left(\frac{2 \sqrt{k}}{\beta' \omega y}, \frac{500 v}{y^2 \omega} \right) \right]^2 \right\} \quad (4-63)$$

Grenzschichtmodellierung

Die in wandnahen Bereichen auftretenden Strömungen weisen große Geschwindigkeitsgradienten auf. Dies wird durch die Haftbedingung an der Wand, den Übergang der Kernströmung mit hohen Reynolds-Zahlen, zu der Strömung in unmittelbarer Nähe der Wand mit kleinen Reynolds-Zahlen, verursacht. Gegenüber der Kernströmung kann in wandnahen Bereichen die Auswirkung der Reibung nicht vernachlässigt werden. Der Übergangsbereich von der Wand bis zur Kernströmung wird als Grenzschicht bezeichnet. Um Aussagen über die Strömung im wandnahen Bereich physikalisch richtig darzustellen, ist dieser Bereich von signifikanter Bedeutung [88]. Viele Turbulenzmodelle funktionieren nur unter Bedingung einer großen Reynolds-Zahl, sodass diese für wandnahe Bereiche keine Gültigkeit aufweisen. Das zuvor vorgestellte k- ω -Modell und folglich auch das k- ω -SST-Modell sowie das Ein-Gleichungsmodell nach [75] sind in der Lage die Grenzschicht richtig abzubilden, der k- ε -Ansatz hingegen nicht. Turbulenzmodelle, die nur bei hohen Reynolds-Zahlen gültig sind, müssen um eine Modellierung der Grenzschicht

erweitert werden, um diese richtig darstellen zu können. Dafür gibt es verschiedene Ansätze, die wichtigsten sind nach Kistner [78] die Wandfunktion, das Zweischichtmodell und der Niedrig-Reynolds-Ansatz.

Wandfunktion

Durch die Wandfunktion kann die Grenzschicht abgebildet werden, ohne den wandnahen Bereich extrem fein zu diskretisieren. Dieser Ansatz basiert auf der Annahme, dass innerhalb des Geschwindigkeitsprofils eine logarithmische Region existiert und gilt nur unter folgenden Voraussetzungen:

- stationäre Strömung innerhalb der Grenzschicht
- Geschwindigkeitsänderungen treten nur in Normalrichtung der Wand auf
- keine Wandkrümmungen
- keine Druckgradienten längs zur Wand

Unter diesen Voraussetzungen und Annahmen kann aus der gemittelten **Impulsgleichung (4-43)** das universelle logarithmische Wandgesetz gebildet werden. Dadurch ist es möglich, die wandnahen Bereiche für vollturbulente Strömungen darzustellen [73].

$$\frac{u}{u_\tau} = \frac{1}{\kappa} \ln \frac{y}{\delta} \quad (4-64)$$

Dabei ist u die mittlere Strömungsgeschwindigkeit parallel zur Wand, u_τ die Wandschubspannungsgeschwindigkeit, die sich aus der Wandschubspannung τ_w und der Dichte ρ zusammensetzt, sowie y dem dimensionslosen Wandabstand.

$$\frac{u}{\tau} = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (4-65)$$

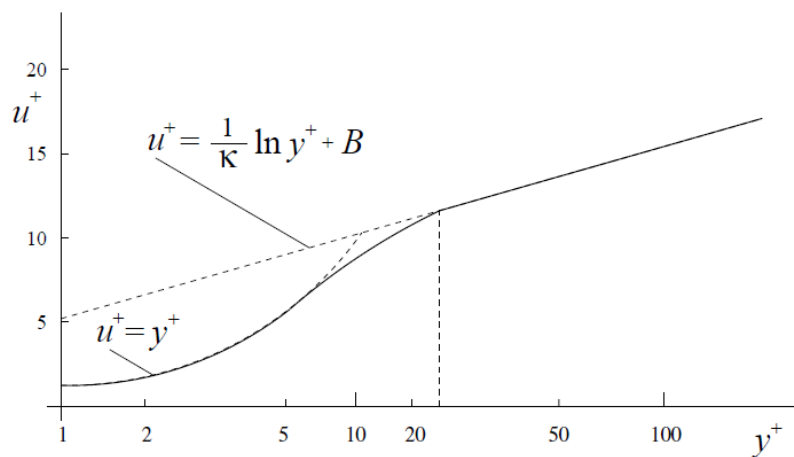
$$y = \frac{u_\tau}{\nu} \frac{y}{\delta} \quad (4-66)$$

Die Konstanten κ und B sind empirisch ermittelte Werte und zeigen gute Übereinstimmungen für den logarithmischen Bereich, wenn für $\kappa \approx 0,41$ und $B \approx 5$ angenommen wird [89, 90].

Das universelle logarithmische Wandgesetz unterteilt die Grenzschicht in 3 Bereiche, deren Übergänge fließend ineinander übergehen [78].

- Viskose Unterschicht (linearer Bereich): $0 < y^+ < 5$
- Übergangsbereich: $5 < y^+ < 30$
- Logarithmischer Bereich: $y^+ > 30$

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN



Bildquelle: [70, 88]

Abbildung 4-28: Bereiche des universellen logarithmischen Wandgesetzes

Aus **Abbildung 4-28** geht hervor, dass der lineare Bereich die dimensionslose Geschwindigkeit u^+ dem dimensionslosen Wandabstand y^+ entspricht.

$$u^+ = y^+ \quad (4-67)$$

Im logarithmischen Bereich gilt **Gleichung (4-64)** mit den oben genannten Modellkonstanten für κ und B . Für den Übergangsbereich gibt es analytische Ansätze, die eine Art Interpolationsverfahren zwischen dem logarithmischen und linearen Bereich beschreiben sowie direkte bzw. ganzheitliche Beschreibungsweisen der Grenzschicht, ohne diese zu unterteilen [72].

4.2 Motorprüfstand und Versuchsprogramm

Die 3D-CFD Simulationen sollen einen Einblick in die Gemischbildungscharakteristik geben und zeigen, welche potentiellen Auswirkungen im Motorbetrieb zu erwarten sind. Die realen Abweichungen der Serienbauteile sind teilweise sehr gering und messtechnisch im Motorbetrieb schwer identifizierbar, weshalb die zu untersuchenden Bauteilmuster weit über den derzeit geltenden

Toleranzgrenzen hinaus gefertigt wurden. Um die Auswirkung der Merkmale zu überprüfen, wurde der Versuchsträger am Motorenprüfstand aufgebaut und die gefertigten Zylinderköpfe untersucht. Hierbei wurden die Bauteilmuster an einem Aggregat vermessen, sodass der Grundaufbau für alle Messungen die gleichen Randbedingungen aufweisen (identischer Grundmotor, dieselbe Kurbelwelle, dieselben Pleuel, Kolben etc.).

Die Messungen der Motorkonfigurationen werden bei gleichen Prüfbedingungen durchgeführt. Die Umgebung wird weitestgehend gleich konditioniert und das Messprogramm ist bei allen Versuchen gleich. Hierbei wird ein Prüfplan eingesetzt, der eine allgemeine Betrachtung des

Motorbetriebes als auch Anomalien betrachtet, die auf das variable Brennraumvolumen der verschiedenen Zylinderköpfe zurückzuführen sind. Es wird das stationäre Verhalten des Motors im gesamten Kennfeld überprüft. Dabei werden keine Steuergeräteeingriffe vorgenommen, sodass die allgemeine Betriebsfähigkeit betrachtet werden kann. Weiter werden Auswirkungen der Volumenvariabilität des Brennraumes auf die Klopfempfindlichkeit, die Restgasverträglichkeit und die Partikelemissionen untersucht.

4.2.1 Versuchsträger und Motorprüfstand

Der Versuchsträger gehört zur Baureihe EA888 Gen.3 B des Volkswagen Konzerns. Der Motor ist ein aufgeladener Ottomotor mit einem dualen Einspritzsystem. Das Einspritzsystem besteht aus einem Niederdrucksystem mit einem Systemdruck von 6 bar für das MPI-Verfahren⁴ und einem Hochdrucksystem mit einem maximalem Systemdruck von 250 bar für das DI-Verfahren. Der Einsatz der Saugrohreinspritzung (MPI-Verfahren) wird in der unteren Teillast (TL) und im Leerlauf eingesetzt. Im restlichen Kennfeldbereich kommt das DI-Verfahren mit bis zu drei Einspritzereignissen zur Anwendung. Charakteristisch für die Teillast (TL) ist der Einsatz von Miller-Steuerzeiten (FES). Das Vollastverhalten wird mit einem konventionellen Ventilhub (mit großem Öffnungsquerschnitt sowie 30 °KW längerer Öffnungslänge gegenüber FES [15]) dargestellt. Zur Reduzierung der Abgastemperatur und Erweiterung der Vollast ist im Zylinderkopf ein wassergekühlter Abgaskrümm器 integriert. Dies ermöglicht eine Reduzierung der VL-Anfettung bei hohen Drehzahlen und Lasten sowie eine thermische Entlastung des Abgasturboladers (ATL). Die technischen Daten des Versuchsträgers sind in **Tabelle 3** zusammengefasst.

Tabelle 3: Datenblatt Versuchsträger EA 888 Gen. 3B [37]

Merkmale	Technische Daten
Baureihe	EA 888 Gen. 3B
Bauart	4-Zylinder-Reihenmotor
Hubraum in cm ³	1984
Hub/Bohrung in mm	92,8/82,5
Zündfolge	1-3-4-2
Anzahl Ventile Ein-/Auslass	2/2
Verdichtungsverhältnis	11,65:1
Maximale Leistung in kW bei min ⁻¹	140 bei 4200-6000
Maximales Drehmoment in Nm bei min ⁻¹	320 bei 1450-4200

Um die Anzahl der Austauscherteile bei den verschiedenen Versuchsteilen auf ein Minimum zu reduzieren, wird die Versuchsdurchführung aller Bauteile auf demselben Versuchsträger durchge-

⁴ MPI-Multi Point Injection ist die Bezeichnung für die zylinderindividuelle Saugrohreinspritzung, wie es aus [91] zu entnehmen ist.

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

führt. Zur Identifizierung gleicher Betriebspunkte bei gleichen Randbedingungen und der Beschreibung des thermischen Systemzustandes wird der Motor mit zusätzlicher Messtechnik ausgestattet. Somit können die Randbedingungen des Versuchszustandes hinreichend überwacht und die Vergleichbarkeit der Betriebspunkte sichergestellt werden. Der Motor verfügt über Messstellen, die dem Serienzustand entsprechen. Diese Messstellen können mit der Steuergeräteschnittstelle überwacht und ausgewertet werden. Für eine Gesamtüberwachung des Motorbetriebes sind zusätzlich Messstellen verbaut worden. Einen Überblick der Messstellen gibt der Messstellenplan in **Abbildung 4-29**.

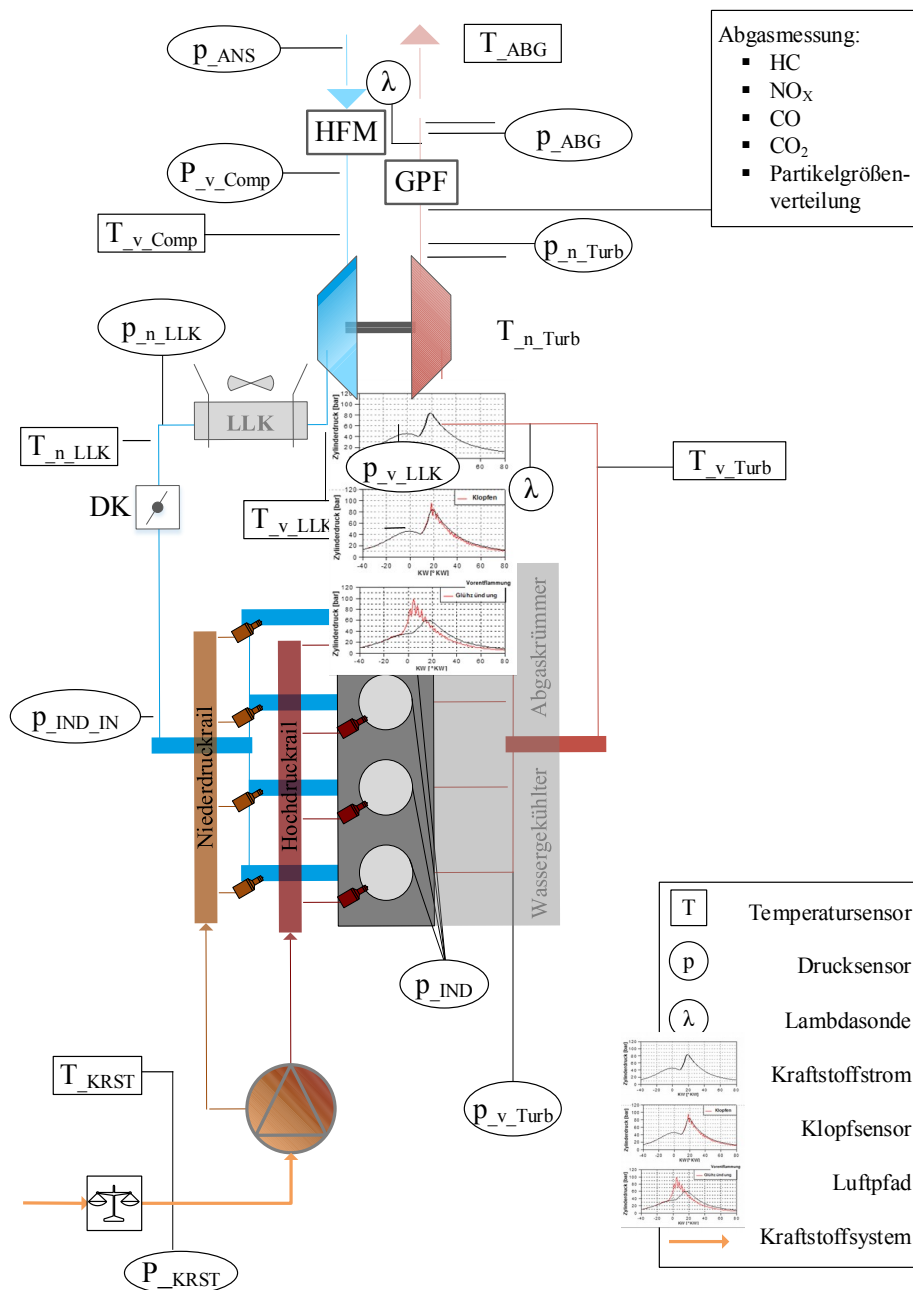


Abbildung 4-29: Messstellenplan des Versuchsträgers am Motorprüfstand

Alle Zylinderköpfe verfügen über Bohrungen zur Zylinderdruck- und Abgasdruckindizierung. Die Messung des Brennraumdrucks sowie der Abgasdruckindizierung erfolgt mit wassergekühlten piezoresistiven Drucksensoren. Die Sensoren zur Zylinderdruckindizierung verfügen über einen Messbereich von 0...250 bar, wobei der befeuerte Betrieb eine Sensorkühlung erfordert. Der Sensor für die Abgasdruckindizierung verfügt über einen Messbereich von 0...10 bar bei Temperaturen bis 1093 °C im wassergekühltem Betrieb. Aufgrund der hochdynamischen Eigenschaften werden die Sensoren mit einer Frequenz von 40 kHz abgetastet. Die weiteren Druckmessstellen wurden mit piezoresistiven Druckaufnehmern ausgestattet, die an die jeweiligen Messbereiche angepasst sind und mit einer maximalen Abtastrate von 0,4 kHz gemessen werden. Die Temperaturmessstellen im Bereich der Ansaugseite werden mit Pt100 Temperatursensoren bestückt. Der Messbereich der Sensoren liegt bei -40 bis 375°C. Die maximale Grenzabweichung bei 200°C liegt bei $\pm 0,55$ K. Die Temperaturen auf der Abgasseite werden mit Thermoelementen gemessen. Deren Messbereich liegt bei 0 bis 1100 C und die Messgenauigkeit liegt bei $\pm 1,5$ K. Der Heißfilm-Luftmassenmesser (HFM) und die λ -Sonde vor der Abgasturbine sowie hinter dem Otto Partikelfilter (GPF) sind motorinterne Messstellen, die mit ausgewertet werden. Der Kraftstoff wird prüfstandseitig konditioniert und der Kraftstoffmassenstrom mit einem Coriolis Durchflussmesser erfasst.

4.2.2 Versuchsumgebung und Versuchsprogramm

Die Versuchsmuster werden bei gleichen Versuchsbedingungen geprüft. Der Motorprüfstand wird während des Betriebes mit Verbrennungszuluft bei einer konditionierten Temperatur von 20°C gespeist. Der Ladeluftkühler (LLK) wird mit dem Prüfstandkühlsystem verbunden und ein Regler zur Konditionierung der Ladeluft nach dem LLK implementiert. Die Ladeluftkonditionierung

erfolgt auf eine Temperatur von 30°C. Das Kühlwasser des Motors wird mit einer Temperatur von 60°C unabhängig vom Betriebspunkt dem Motor zugeführt. Das motorinterne Thermomanagement bleibt während des Prüfbetriebs aktiv und arbeitet unbeeinflusst.

Stationäre Kennfeldmessung

Für die Gegenüberstellung der Motorcharakteristik im Betriebsfeld des Motors erfolgt eine Kennfeldmessung. Hierbei wird der Motor ohne Steuergeräteeingriff betrieben. Durch einen freien Betrieb greift das Steuergerät ein, sobald starke Klopfphänomene im LET oder im Bereich hoher Drehzahl und Last auftreten. Hierbei sind geringere Lasten in der VL, höhere Kraftstoffverbräuche durch Kraftstoffanfettung, höhere Verbräuche durch eine Spätverstellung des Zündzeitpunktes

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

oder auch eine Kombination aus verschiedenen Verstellparametern zu erwarten. Diese Eingriffe können wiederum eine zusätzliche Manipulation der Ladedruckregelung durch das Wastegate des Abgasturboladers (ATL) zur Folge haben und letztendlich auf die Abgasemissionen wirken.

Die Messpunkte des Motorkennfeldes zeigt **Abbildung 4-30**. Im Drehzahlbereich von 1000 bis 2000 min^{-1} liegt das Drehzahlinkrement 250 min^{-1} . Besonders der LET-Bereich⁵ ist bei der Motorentwicklung ein relevanter Bereich, da hier ein hohes Potenzial an Verbrennungsanomalien insbesondere Klopfen besteht. Daher kann von Abweichungen des Motorbetriebes bei abweichenden Brennraumausprägungen ausgegangen werden. Ab 2000 min^{-1} wird das Drehzahlinkrement auf 500 min^{-1} erhöht. Die maximale Motordrehzahl liegt bei 6000 min^{-1} . Die Lastpunkte werden im Bereich bis 3500 min^{-1} beginnend bei 30 Nm um 30 Nm bis zur VL erhöht. Ab 4000 min^{-1} werden die Lastpunkte reduziert, einerseits durch eine Anhebung der Mindestlast auf 50 Nm mit einer Lasterhöhung von 50 Nm und andererseits durch eine Anhebung der Mindestlast bei den Drehzahlen 4500, 5500 und 6000 min^{-1} auf 150 bzw. 100 Nm. Dies Reduzierung der Messpunkte in diesen Bereichen liegt an der Relevanz des Betriebsbereiches im Motorkennfeld. Da hier keine Verbrennungsanomalien oder andere betriebsbeeinflussende Phänomene zu erwarten sind, wird auf ein engeres Kennfeldraaster in diesem Betriebsbereich verzichtet.

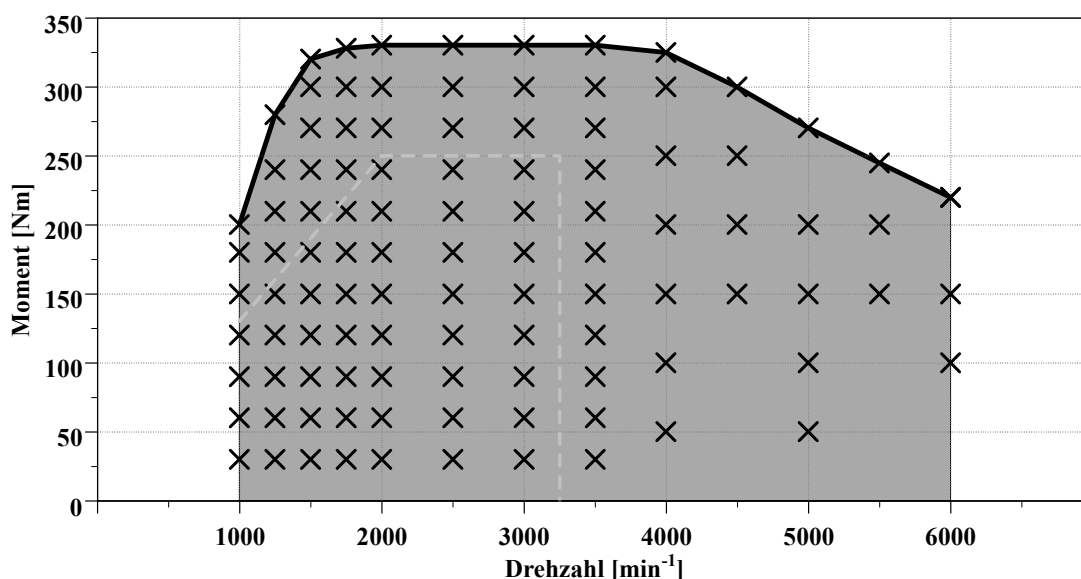


Abbildung 4-30: Messpunkte der Kennfeldmessung

Ermittlung der Klopfgrenze

Die Gegenüberstellung von Zündzeitpunkt (ZZP) und Wirkungsgrad beziehungsweise dem spezifischen Kraftstoffverbrauch dient dem Vergleich der Wirkungsgradänderung gegenüber einem betrieboptimalen ZZP. Der Zusammenhang zwischen Zündzeitpunkt und Wirkungsgrad weist in der Regel einen quadratischen Zusammenhang auf. Charakteristisch ist das verbrauchsoptimale Minimum des Kurvenverlaufes oder das Auftreten der Klopfgrenze, die einen verbrauchsgünstigeren Betrieb verhindert. Die Ladungsbewegung des Versuchsträgers wurde hinsichtlich einer

⁵ LET (engl. Low End Torque) – Kennzeichnet den Motorbetrieb in Bereichen niedriger Drehzahlen und hoher spezifischer Last

hohen Brenngeschwindigkeit und einer damit einhergehenden reduzierten Klopfneigung ausgesetzt. Dies führt zu einem hohen Drehmoment im Bereich des LET. Durch verschiedene Brennraumvolumina ist daher auch eine Variabilität der Klopfneigung zu erwarten, bspw. ist die Klopfempfindlichkeit durch die Verdichtungsendtemperatur beeinflussbar, die wiederum vom Verdichtungsverhältnis abhängig ist.

Tabelle 4: Betriebspunkte zur Bestimmung der Klopfgrenze

Drehzahl n	Last p_{me} [bar]
2000	10
	14
	19
4000	10
	14
	17

Die Betriebspunkte zur Bestimmung der Klopfgrenze sind in **Tabelle 4** zusammengefasst. Bei den Drehzahlen 2000 und 4000 min^{-1} wurden jeweils zwei Lastpunkte im mittleren Lastbereich und ein Lastpunkt im Bereich der Volllast gewählt. Die Hochlast-Messpunkte (2000 min^{-1} bei 19 bar p_{me} und 4000 min^{-1} bei 7 bar p_{me}) stellen Volllastpunkte dar, wenngleich ein 100% Lastzustand nicht erreicht ist. Um die Vergleichbarkeit der Versuchsmuster zu gewährleisten, wurde ein Offset zum realen Volllastbetrieb gewählt, da im Vorfeld der reale Einfluss der Brennraumabweichung außerhalb des geforderten Toleranzfeldes nicht abschätzbar ist.

An den Messpunkten wird nach Erreichen eines stabilen Betriebs der Zündzeitpunkt soweit Richtung "früh" verstellt, bis entweder Motorklopfen auftritt oder die Verbrennungsschwerpunktage vor OT liegt. Anschließend wird der Zündzeitpunkt in Schritten zu je 1,5 °KW in Richtung "spät" verstellt.

Restgasverträglichkeit

Die Restgasmasse im Brennraum ist ein inerte Anteil der Brennraumfüllung und reduziert die an der Verbrennung teilnehmende Gasmasse im Zylinder. Mittels variablen Ventilsteuerzeiten kann die innere Abgasrückführung (AGR) beeinflusst und somit Einfluss auf die NO_x -Emissionen und den Kraftstoffverbrauch genommen werden [45]. Insbesondere zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs wird bei Ottomotoren eine AGR eingesetzt. Durch diese Ladungsverdünnung kann die Drosselklappe weiter geöffnet werden. Diese Entdrosselung führt zu geringeren Ladungswechsel- und Strömungsverlusten, die wiederum einen höheren Wirkungsgrad bewirken. Der Restgasanteil kann jedoch nicht beliebig weit erhöht werden. Bei zu starker Ladungsverdünnung können Zündaussetzer auftreten. Zudem treten Schwankungen der Zündverzugszeit und der Brenndauer auf. Dadurch unterscheiden sich die Druckverläufe aufeinanderfolgender Zyklen stark, der Motor läuft ungleichmäßig und unruhig. [92]

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

Die Analyse der Restgasverträglichkeit soll den Einfluss verschiedener Brennraumausprägungen betrachten. Die Einström- und Gemischbildungsbedingungen sind sehr sensitiv bezüglich der Ventilsteuerzeiten und veränderlichen Brennraumkonfigurationen. In der Folge würde der Motor auf eine kleine Änderung der Brennraumgeometrie mit instabiler Ladungsbewegung und stark schwankenden Zylinderdruckverläufen reagieren.

Zur Betrachtung der Restgasverträglichkeit werden die Messpunkte gemäß **Tabelle 5** gemessen. Für die Einlassventile ist der Öffnungszeitpunkt (EVö) relevant und für die Auslassventile der Schließzeitpunkt (AVs). Liegt EVö vor AVs entsteht eine Ventilüberschneidung (VÜ), bei der beide Ventile gleichzeitig geöffnet sind.

Bei der Untersuchung werden ausgehend von den applizierten Ventilsteuerzeiten drei Versuchsreihen durchgeführt. In der ersten Reihe wird EVö verstellt, während AVs konstant bleibt. In der zweiten Reihe bleibt EVö konstant und AVs wird verstellt. In der dritten Reihe werden EVö und AVs gleichartig verstellt, wobei VÜ konstant bleibt. Daraus ergeben sich die in Tabelle 5 aufgeführten Kombinationen.

Tabelle 5: Relative Ventilsteuerzeiten zur Untersuchung der Restgasverträglichkeit

Messreihe	AVs [°KW]	EVö [°KW]	VÜ [°KW]
1	-15 (konstant)	-29, -22, -15, -8, -1	14, 7, 0, -7, -14
2	-23, -15, -8, -1, +6	-29 (konstant)	6, 14, 21, 28, 35
3	-18, -10, -2, 6	-32, -29, -24, -16, -8	14 (konstant)

Die Untersuchung zur Restgasverträglichkeit findet im Referenzbetriebspunkt ($n=2000 \text{ min}^{-1}$ bei 2 bar p_{me}) statt, da dieser Betriebspunkt als Vergleichspunkt verschiedener Motoren gilt [15].

Partikelmessung

Die zunehmenden Partikelemissionen bei Ottomotoren sind auf die Kraftstoffdirekteinspritzung zurückzuführen. Aufgrund der unzureichenden Homogenisierung des Kraftstoff-Luftgemisches können sauerstoffarme Bereiche entstehen, welche die Partikelentstehung begünstigen. Die Zertifizierung von Motoren basiert auf Fahrzyklen, bei denen unter anderem die Partikelemissionen maßgeblich sind. Aus diesem Grund wurden Messpunkte abgeleitet, die sich am relevanten Fahrzyklus orientieren. Der „Real Driving Emission“ (RDE)-Zyklus beinhaltet gegenüber den bisher relevanten Fahrzyklen, wie dem WLTP, NEFZ etc., eine stochastische Betriebspunktauswahl und wird zeitlich unvorhersehbar gestaltet. Daher wurde aus einer Vielzahl von RDE-Versuchsfahrten⁶ verschiedener Motorenklassen ein Kennfeld abgeleitet, das die zeitliche Häufigkeit der angefahrenen Betriebspunkte im Motorkennfeld wiedergibt (siehe **Abbildung 4 -31**). Daraus wurden 6 Messpunkte abgeleitet, die eine Analyse der Last- sowie Drehzahlabhängigkeit ermöglichen.

⁶ Die Anzahl der Versuchsfahrten zur Ableitung des Kennfeldes in **Abbildung 4 -31** liegt bei ca. 300 Versuchsfahrten angrenzender Leistungsklassen.

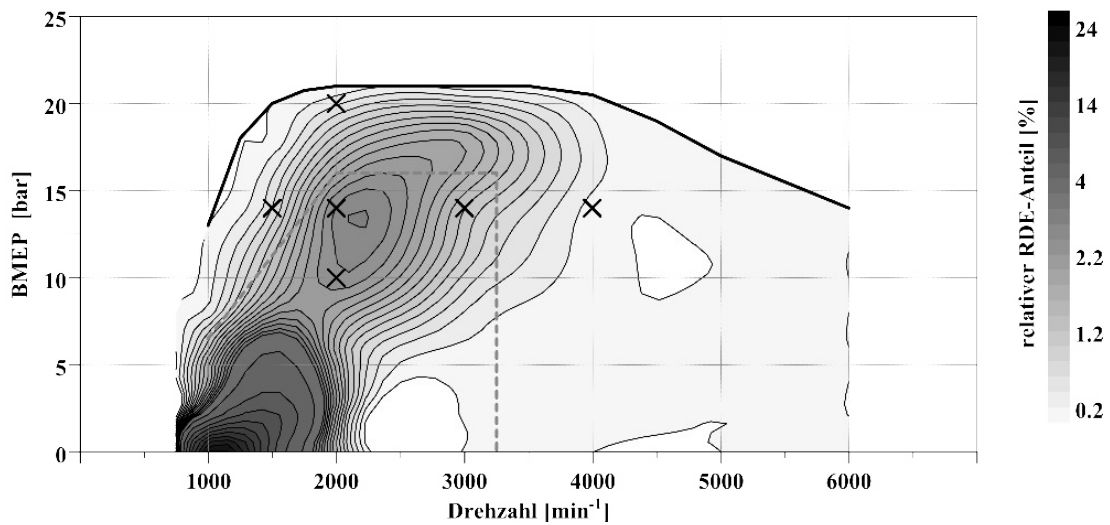


Abbildung 4-31: Zeitlicher Anteil von RDE-Fahrzyklen und Ableitung von repräsentativen Partikelmesspunkten

Analysiert wird hierbei die Partikelgrößenverteilung von 6 bis 260 nm. Die Betriebspunkte werden nach Einstellung eines stabilen Betriebszustands dreimal gemessen, wobei eine Messung der Größenverteilung 120 Sekunden dauert. Falls sich die Partikelgrößenverteilung oder die Partikelmenge stark unterscheiden, werden die drei Messungen erneut durchgeführt. Die Ergebnisse der drei Messungen werden anschließend gemittelt und als eine einzige Verteilungskurve pro Betriebspunkt weiterverarbeitet.

5 Untersuchung der Brennraumgeometrie

Die Serienfertigung des Referenz-Zylinderkopfes erfolgt auf automatisierten Mehrstationen-Anlagen mit automatischer Kernzuführung. Die statistische Auswertung von Langzeitmessungen an Serienbauteilen zeigt eine geringe Wahrscheinlichkeit für das Auftreten der definierten Merkmalkombinationen an einem einzelnen Bauteil. Aufgrund von individuellen Manipulationen wurde für die Durchführung der Gießversuche eine Gießstation mit manuellem Kerneinlagen und ohne Zwangsverkettung der einzelnen Stationen auf die Erfordernisse des Referenzzyylinderkopfes adaptiert. Für eine maximale Präzision bei der Umsetzung der definierten Merkmalkombinationen wurde eine mechanische Brennraumbearbeitung durchgeführt. Im Vergleich zu den Serien-Zylinderköpfen wurden alle Versuchsteile mit definiertem Materialoffset im Brennraumbereich hergestellt, um mittels mechanischer Bearbeitung eine isolierte Merkmalausprägung zu ermöglichen. Zur Erfassung des Istzustandes der Versuchsbauteile wurden die gefertigten Zylinderköpfe mittels schnellem CT bzw. Inline-CT Daten analysiert. Als Vergleichsmessung ist das Brennraumvolumen manuell erfasst worden, wobei die manuelle Volumenbestimmung erst nach der Komponentenmontage möglich war.

Die Ergebnisse werden im folgendem Abschnitt zusammengefasst und analysiert. Hierfür wird kurz auf die Methoden der Volumenermittlung mittels CT-Daten und durch manuelle Volumenerfassung eingegangen. Die Ergebnisse der Brennraumvolumen werden gezeigt und miteinander verglichen. Aufgrund der unterschiedlichen Fertigungszustände ergeben sich Differenzen zwischen den betrachteten Methoden. Diese können nicht mit einer konstanten Offset Korrektur behoben werden, da die spanende Bearbeitung sowie Unsicherheiten der CT basierten Analyse zu Abweichungen führen. Daher wird ein referenzbezogener Differenzvergleich herangezogen, sodass eine grundsätzliche Prüfbarkeit durch die CT-Analyse gezeigt werden kann.

Um die Eigenschaften der Versuchsbauteile zu analysieren, wurden Grenzmuster, also Brennräume mit stark abweichendem Volumen zum Sollvolumen, am stationären Strömungsprüfstand untersucht. Es konnte gezeigt werden, welche Wirkung die merkmalsindividuelle Ausprägung auf den stationären Strömungszustand im Brennraum hat.

5.1 Untersuchung der Versuchsmuster und Erfassung der Brennraumvolumina

Die in Kapitel 3.3 diskutierten Bauteilmerkmale wurden durch eine separate Bauteilcharge mit definiertem Materialoffset im Brennraumbereich gegenüber der Serien-Zylinderköpfen gefertigt. Die Form der Brennräume wurde mit einer 5-Achs-Bearbeitungszentrum hergestellt. Die dabei abgeleitete Ausprägung der Bauteilmerkmale sind mehrstufig vorgenommen worden. Für das Merkmal der ZAV wurden Bauteile hergestellt, deren Brennraumhöhe an der Toleranzgrenze sowie außerhalb der Toleranzgrenze liegen. Für das Merkmal BR-Vol wurden Brennräume abgeleitet, deren Brennraumhöhe außerhalb der Toleranzgrenzen liegen. In **Tabelle A 1** (siehe Anhang A-2.) ist die gefertigte Versuchsmatrix aufgeführt. Es wurden Bauteile hergestellt, die eine reine Ausprägung, d.h. über alle 4 Brennräume konstante Abweichungen aufweisen. Weiter wurde zwischen den Brennräumen verschiedene Merkmalausprägungen gefertigt, sodass gegebenenfalls verschiedene Brennraumleistungen auf das Betriebsverhalten des Motors betrachtet werden können.

In der Serienfertigung erfolgt die Ermittlung der Istzustände durch Erfassung der Brennraumlage an einem definierten Messpunkt. Dieses Verfahren ermöglicht keine Bewertung der Brennraumform. Die Lagebeziehung wird dennoch als Kriterium genutzt, um die Maßhaltigkeit des Brennraums entsprechend der gängigen Praxis zu identifizieren. Alle Bauteile, die nach derzeitigem Prüfstandard als IO-Teile bezeichnet werden, werden als Bauteile bewertet, deren Merkmalausprägung innerhalb des vorgegebenen Toleranzfeldes liegen. Die Maßhaltigkeit der Brennraumlage gilt bei einem Toleranzband von $\pm 150 \mu\text{m}$ als eingehalten. Auswirkungen auf das Brennraumvolumen des Rohbauteils sind in **Tabelle 6** entsprechend der Merkmalausprägungen gegenübergestellt.

Tabelle 6: Volumendifferenz durch merkmalsolierten Abweichungen

Bauteilabweichung	Differenzvolumen [cm^3]
ZAV +150 μm	0,21
ZAV -150 μm	-0,23
ZAV +300 μm	0,39
ZAV -300 μm	-0,43
BR-Vol +300 μm	0,39
BR-Vol -300 μm	-0,38

Die vorgestellten Volumendifferenzen in Tabelle 6 wurden virtuell ermittelt, indem die Brennraumkontur, ausgenommen die Ventilsitzringe, die Zündkerze und die modellierten Ein- und Auslassventile, der Abweichung entsprechend verschoben wurde. Aus diesen Volumenabweichungen werden Bereiche abgeleitet, die eine merkmalsorientierte Bewertung der Bauteile im

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

Vorfeld der Komponentenmontage ermöglichen. Die abgeleiteten Bereiche werden wie folgt definiert:

Tabelle 7: Definition der Bereiche zur Identifizierung der Maßhaltigkeit

Bauteilabweichung		Differenz gegenüber Referenzvolumen [cm ³]	Maßhaltigkeit
Positive Ausprägung	(Z+ & Form+)	0-0,25	gegeben
Negative Ausprägung	(Z- & Form-)	-0,25-0	gegeben
Positive Ausprägung	(Z++ & Form++)	> 0,25	nicht gegeben
Negative Ausprägung	(Z-- & Form--)	< -0,25	nicht gegeben

Als Referenzwert für das Brennraumvolumen wurde ein Mittelwert der Brennraumvolumina des Referenzzylinderkopfes (Bauteil 1) mit dem Volumen des virtuellen Brennraumvolumens aus den Konstruktionsdaten abgeglichen und als Referenzvolumen definiert. Die in den folgenden Abschnitten aufgeführten Daten bezüglich der Brennraumvolumen stellen die Differenz zum Referenzvolumen dar. Die sich aus der Versuchsübersicht (siehe Anhang A-2. Tabelle A 1) ergebene Sollmatrix der Versuchsbauteile ist in Anhang A-2. Tabelle A 2 dargestellt.

5.1.1 Bestimmung der Brennraumvolumen

Die Bauteilvolumina wurden mit zwei verschiedenartigen Messverfahren bestimmt. Als herkömmliche Methode wurden das Brennraumvolumen manuell bestimmt. Hierfür wurde das Bauteil auf einem Gestell positioniert und die Brennraumfläche mit einer ebenen Polymethylmethacrylat-Platte verschraubt. Die Ein- und Auslasskanäle wurden mit den Originalventilen verschlossen. Für die Injektor- und Zündkerzenbohrung sind Stopfen gefertigt und eingesetzt worden. Zur Bestimmung des Volumens wurde der Brennraum mittels Messpipette mit Wasser gefüllt. **Abbildung 5 -32** zeigt einen Überblick des Messaufbaus. Die Messungen wurden für jeden Brennraum wiederholt durchgeführt. Der Mittelwert der Messungen wurde als Istwert übernommen.

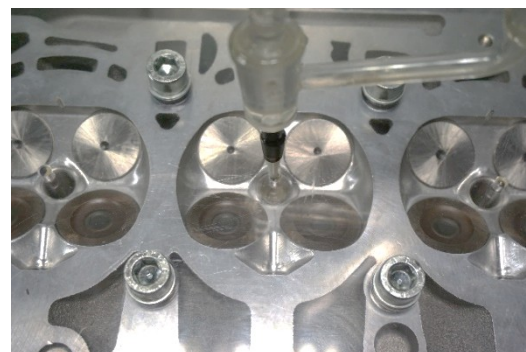
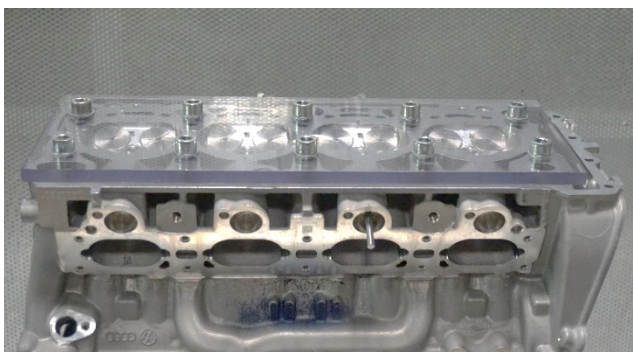


Abbildung 5-32: Auslitern der Brennraumvolumens

Als zweites Verfahren zur Erfassung des Brennraumvolumens wurden die Daten aus den CT-Scans analysiert. Für die Ermittlung des Brennraumvolumens müssen die Brennraumbooberflächen

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

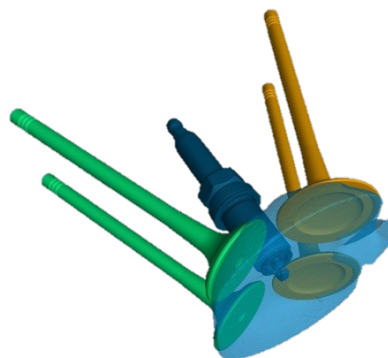
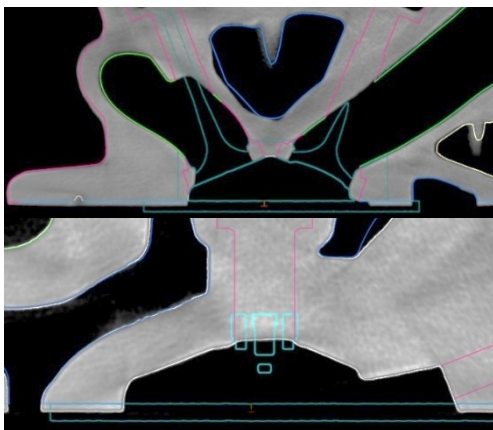
aus den Einzelschnitten integral zusammengeführt werden. Anschließend sind die begrenzenden Elemente (Zündkerze, Ventile, Ventilsitzringe und Injektor) respektive deren angrenzenden Oberflächen in den virtuellen Brennraum zu implementieren und die zum Kolben ausgerichtete Seite zu begrenzen. **Abbildung 5 -33** zeigt die modellierte Brennraumoberfläche aus den CT-Scan Daten eines Versuchsbauteils.



Bildquelle:
Microvista GmbH

Abbildung 5-33:CT-Scan modellierte Brennrumfläche

Das Bauteil befindet sich nach der Rohteilfertigung in einem Rohzustand, d.h. die Brennraumkontur steht aufgrund der spanenden Bearbeitung der nachfolgenden Prozessschritte nicht endgültig fest. Daher werden die Geometrien aus den Konstruktionsdaten als Abgleich genutzt. Die angrenzenden Bauteile werden mit einem CAD-Referenzzustand verglichen und bei jedem Brennraum gleichermaßen implementiert. **Abbildung 5 -34** zeigt am Beispiel der Zündkerze und der Ventile einen CAD-Messungsabgleich am CT-Schnitt. Mit der Integration aller Brennraumschnitte kann das Brennraumvolumen, wie in **Abbildung 5 -34** rechts zu sehen, abgeleitet werden.



Bildquelle:
Microvista GmbH

Abbildung 5-34:Abgleich der CT-Schnitte mit CAD Daten (l.) und Ableitung des Brennraumes (r.)

Tabelle 8 zeigt den Vergleich der ermittelten Brennraumvolumina für die Bauteile 1 bis 6. Der Vergleich der Brennraumvolumen zwischen manueller Messung und CT-Auswertung zeigt einen systematischen Offset.

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

Die manuelle Volumenbestimmung ist im Anschluss an die Weiterverarbeitung durchgeführt worden. Das heißt, der Zylinderkopf durchlief bereits die spanende Bearbeitung und die Vormontage, sodass beispielsweise die Ventilsitzringe bereits eingepresst wurden. Somit entspricht die Position der Ventile bei der Messung dem Endzustand. Eine zusätzliche Differenz entsteht durch die Positionierung der Zündkerze oder auch der Begrenzungsfläche des Injektors. Eine Berücksichtigung eines Offsetwertes ist für die gesamte Messreihe daher nicht ableitbar, da Fehler aus den Messreihen unterschiedlich orientiert sein können. Zudem beinhalten die Rohteile Brennraumkonturen, die durch die nachfolgende Bearbeitung eine Volumenzunahme bewirken. Der Anteil dieses Volumens ist nur anhand einer Analyse der Folgebearbeitung identifizierbar. Hier haben die Toleranzen der einzelnen Bearbeitungsschritte sowie die unterschiedlich eingesetzten Maschinen einen Einfluss auf das Endergebnis. Gleichmaßen hat die hier durchgeführte Datenanalyse durch teilautomatisierte Vorgänge ein zusätzliches Fehlerpotential. Daher wird für die weitergehende Betrachtung der Brennräume ein relativer Vergleich durchgeführt. Hierfür wird ein ideales Brennraumvolumen für die CT- und manuelle Messung ermittelt. Anhand der Versuchsmatrix können die Brennraumausprägungen gegenüber dem Idealmaß identifiziert und verglichen werden.

Tabelle 8: Vergleich Auslitemessung und CT-Scan am Merkmal ZAV

#	BR 1	BR 2	BR 3	BR 4
<i>Idealform manuelle Volumenerfassung [cm³]</i>				
01	38,93	39,00	39,00	38,93
<i>Idealform CT-Scan [cm³]</i>				
01	37,83	37,79	37,76	37,78
<i>ZAV manuelle Volumenerfassung [cm³]</i>				
02	39,07	39,10	39,06	39,16
03	38,80	38,93	39,18	38,93
04	39,30	39,20	39,08	39,20
05	38,98	39,29	39,25	39,07
06	39,28	39,00	39,10	39,54
<i>ZAV CT-Scan [cm³]</i>				
02	38,14	38,22	38,3	38,12
03	37,47	37,53	37,45	37,59
04	38,53	37,88	37,80	38,36
05	37,50	37,91	37,85	37,36
06	38,38	37,60	36,57	38,37

5.1.2 Vergleich von CT-Analyse und manueller Volumenerfassung

In den nachfolgenden **Abbildung 5 -35**, **Abbildung 5 -36** und **Abbildung 5 -37** sind die Differenzen der Ist-Volumen zum Idealvolumen (Volumen des Nennmaß-Brennraums) der Auslitermessung mit den relativen Volumen der CT-Scan Daten gegenübergestellt.

Die Werte aus den CT-Scans zeigen, dass die Versuchsmatrix hinsichtlich der volumetrischen Brennraumorientierung (siehe Tabelle A 1 in A-2.) umgesetzt werden konnte. Es fällt auf, dass die CT-Volumen eine größere Abweichung gegenüber der manuellen Messung besitzen. Die manuellen Messungen zeigen eine Veränderung der Brennraumvolumen in Richtung des Nennmaßes auf. Dies kann unter anderem auf den ersten Bearbeitungsschritt in der spanenden Bearbeitung zurückzuführen sein. Die Bauteile werden an den Aufnahmestellen eingespannt und die Zylinderkopfauflagefläche plangefräst. Das abzufräsende Maß hängt von der Maßhaltigkeit der Erstaufnahmestellen ab. Diese gelten als Werkzeugreferenz und können bauteilindividuell variieren. Folglich ist bei einem hohen BR-Offset von einem geringeren Abtrag auszugehen, wobei dies gleichermaßen von der plangefrästen Zylinderauflagefläche und folgend von den Aufnahmestellen abhängt.

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

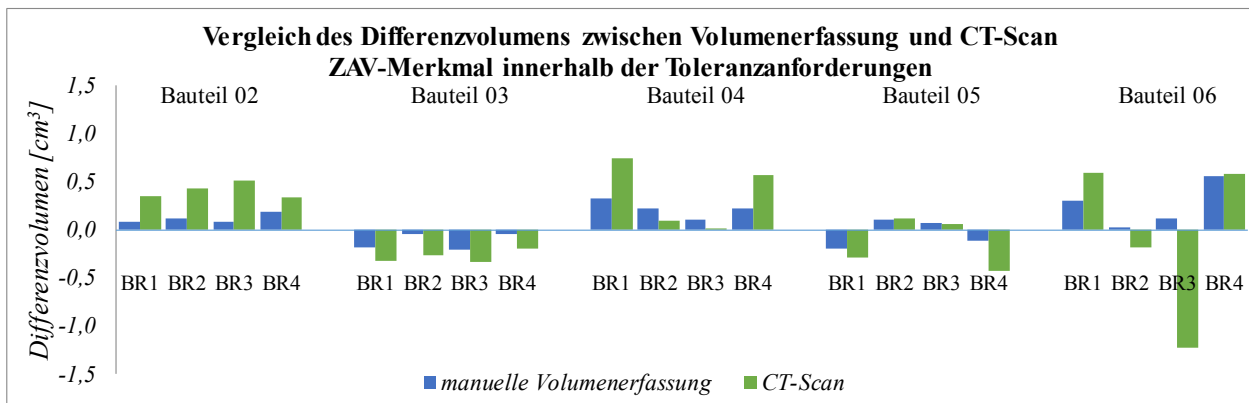


Abbildung 5-35: Vergleich des ermittelten Brennraumvolumens zwischen manueller Volumenbestimmung und CT-Scan für das ZAV-Merkmal mit der Merkmalausprägung innerhalb des Toleranzbandes

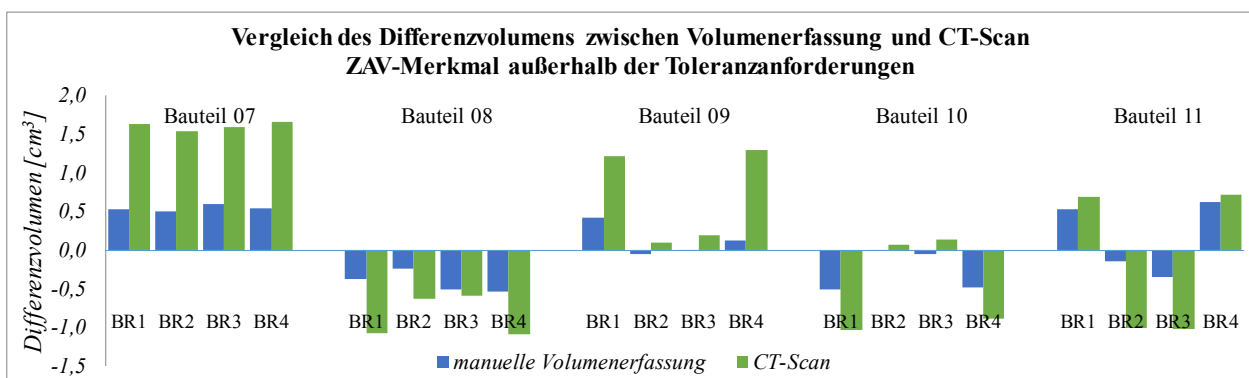


Abbildung 5-36: Vergleich des ermittelten Brennraumvolumens zwischen manueller Volumenbestimmung und CT-Scan für das ZAV-Merkmal mit der Merkmalausprägung außerhalb des Toleranzbandes

Das BR-Vol Merkmal zeigt bei den verkleinerten Brennräumen von Bauteil 12 vergrößerte BR-Volumen, wohingegen die Auslitemessung negativ orientierte BR-Volumen aufweisen (siehe Abbildung 5-37). Der Vergleich mit dem dreidimensionalen Bauteilscan zeigt, dass die geforderten Maße gemäß der Anforderungsmatrix (vgl. Anhang A-2.) eingehalten wurden, sodass eine Brennraumverkleinerung zu erwarten ist. **Abbildung 5-38** zeigt an ausgewählten Messpunkten den Zustand der Brennraumoberfläche nach der Rohteilfertigung. Die Messung zeigt den relativen Abstand zur Idealkontur, wobei positive Werte einen Materialauftrag markieren. Werden die Werte auf das resultierende Brennraumvolumen übertragen, ist eine Brennraumverkleinerung zu erwarten. Dies wird durch die manuelle Volumenbestimmung, wie erwartet, wiedergegeben. Demzufolge ist bei der Volumenbestimmung mit den CT-Daten eine Überbewertung des vorhandenen Materialoffsets erfolgt, sodass ein zu großes Brennraumvolumen resultiert.

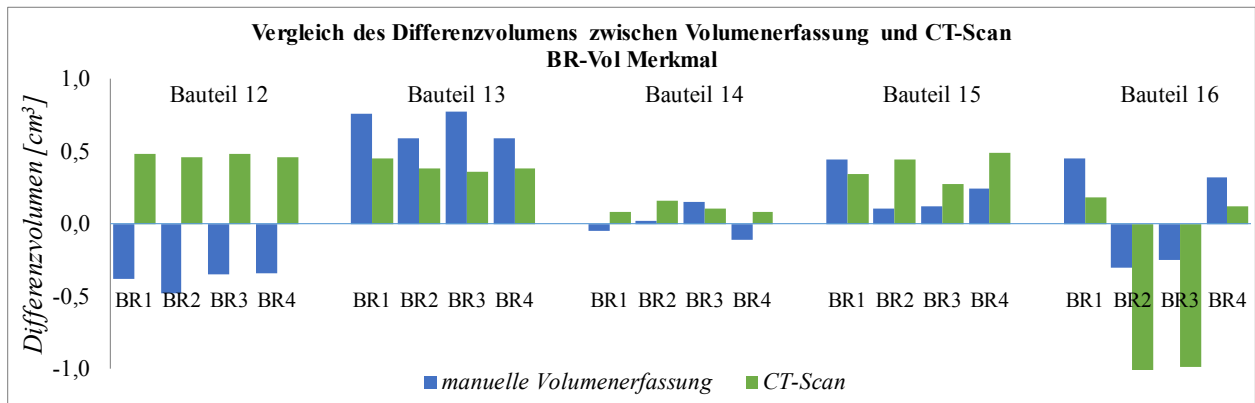


Abbildung 5-37: :Vergleich des ermittelten Brennraumvolumens zwischen manueller Volumenbestimmung und CT-Scan für das BR-Vol-Merkmal

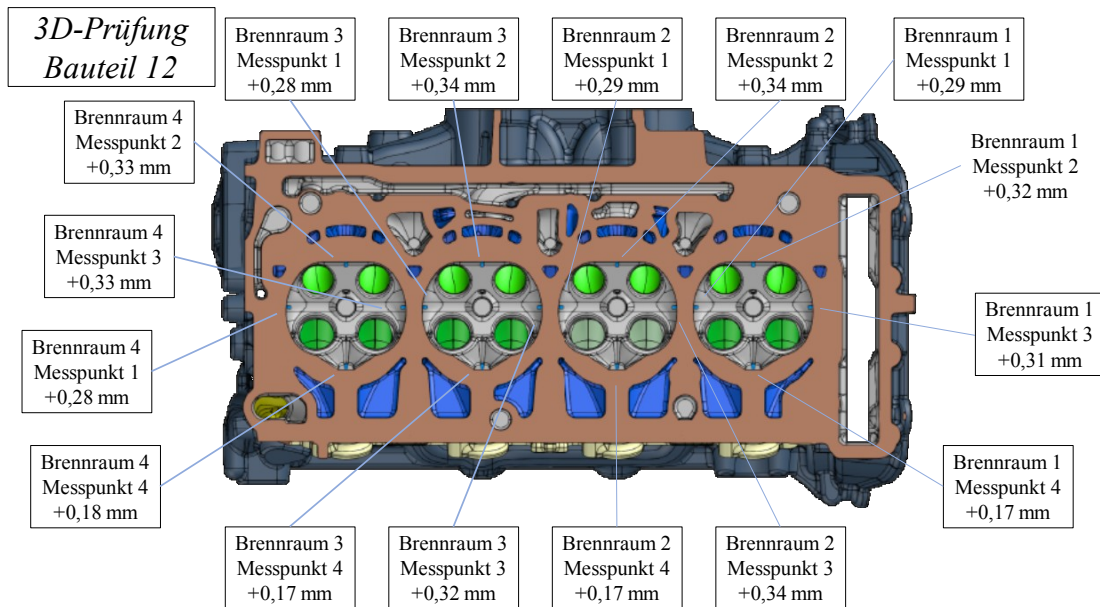


Abbildung 5-38: Messung der Brennraumabweichung mittels 3D-Koordinatenmessmaschine und Darstellung ausgewählter Messpunkte für den Sollmatrixvergleich von Bauteil 12

Bei Bauteil 14 ist das gleiche Verhalten zu beobachten. Die CT-Auswertung identifiziert positive Volumendifferenzen der Brennräume 1 und 4, sodass eine Abweichung gegenüber dem Sollzustand ableitbar ist. Die manuelle Volumenbestimmung zeigt demgegenüber eine negative Volumendifferenz an. Werden die Werte mit den Daten der Koordinatenmessung verglichen (vgl. **Abbildung 5-39**), wird die Sollmatrix eingehalten. Die Volumendifferenzierung zeigt in diesem Fall deutlich, dass die Brennraumvolumen gegenüber der Zielvorgabe nach der Zylinderkopfbearbeitung stark abweichen. Dies ist nicht auf die Messverfahren zurückzuführen. Die spanende Bauteilbearbeitung hat einen erheblichen Einfluss auf den Endzustand des Bauteils. Durch das Planfräsen wird der Brennraum verkleinert, wie bei Bauteil #12 bei allen Brennräumen am Vergleich der CT-Analyse und der Manuellen Volumenerfassung zu sehen ist. Am Beispiel von Bauteil #14 sind die Brennraumdachausrichtungen unterschiedlich zu bewerten. BR1 und BR4 haben eine negative Brennraumdachausrichtung, wohingegen BR2 und BR3 dem Nennmaß ori-

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

entiert sein sollten. Aufgrund der Ventil Sitzringbohrung werden Bereiche um die Einlass- und Auslassventile bearbeitet. Anschließend werden die Ventil Sitzringe eingepresst. Die relative Lage der Ventil Sitzringe ist, wird die Werkzeugtoleranzen vernachlässigt, die Gleiche. Das heißt, bei verkleinerten Brennraumvolumen verringert sich das Volumen, das durch die Ventil Sitzringe eingenommen wird.

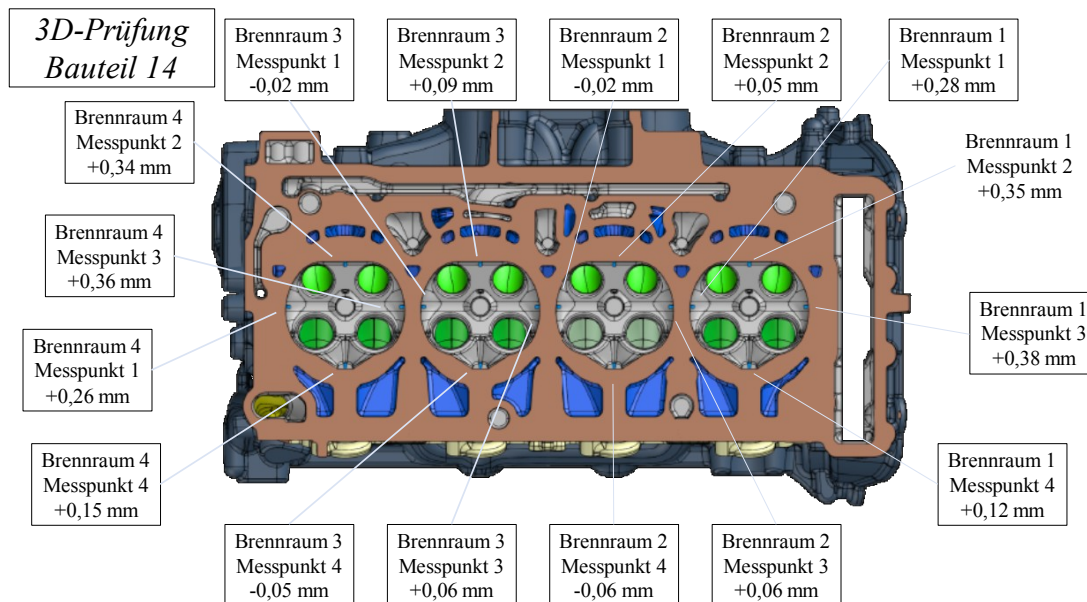


Abbildung 5-39: Messung der Brennraumabweichung mittels 3D- Koordinatenmessmaschine und Darstellung ausgewählter Messpunkte für den Sollmatrixvergleich von Bauteil 14

An Bauteil #16 zeigt der direkte Vergleich von manueller Volumenbestimmung und CT-Daten Auswertung eine Vergrößerung aller Brennräume. Werden die Koordinatenmessungen hinzugezogen (vgl. **Abbildung 5 -40**), ist eine tendenziell höhere Volumenverkleinerung der Brennräume 2 und 3 gegenüber der Volumenvergrößerung von Brennraum 1 und 4 nachvollziehbar. Allerdings sind die Merkmalausprägungen jeweils außerhalb der Toleranzanforderungen ausgebildet. Die CT-Werte zeigen eine überproportional große Ausprägung der Brennräume 2 und 3. Dies lässt vermuten, dass die Korrektur der CAD-Kontur unzureichend implementiert wurde. Durch eine zu hohe Korrektur der Zylinderachse entsteht eine Überbewertung des Brennraumvolumens und es folgt ein stark verkleinerter Brennraum.

Es zeigt sich, dass Tendenzen in der Messwerterfassung des Rohbauteils ableitbar sind. Zusätzlich zu der CT-Datenauswertung sind relative Faktoren zu berücksichtigen. Durch das Einbeziehen der Erstaufnahmestellen und eine Modellbeschreibung der Werkzeugmaschinen zur Berücksichtigung von abzutragenden Flächen kann eine genauere Abschätzung der Brennraumvolumen erfolgen.

Die Messwerterfassung bei der manuellen Volumenbestimmung wurde nach der verarbeitenden Bearbeitung des Bauteils durchgeführt. Daher werden diese Messwerte für die weitere Messwertbetrachtung herangezogen.

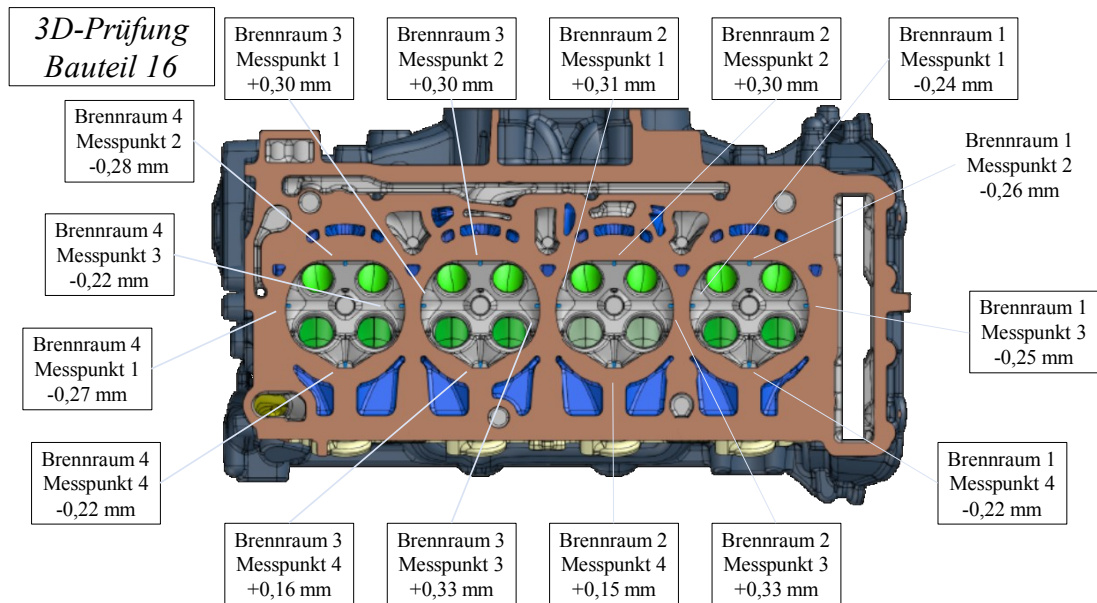


Abbildung 5-40: Messung der Brennraumabweichung mittels 3D-Koordinatenmessmaschine und Darstellung ausgewählter Messpunkte für den Sollmatrixvergleich von Bauteil 16

5.1.3 Bauteilmuster mit zylinderachsenbasierter Merkmalableitung

Der Sollmatrix (vgl. Tabelle A 1) ist zu entnehmen, dass die Zylinderköpfe mit gezielten Abweichungen gegenüber dem Nennmaß gefertigt wurden. In **Abbildung 5-41** sind Bauteile mit einer Abweichung innerhalb des Toleranzfeldes gegenübergestellt. Bei den Bauteilen 2 und 3 wurde bei allen Brennräumen eine konstante Lageabweichung umgesetzt. Gegenüber dem Nennmaß wurde eine moderate Abweichung entsprechend der Sollmatrix hergestellt. Bei den Bauteilen 4 und 5 war das Ziel die BR 2 und 3 mit Nennmaß und die BR 1 und 4 mit einer moderaten positiven Abweichung zu fertigen. Aus der Ermittlung der Brennraumvolumen von Bauteil 4 geht hervor, dass BR 2 und 4 nahe beieinanderliegen und demgegenüber BR 1 eine relativ hohe positive Abweichung aufweist. Die Intention war es, die BR derart zu manipulieren, um die Bauteilmerkmale isoliert untersuchen zu können. Dies ist in diesem Fall nicht möglich, weshalb dieses Muster aus der Bauteiluntersuchung ausgeschlossen wird. Das Bauteil 5 zeigt moderate Abweichungen entsprechend der Sollgrößen. Die Volumina von BR 1 und 4 liegen leicht unterhalb des Referenzvolumens und BR 2 und 3 zeigen eine Maßhaltigkeit mit sehr geringer Abweichung zum Referenzvolumen. Das Bauteil 6 weist bei den BR 1 und 4 eine hohe Abweichung auf. Die Differenz zum Referenzvolumen liegt außerhalb des für die Einhaltung der Maßhaltigkeit definierten Volumens.

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

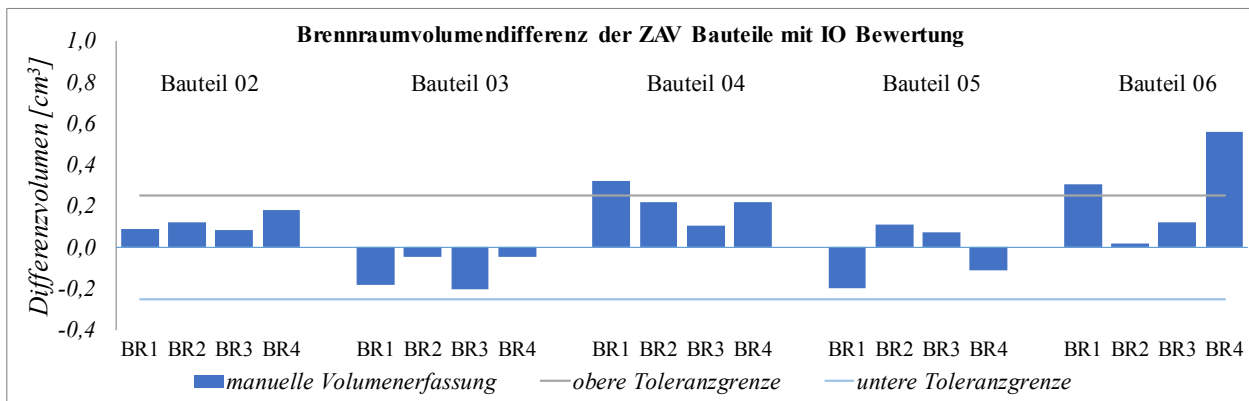


Abbildung 5-41: Volumendifferenzen der ZAV-Bauteile mit IO-Bewertung

In **Abbildung 5 -42** sind die Bauteile gegenübergestellt, deren Ausprägung außerhalb des geforderten Toleranzfeldes liegen. Bei den Bauteilen 7 und 8 wurde bei allen Brennräumen BR eine konstante Abweichung umgesetzt. Gegenüber dem Nennmaß beziehungsweise dem Referenzbauteil wurde eine Abweichung entsprechend der Sollmatrix hergestellt. Bei den Bauteilen 9 und 10 war das Ziel, die BR 2 und 3 mit Nennmaß und die BR 1 und 4 mit einer moderaten positiven Abweichung zu fertigen. Aus der Messung geht hervor, dass die BR die geforderten Ausprägungen zeigen. Das Bauteil 11 zeigt hohe Ausprägungen bei BR 1 und 4 sowie moderate Ausprägung nahe der Toleranzgrenze bei den BR 2 und 3. Die Ausprägungen von BR 2 und 3 sollten nach Anforderungsmatrix außerhalb der Toleranz erhöht sein. Dies ist bei BR 3 der Fall. BR 2 zeigt die gleiche Merkmalausrichtung und liegt nach den definierten Volumengrenzen innerhalb des tolerierten Bereiches. Es ist trotzdem eine eindeutige Abgrenzung der Merkmale (BR 2 und 3 gegenüber BR 1 und 4) erkennbar.

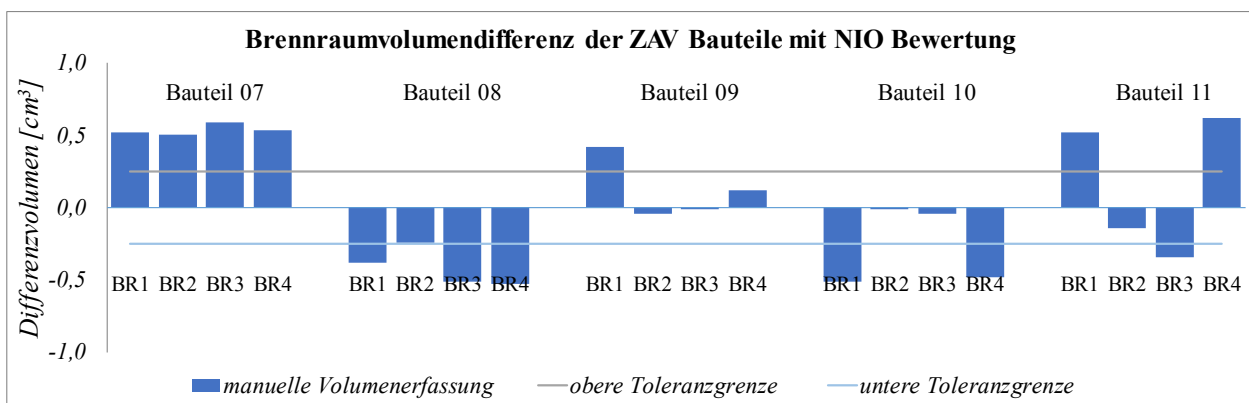


Abbildung 5-42: Volumendifferenzen der ZAV-Bauteile mit NIO-Bewertung

5.1.4 Bauteilmuster mit zylindervolumenbasierte Merkmalableitung

Die Volumendifferenzen von Bauteilmuster mit einer zylindervolumenbasierten Merkmalableitung ist in **Abbildung 5 -43** gegenübergestellt. Wie in der Sollmatrix (vgl. Tabelle A 1 in Anhang A-2.) gezeigt, sind die Bauteile 12 und 13 mit einer ausgeprägten BR-Modifikation verse-

hen. Die Bauteile weisen eine eindeutige Abweichung zum Nennvolumen auf. Das Bauteil 14 zeigt die gewünschten Merkmalausprägung hinsichtlich der zu erzielenden Ausrichtung. Allerdings weisen die BR mit laut Sollmatrix starker Abweichung zum Nennmaß nur sehr geringfügige Negativausrichtungen auf. Diese sind zudem nahe des Nennmaßes. Das Bauteil 15 zeigt die geforderte Ausprägungen gemäß Tabelle A 1. Das Bauteil 16 zeigt die geforderten Eigenschaften. Eine Differenzierung zwischen den Brennräumen ist eineindeutig nachvollziehbar.

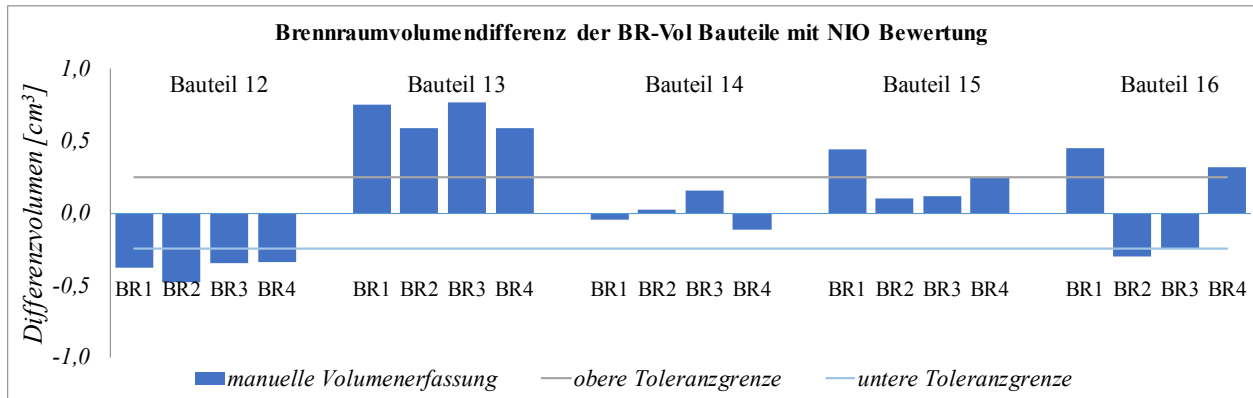


Abbildung 5-43: Volumendifferenzen der BR-Vol-Bauteile

5.1.5 Überführung der Brennraumvolumen in das Verdichtungsverhältnis ϵ

Bisher erfolgte eine geometrische Betrachtung des Brennraumvolumens. Aus der Sicht der Fertigung ist das sinnvoll, da das Bauteil Zylinderkopf hinsichtlich erforderlicher Toleranzen einzeln betrachtet wird. Soll ein motorischer Vergleich durchgeführt werden, ist es zielführend einen motorischen Parameter als Referenz heranzuziehen. Der typische Parameter zur Beschreibung eines Brennraumes ist das Verdichtungsverhältnis ϵ . Aus Gleichung (2-1) geht hervor, dass sich das Verdichtungsverhältnis aus dem Hubvolumen und dem Kompressionsvolumen zusammensetzt. Das Hubvolumen ist aus dem Datenblatt des Motors ableitbar und somit bekannt. Um das effektive Verdichtungsverhältnis abzuleiten, ist das Kompressionsvolumen zu ermitteln.

Der Kolben besitzt eine Geometrie zur Führung und Erhaltung der Tumbleströmung, die in den Bereich des Brennraumes hineinragt und das Volumen des Brennraumdaches reduziert. Daher entspricht das ermittelte Brennraumvolumen der Versuchsbauteile nicht dem realen Kompressionsvolumen. Hinzu kommen Ventiltaschen, die eine Kollision von Kolben und Ventilen im LOT verhindern und das Kompressionsvolumen vergrößern. Abbildung 5-44 zeigt die geometrischen Verhältnisse im OT zwischen Brennraumdach und Kolben. Zur Ermittlung des Verdichtungsverhältnisses der Versuchsteile wird die Kolbengeometrie mit dem jeweiligem Brennraumvolumen verknüpft, sodass das reale Kompressionsvolumen ableitbar ist.

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

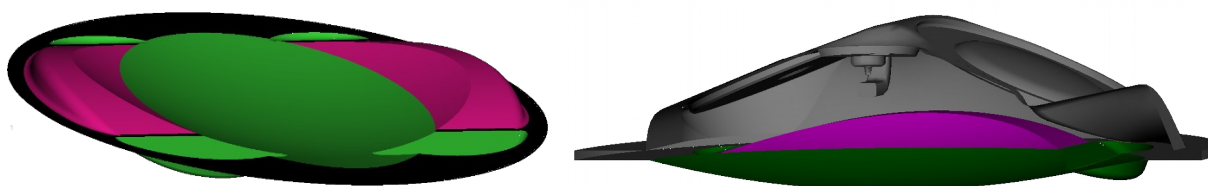


Abbildung 5-44: Kolbenform als bestimmendes Bauteil für das effektive Verdichtungsverhältnis mit brennraumvolumenreduzierenden Bereichen (Magenta) und brennraumvergrößernden Bereichen (grün)

Laut Datenblatt des Versuchsträgers liegt das geometrische Verdichtungsverhältnis bei 11,58. **Abbildung 5-45** zeigt das sich ergebende geometrische Verdichtungsverhältnis des Referenzbauteils (Bauteil #01). Aus der Messung ergab sich ein Volumen zwischen 39,0 und 38,93 cm³. Daraus können die geometrischen Verdichtungsverhältnisse von 11,59 und 11,57 abgeleitet.

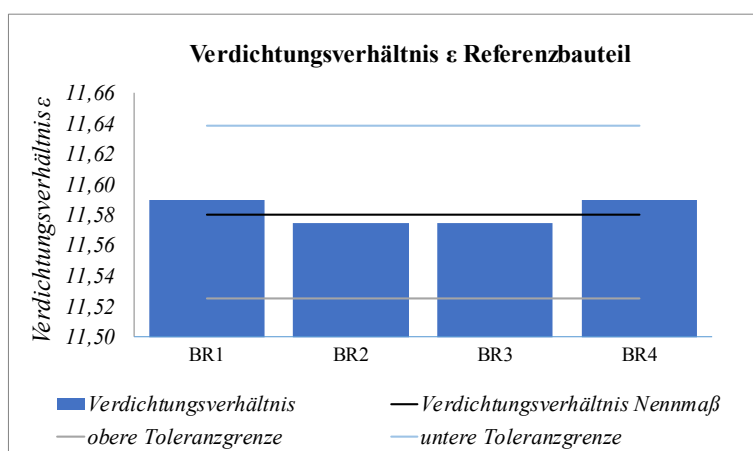


Abbildung 5-45: Verdichtungsverhältnisse des Referenzbauteils

Die Ergebnisse der ermittelten ϵ der jeweiligen Versuchsbauteile ist den nachfolgen **Abbildung 5-46** bis **Abbildung 5-48** zu entnehmen.

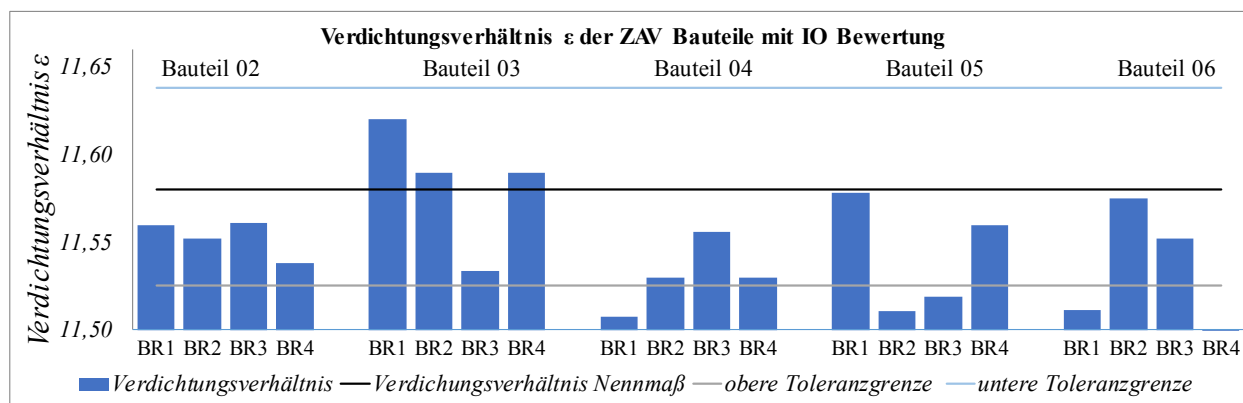


Abbildung 5-46: Verdichtungsverhältnis der ZAV-Bauteile mit IO-Bewertung

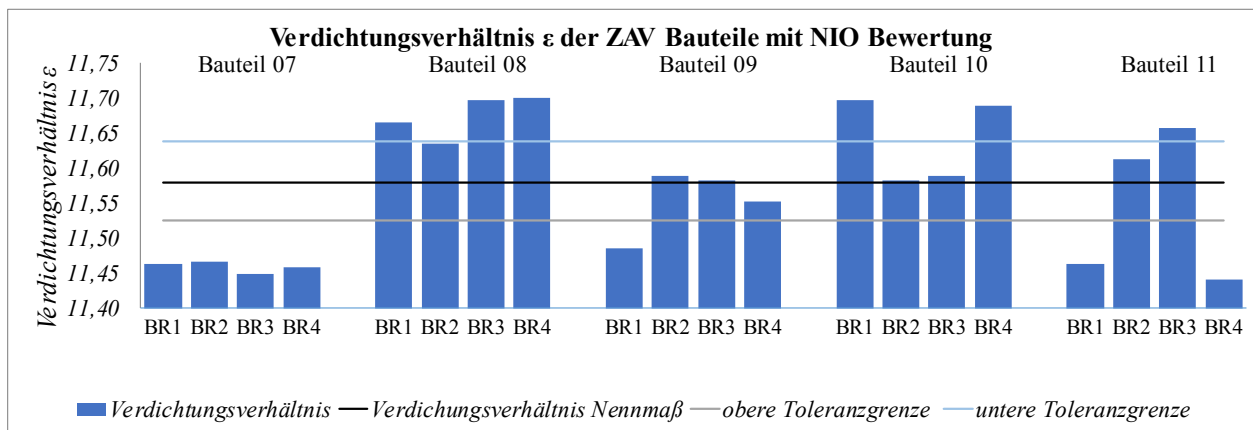


Abbildung 5-47: Verdichtungsverhältnis der ZAV-Bauteile mit NIO-Bewertung

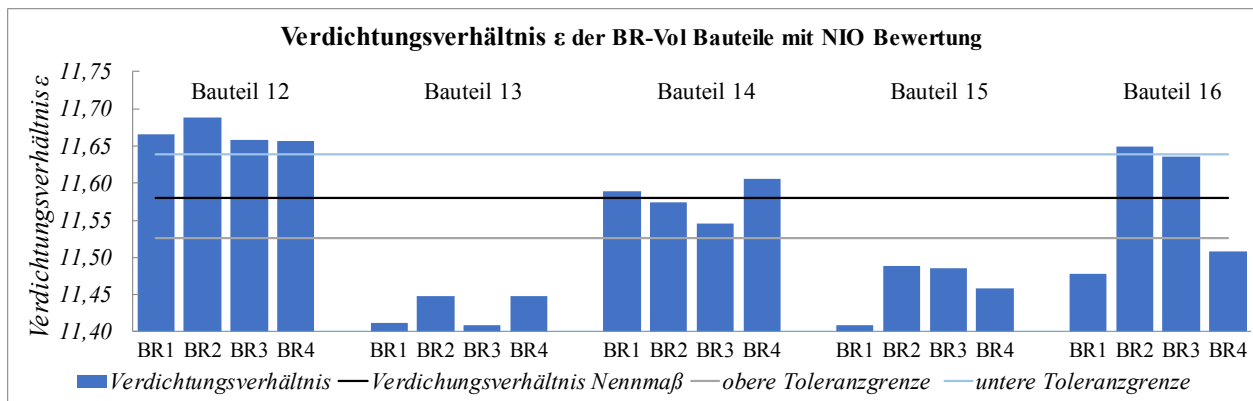


Abbildung 5-48: Verdichtungsverhältnis der Bauteile mit BR-Vol Merkmal

5.2 Messtechnische Untersuchung der stationären Brennraumströmung

Die Vermessung der stationären Zylinderinnenströmung wurde an den Grenzmustern durchgeführt. Für das jeweilige Merkmal wurde die höchste Ausprägung gegenüber dem Referenzmuster als Grenzmuster definiert. Eine Übersicht ist in **Tabelle 9** aufgeführt. Die Messauflösung der Strömungsfelder liegt bei 419 Messpunkten in der Zylinderebene. Das Messverfahren setzt einen Abstand zur Strömungshülse als Kollisionsschutz der Messsonde voraus. Somit ist der Durchmesser des gemessenen Strömungsbereiches entsprechend des Sicherheitsabstandes kleiner als die reale Zylinderbohrung. Bezüglich der Messergebnisse sind im Randbereich der Strömungsfelder Interpolationsabweichungen zu berücksichtigen, die im Vergleich mit der 3D-CFD Simulation auftreten können. Für die stationäre Messung wurde eine Einlasskonfiguration mit einem Ventilhub von 2 mm definiert. Der Volumenstrom wurde den Umgebungsbedingungen und der Prüfstandkonfiguration angepasst.

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

Tabelle 9: Bauteilübersicht zur Grenzmustervermessung

Merkmalausprägung	Orientierung
Referenzmuster	Idealkontur nach CAD Vorgabe
Lageabweichung (ZAV)	Brennraumkern in positive Z-Ausrichtung Brennraumkern in negative Z-Ausrichtung
Formabweichung (BR-Vol)	Brennraumvolumen > Referenzvolumen Brennraumvolumen < Referenzvolumen

5.2.1 Referenzbauteil und charakteristisches Strömungsbild

Abbildung 5 -49 zeigt das Strömungsfeld des Referenzbauteils. Die Ausbildung der über die Oberseiten der Einlassventile verlaufenden Hauptströmung ist an der zentral gelegenen Geschwindigkeitserhöhung und den an der oberen Strömungserhöhung erkennbar. Diese Hauptströmung ist die maßgebliche Komponente der Einlassströmung, die die Tumble-Intensität bestimmt. Die sich am unteren Rand des Strömungsbildes kennzeichnenden Geschwindigkeitserhöhungen zeigen den Teil der Einlassströmung, der über die untere Seite der Einlassventile in den Brennraum gelangt. Dieser Strömungsanteil bestimmt den Reversanteil der Einlassströmung. Es ist erkennbar, dass der Anteil der Reversströmung mit zunehmendem Abstand zu den Ventilen abnimmt.

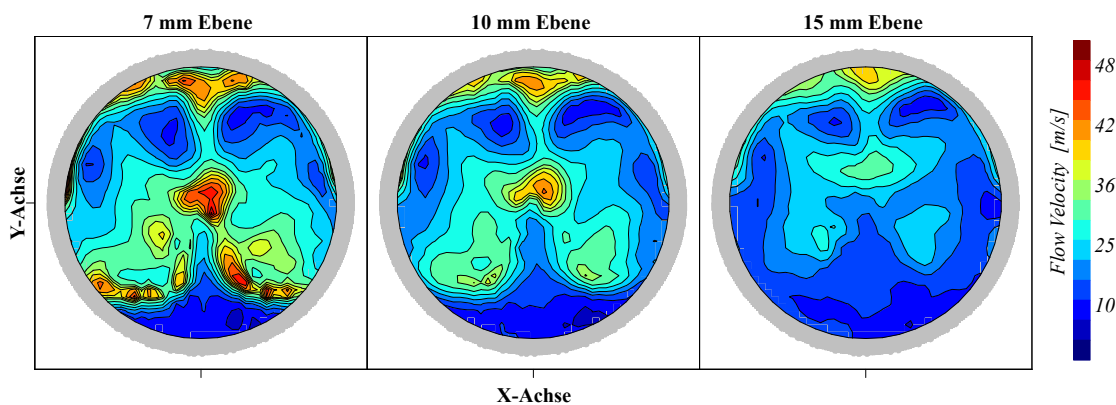


Abbildung 5-49: Strömungsfeld Referenzmuster

Zur Veranschaulichung der Strömungsverhältnisse ist in **Abbildung 5 -50** die Modellierung der in **Abbildung 5 -49** gezeigten stationären Einlassströmung visualisiert. Oben links sind die Strömungsverhältnisse in der Ventilebene abgebildet. Der Reverse-Tumble ist unmittelbar unter dem Ventil gut erkennbar und nimmt mit zunehmendem Abstand ab. Die zentrale Hauptströmung ist gut in der Mittelebene des BRs (oben rechts) erkennbar.

Der Anteil der Reverse-Strömung ist von den Strömungsbedingungen abhängig. Insbesondere bei kleinen Ventilhuben kann durch hohe Strömungsgeschwindigkeiten oder hohen Massendurchsätzen die Wirkrichtung entgegen der Hauptströmung wirken und den Tumble beeinträchtigen. An der unten aufgeführten Stromliniendarstellung ist in diesem Fall erkennbar, dass der Re-

verse-Tumble von der Hauptströmung erfasst wird und eine gleichgerichtete Hauptströmung ausgebildet wird.

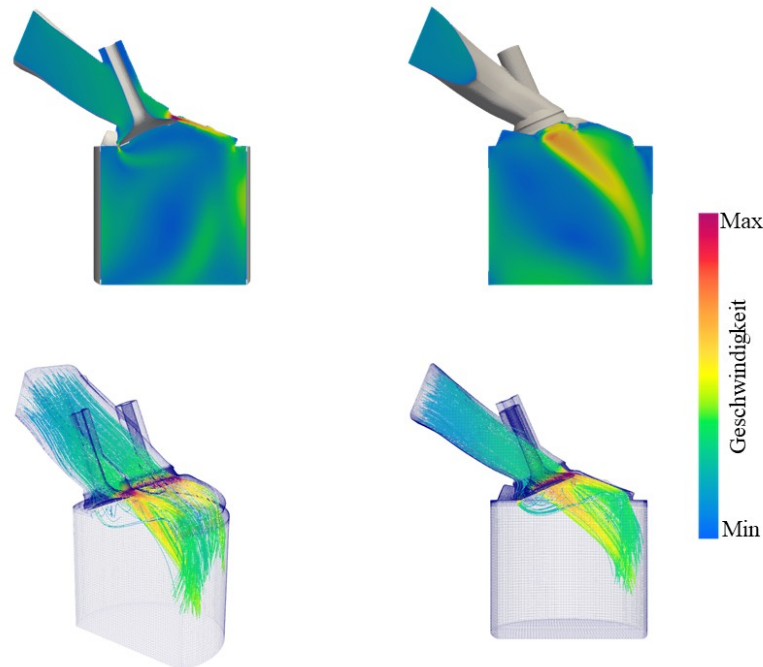


Abbildung 5-50: Eigenschaften der Brennraumströmung im stationären Strömungsversuch

5.2.2 Vergleich merkmalspezifischen Bauteilmuster

Abbildung 5 -51 zeigt die Ergebnisse der stationären Strömungsmessung der Bauteile mit ZAV-Merkmal. Durch Verschiebung der Brennraumoberfläche wird das Brennraumvolumen erhöht bzw. verkleinert, wobei die ideale Oberflächenkontur erhalten bleibt. Lediglich die im Nachhinein eingebrachten Bauteile haben weiterhin eine nicht manipulierte Position. Somit bleibt die Lage der Ventilsitze sowie der Ventile gegenüber dem Referenzbauteil erhalten.

Die Strömungsfelder zeigen eine stark ausgebildete Tumbleströmung. Die Ausprägung des Reverse-Tumble wird mit größerem Brennraumvolumen schwächer. Mit zunehmendem Abstand zur

0-Ebene sind die charakteristischen Strömungsbereiche weiterhin gut erkennbar. Ausgenommen ist die Reverse-Tumble Strömung. Diese hat mit zunehmendem Abstand einen geringeren Einfluss auf das charakteristische Strömungsbild.

Die Position der Ventile und der Ventilsitze sind bei den Zylinderkopfkfigurationen identisch, wohingegen die Abstände der Brennraumoberflächen zu den Ventilen merkmalspezifisch variieren. Bei gegebener Ventilstellung ist der für die Strömung freigegebene Querschnitt auf der zum Brennraum gerichteten Seite größer als auf der Brennraumaußenseite. Der geringere Strömungs-

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

querschnitt auf der Brennraumaußenseite führt zu einem höheren Strömungswiderstand und zu einem geringeren Volumendurchsatz. In Abbildung 5 -50 ist das Strömungsfeld am Einlassventil am Beispiel der Referenzkonfiguration gezeigt. Am breiten Strömungsquerschnitt sind hohe Strömungsgeschwindigkeiten erkennbar, die entsprechend der Hauptströmungsrichtung an die gegenüberliegende Brennraumseite gerichtet ist. Die Einschnürung am brennraumwandnahen Bereich hat eine geringere Strömungsgeschwindigkeit zur Folge. Diese Verengung ist bei den Zylinderkopfkonfigurationen unterschiedlich ausgeprägt und hat einen charakteristischen Einfluss auf das stationäre Strömungsbild. Durch eine positive Brennraumdachverschiebung entsteht bei gleichem Ventilhub ein vergrößerter Querschnitt und damit ein geringerer Strömungswiderstand. Bei einem engeren Strömungsquerschnitt, wie bei einer negativen Zylinderachsenverschiebung, entstehen höhere Strömungsgeschwindigkeiten, sodass eine höhere kinetische Energie auftritt und die Strömung weiter in den Brennraum gerichtet ist.

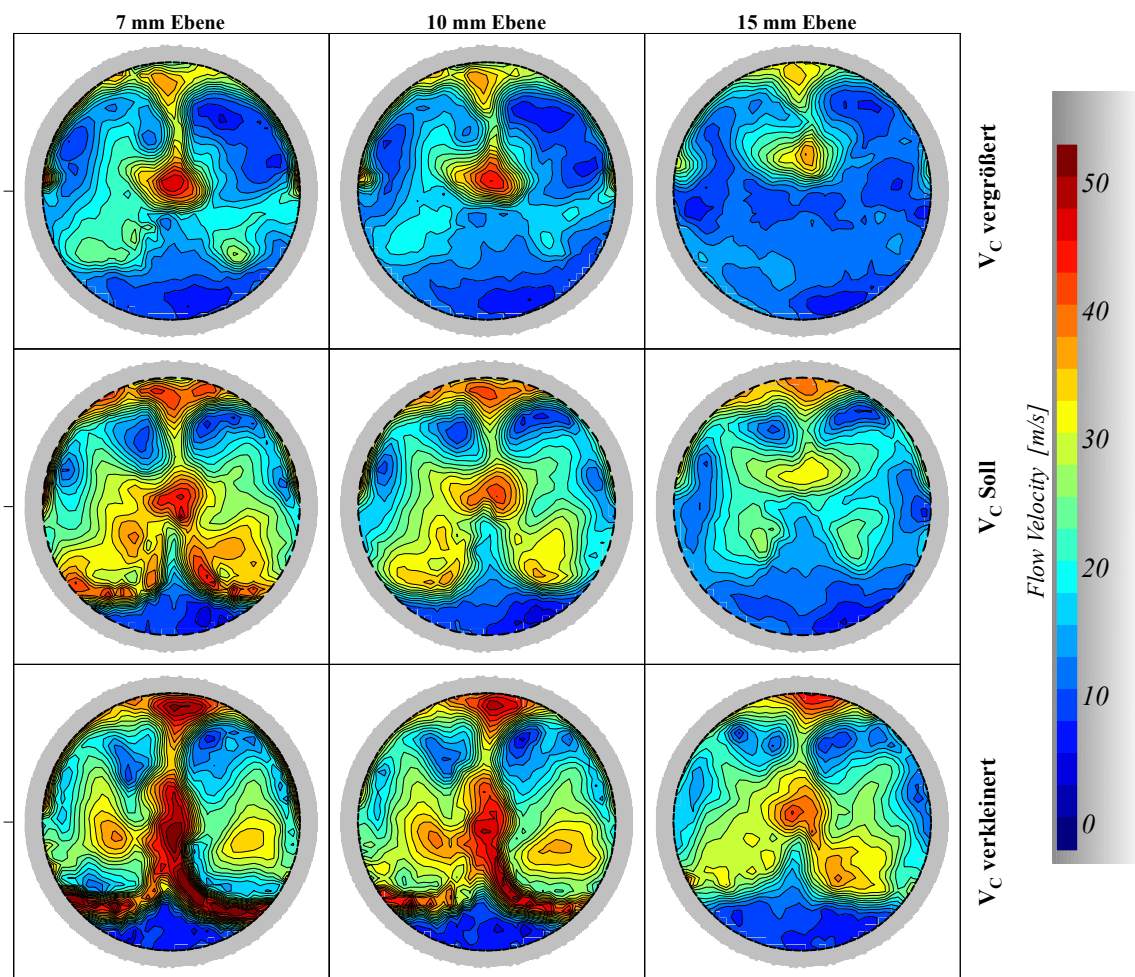


Abbildung 5-51: Vergleich Strömungsuntersuchung – ZAV-Merkmal

Der Einfluss des Reverse-Tumbles ist zudem durch die Tumblezahl quantifizierbar. **Abbildung 5 -52** zeigt die nach **Gleichung (4 -13)** berechnete stationäre Tumblezahl der oben gezeigten Messungen. Die hohen Geschwindigkeiten der Reverse-Strömung am Bauteil mit verkleinertem Brennraumvolumen zeigt ein geringeres Tumble-Niveau gegenüber dem Referenzbauteil. Zudem

zeigt das Bauteil mit größeren Brennraumvolumen höhere Tumblezahlen im untersuchten Messbereich. Somit kann auf einen signifikanten Einfluss der BR- Konfiguration im stationären Fall geschlossen werden.

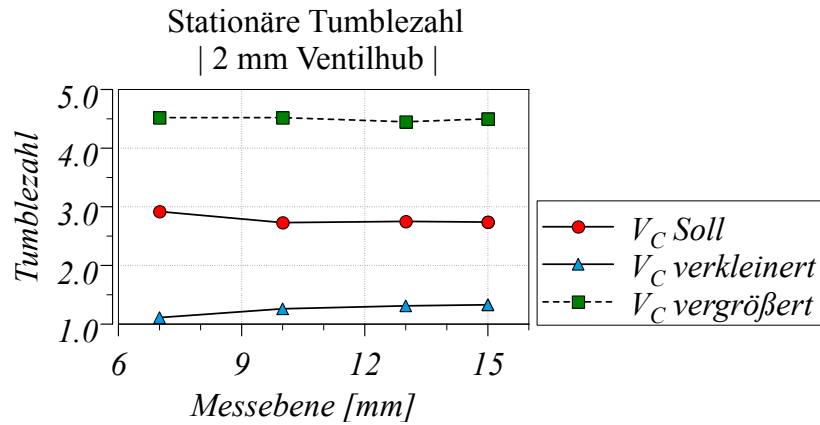


Abbildung 5-52: Stationäre Tumblezahl bei ZAV-Merkmal

Die stationäre Strömungsmessung der Bauteilmuster mit BR-Vol Merkmal zeigt **Abbildung 5 - 53**. Wie bereits beim ZAV-Merkmal ist ein Einfluss auf die Reverse-Strömung feststellbar, wobei hier eine Abnahme des Reverse Tumbles bei einer Brennraumverkleinerung charakteristisch ist.

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

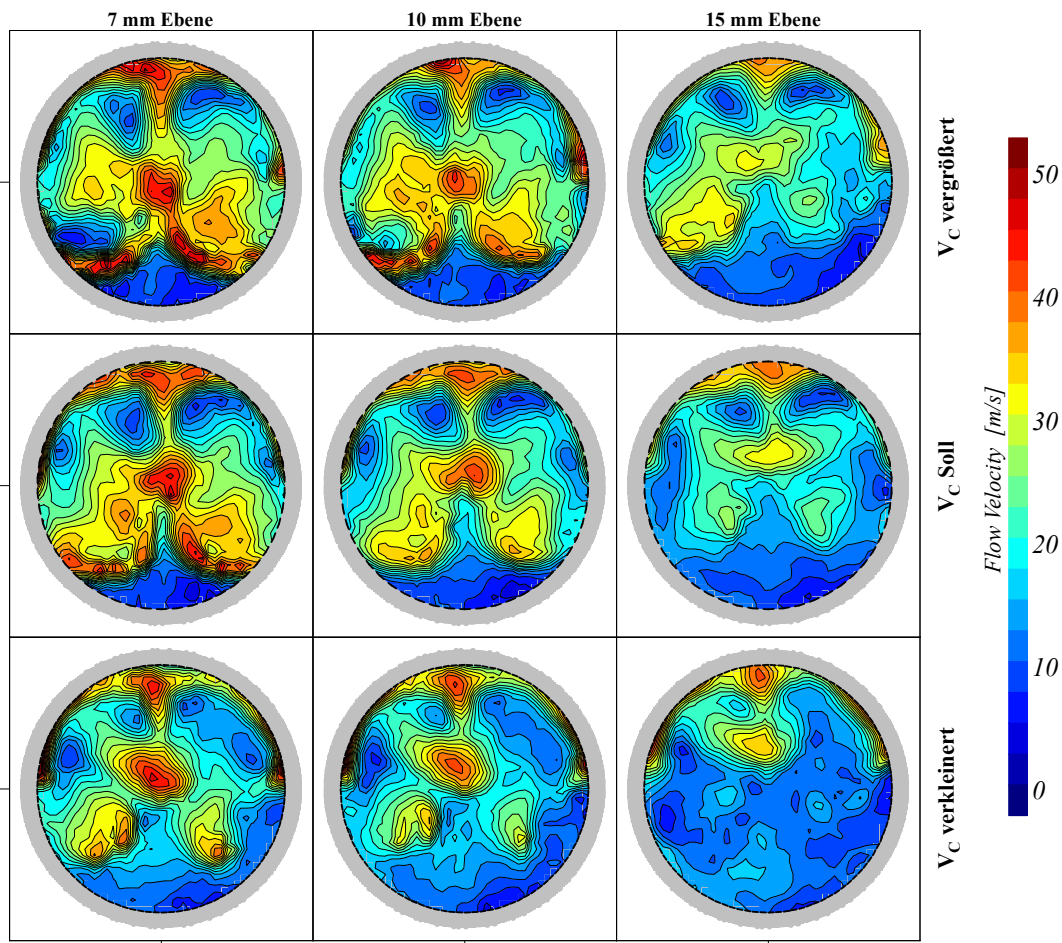


Abbildung 5-53: Vergleich Strömungsuntersuchung – BR-Vol Merkmal

Bei einer gleichmäßigen Verschiebung der Brennraumdachkontur ändern sich die charakteristischen Strömungsquerschnitte auf der Ventilober- bzw. der Ventilunterseite. Der zur Brennraumwand gerichtete Strömungsquerschnitt erweitert sich bei größer werdenden Brennräumen, wohingegen kleinere Brennräume eine Querschnittverengung aufweisen. Bei größeren Brennraumvolumen folgt daraus ein geringerer Strömungswiderstand an der Ventilunterseite, sodass der Reverse-Tumble stärker ausgeprägt ist. Bei einer Brennraumverkleinerung folgt durch den geringeren Durchflussquerschnitt an der Ventilunterseite ein erhöhter Strömungswiderstand, sodass die Hauptströmung an der Oberseite des Ventils verläuft. Dies ist an den Tumblezahlen der stationären Strömungsmessungen in **Abbildung 5-54** erkennbar. Gegenüber dem ZAV-Merkmal entsteht demzufolge eine entgegengesetzte Wirkung des Brennraumvolumens auf die stationäre Tumblezahl.

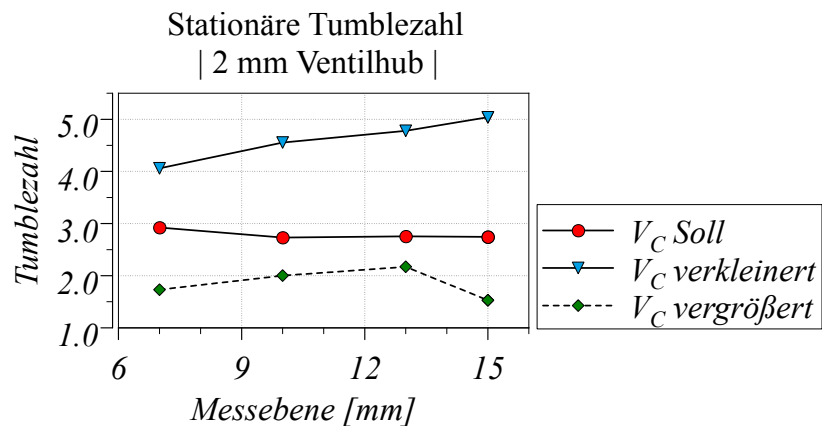


Abbildung 5-54: Stationäre Tumblezahl bei BR-Vol Merkmal

6 Simulation der Gemischbildung

Aus den stationären Strömungsversuchen können Eigenschaften der Zylinderinnenströmung abgeleitet werden, deren Gültigkeit für das transiente Verhalten nur bedingt übertragen werden können. Da das System Brennraum und der Ladungswechsel zeitlich sowie räumlich stark variieren, ist eine rein stationäre Betrachtung der Zylinderinnenströmung nicht aussagekräftig genug, um alle Auswirkungen die Gemischbildung zu bewerten.

Die Ladungswechselsimulation betrachtet den Ausschietakt, die Ventilüberschneidung sowie den Ansaugtakt. Da die Geometrie bzw. das modellierte System stark transiente Eigenschaften aufweisen, müssen zeitlich ändernde Berechnungsgebiete betrachtet werden. Es ist notwendig bewegte Netze einzusetzen, sodass die zeitlich abhängigen Geometrien, also die Ventil- und Kolbenbewegung, berücksichtigt werden. Zusätzlich soll die Gemischbildung simuliert und die Unterschiede der in Kapitel 3.3 definierten Merkmale analysiert werden.

Für die Validierung der merkmalspezifischen Strömungseigenschaften werden die stationären Messungen genutzt. Der Versuch wird in einem CFD-Modell nachgebildet. Dabei soll gezeigt werden, dass die mittels RANS modellierten Strömungseigenschaften der stationären Messungen entsprechen. Dadurch können die Oberflächennetze als Eingangsdaten zur Volumenvernetzung für die Erstellung von RANS Modellen mit bewegten Netzen genutzt werden und eine merkmalspezifische Vergleichbarkeit bleibt erhalten.

6.1 Modellvalidierung und Aufbau der transienten Simulation

Die Simulation der Gemischbildung erfordert eine Validierung. Da keine transienten Vergleichsmessungen durchgeführt werden konnten, wurde eine stationäre Validierung der Oberflächennetze angestrebt. Die in Kapitel 5.2 gezeigten stationären Strömungsmessungen wurden zur Validierung der merkmalsmanipulierten Oberflächennetze genutzt. Die stationäre Messung wurde nachgebildet, sodass überprüft werden kann, inwieweit die charakteristische Brennraumströmung durch die Simulation abbildbar ist.

Vorausgesetzt die stationäre Strömungssimulation gibt das charakteristische Strömungsbild wieder, wird angenommen, dass die transiente Ladungswechselsimulation die individuellen Strömungseigenschaften nachbilden kann. Somit können bei gleichen Oberflächennetzen die Ladungswechselanomalien differenziert werden, welche durch die Brennraumdachmanipulationen

verursacht werden. Die transiente Simulation bedarf gegenüber der stationären Strömungssimulation eine zusätzliche Modellbildung, sodass die Ventil- und Kolbenbewegung und die dadurch beeinflusste Strömungsdynamik nachgebildet werden kann.

6.1.1 Grundlage des transienten Modellaufbaus

Die gemessenen Bauteile zeigen eine merkmalsindividuelle charakteristische Innenströmung. Diese Abhängigkeit ist bei kleinen Ventilhüben erkennbar, da die Einströmbedingungen vom Ventilsplatt maßgeblich beeinflusst werden. Bei der Gegenüberstellung der Durchflusskoeffizienten⁷ der in Kapitel 5.2 gezeigten Bauteile (siehe **Abbildung 6-55**), ist ein ventilhübenabhängiger Durchflussbeiwert ab ca. 4 mm erkennbar. In Bereichen kleiner Ventilhübe hat die Brennraumgeometrie einen signifikanten Einfluss auf den Durchflusswiderstand. Gegenüber der Tumblezahl zeigt der Widerstandsbeiwert eine Abhängigkeit des Brennraumvolumens bzw. eine Abhängigkeit der relativen Lage des Einlassventils zur Brennraumkontur, die bei gegebener Brennraumgeometrie eine proportionale Abhängigkeit zum Brennraumvolumen aufweist. Zurückzuführen ist diese Eigenschaft auf den maximalen Strömungsquerschnitt, der bei kleineren Brennräumen eher erreicht wird. Folglich ist tendenziell eine höhere Zylinderfüllung zu erwarten. Welche Wechselwirkung zwischen Durchflusskoeffizient und Tumbleintensität zu erwarten sind, soll mit einer Simulation des Ladungswechsels mit Berücksichtigung der Gemischbildung betrachtet werden. Hierfür sind Modelle abzuleiten, welche die Brennraumform einbeziehen. Um abzuschätzen, ob eine virtuelle Brennraumverschiebung und eine vom Brennraummittelpunkt definierte Skalierung der Brennraumdachkontur die charakteristische Brennrauminnenströmung abbilden kann, wird der stationäre Strömungsversuch simulativ nachgebildet und zur Modellvalidierung genutzt.

⁷ Der Durchflusskoeffizient bzw. der Widerstandsbeiwert ist das Verhältnis aus gemessenem zu theoretischen Volumenstrom. Der theoretische Volumenstrom berechnet sich aus einer Bezugsfläche und dem Term $\sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho}}$, wobei die Bezugsfläche abhängig von der Bezugsreferenz ist. Hiefür sind unterschiedliche Ansätze in der Literatur zu finden. Die hier verwendete Bezugsfläche ist die Mantelfläche, d.h. die offene durchströmte Fläche, die in Abhängigkeit des Ventilhübes aufgespannt wird. Die Druckdifferenz ergibt sich aus dem Messverfahren (siehe Kapitel 4.1.1).

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

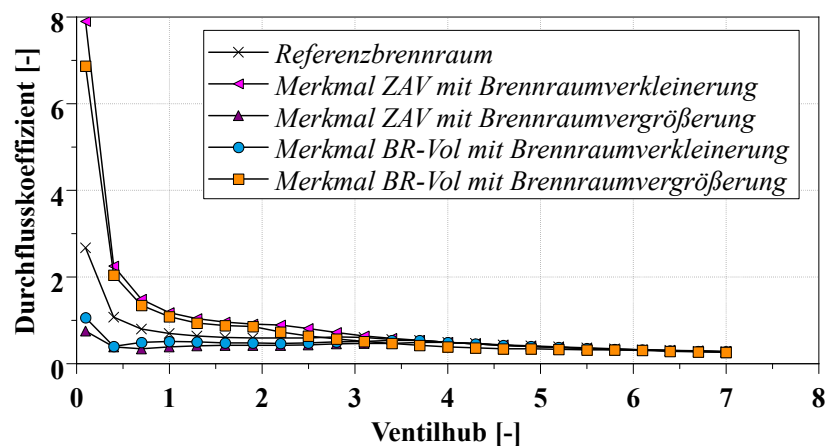


Abbildung 6-55: Durchflussbeiwert der untersuchten Grenzmusterbauteile

Bei den in Abbildung 6-55 aufgeführten Bauteilen sind die Brennrummanipulationen und die entsprechenden Ausprägung bekannt. Folglich konnten die stationären Strömungsmodelle mit entsprechenden Ausprägungen abgeleitet und modelliert werden. Die Randbedingungen wurden von den stationären Messungen übernommen. Es wird davon ausgegangen, dass bei physikalisch gleichen Randbedingungen und geometrisch gleichen Eigenschaften die gleiche Strömungscharakteristik abgebildet werden kann.

Den Vergleich zwischen Simulation und Messung des Referenzbrennraums zeigt **Abbildung 6-56**. Im oberen Bereich ist die stationäre Messung abgebildet. Gezeigt werden die Ebenen 7 mm, 10 mm und 15 mm von der Zylinderkopfebene entfernt. Unterhalb der Messungen sind die äquivalente Brennraumbene aus der stationären Strömungssimulation abgebildet. Die Messung ist mit einem grauen Bereich umrandet. Dieser Bereich verdeutlicht den realen Brennraumdurchmesser und kann mit dem eingesetzten Messverfahren nicht abgetastet werden. Um diesen Bereich in den Simulationsergebnissen nachzuvollziehen, ist dieser in den Simulationsergebnissen zusätzlich markiert.

An den Randbereichen kommt es zu differierenden Visualisierungen, da die Simulation den gesamten Brennraumbereich berücksichtigt und diesem Bereich zusätzliche Interpolationsstützpunkte zur Verfügung stehen. Weiter ist die Stützstellendichte in der Messung geringer (256 Stützstellen pro Messebene zu ca. 17000 Stützstellen pro Modellebene). Daher liegen der Simulation weit mehr Datenpunkte zugrunde und eine Abgrenzung verschiedener Strömungsgebiete ist eindeutig darstellbar.

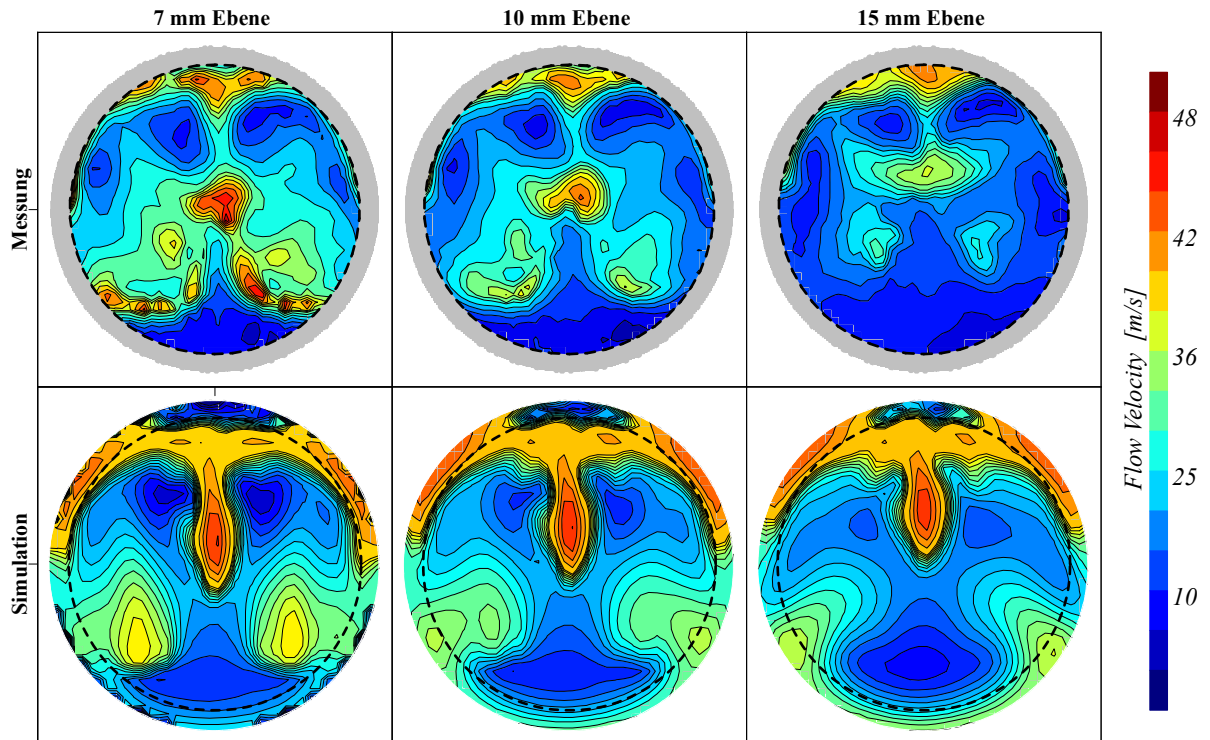


Abbildung 6-56: Abgleich der stationären Strömungssimulation des Referenzbrennraumes

Am Beispiel des Referenzbrennraumes ist zu sehen, dass die Strömungscharakteristik der Brennraumform hinreichend abgebildet werden kann. Bei gleichen physikalischen Randbedingungen, d.h. gleichen Eingangs- und Ausgangsbedingungen, sind gleiche maximale Strömungsgeschwindigkeiten vorhanden. Das Strömungsbild ist dem zu Folge ein vergleichbares Abbild der Strömungsform. Insbesondere die Tumbleströmung im mittleren und oberen Brennraumbereich ist gut nachvollziehbar. Aufgrund des zunehmenden Abstandes zum Brennraumdach wird die zentrale Tumbleströmung in den oberen Brennraumbereich verschoben und die über die Ventiloberseite verlaufende Strömung ist im Zylinderwandbereich konzentriert. Das Messverfahren kann diesen Randbereich messtechnisch nicht erfassen.

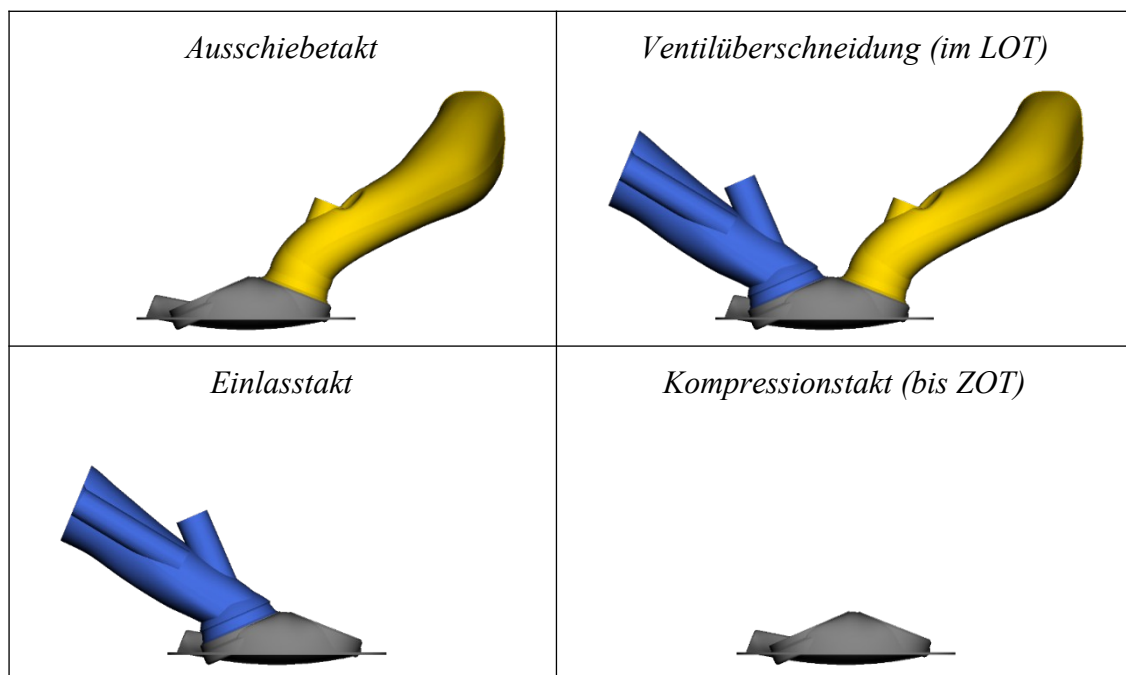
Die charakteristischen Strömungsformen konnten für die weiteren Grenzmuster ebenfalls abgebildet werden. Es zeigt sich, dass mit der merkmalsolierten Modellierung der Brennraumkontur die Strömungsformen hinreichend modelliert werden konnten. Die Vergleiche der Grenzmuster sind in Anhang A-1. nachvollziehbar.

Daher kann davon ausgegangen werden, dass eine Modellierung der Brennraumkontur eine Abschätzung des Strömungszustandes im transienten Fall zulässt und ein isolierter Vergleich der Brennraummerkmale durchgeführt werden kann.

6.1.2 Allgemeiner Modellaufbau und Modellparametrisierung der RANS

Gemischbildungssimulation

Für die Abbildung der Gemischbildung wird ein CFD-Modell mit bewegten Volumennetzen entwickelt. Das eingesetzte Simulationstool ist AVL Fire™ in der Version 2017.1. Als Grundlage für die Modellierung werden der Brennraum sowie die Ein- und Auslasskanäle des Forschungsmotors (siehe Kapitel 4.2.1) verwendet, wobei hier der Zylinder 1 aus dem CAD-Modell des Zylinderkopfes separiert wurde. Für die Ladungswechselsimulation sind die vier Teilsysteme Auslasstakt, Ventilüberschneidung, Einlasstakt und Kompressionstakt separat zu modellieren. Die Oberflächennetze zeigt **Abbildung 6 -57**. Innerhalb der Teilmodelle werden die zeitdiskreten bewegten Bereiche (Kolben, Einlassventil und Auslassventil) definiert.



3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

Abbildung 6-57: Aufbau CFD-Model zur transienten Ladungswechselsimulation

Simuliert werden der Ausschietakt, der Einlasstakt und die Kompression bis zum ZOT. Die Ventilüberschneidung beinhaltet die Modellbereiche Ein- und Auslass gleichzeitig. Die veränderlichen Netzbereiche werden durch Strecken bzw. Stauchen von Volumenelementen erreicht. Um eine ausreichende Zellqualität für die Berechnungsgebiete zu erhalten, werden die Teilm Modelle mit einem maximalen Bewegungsintervall von 5 °KW bzw. in kritischen Bereichen (bspw. bei keinem Ventilhub oder dem LOT) mit Bewegungsintervallen von 0,5-1 °KW erstellt. Die sich daraus ergebenden Volumennetze sind in **Abbildung 6-58** in den „Worst-Case“ Lagen gezeigt. Die maximale Kantenlänge einer Zelle beträgt 1,6 mm. Eine Netzverfeinerung wird orts- sowie zeitabhängig mittels Refinement Multiplikator erreicht. Die Zellenanzahl der verschiedenen Bereiche zeigt **Tabelle 10**.

Tabelle 10: Zellenanzahl der Berechnungsbereiche im „Worst-Case“ Szenario

Vernetzungsbereich	Zellenanzahl	Verfeinerungsbereich	Verfeinerungs- multiplikator
Ausschiebetakt	957 400	Ventilssitz AV	3
Ventilüberschneidung	3 300 265	Ventilssitz AV	3
		Ventilssitz EV	4
Ansaugtakt	6 415 425	Ventilssitz EV	4-5
		Zylinder	1
Kompression (ZOT)	516 420	Zylinder	1

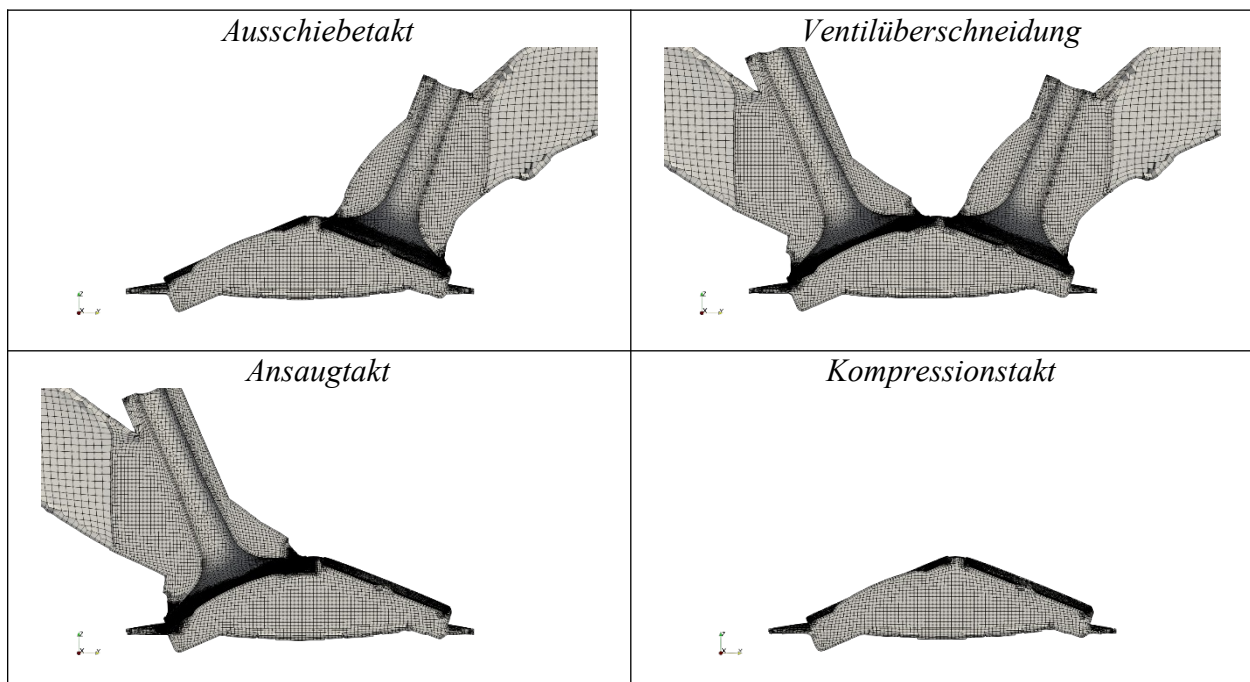


Abbildung 6-58: Volumennetze der Berechnungsmodelle an den „Worst Case“ Szenarien

Es wurde eine Netzverfeinerung des Zylinderraumes definiert, um die Einspritzung im Ansaugtakt mit ausreichender Auflösung zu simulieren. In Bereichen kleiner Spaltmaße, wie beim Öff-

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

nen oder Schließen der Ventile ist zur Beschreibung der Strömung ein feines Volumennetz notwendig. Aufgrund der Rechenbarkeit und der Möglichkeit, das Netz in vertretbarer Zeit zu berechnen, ist hier ein Mindestventilhub von 0,2 mm definiert. Der Ventilhub zwischen 0 und 0,2 mm wird als geschlossenes Ventil betrachtet. Die Vernetzung für die Bereiche der Ein- und Auslassventile sind in **Abbildung 6 -59** gezeigt.

Netzverfeinerung des Einströmbereiches bei kleinem Ventilhub

Netzverfeinerung des Ausströmbereiches bei kleinem Ventilhub

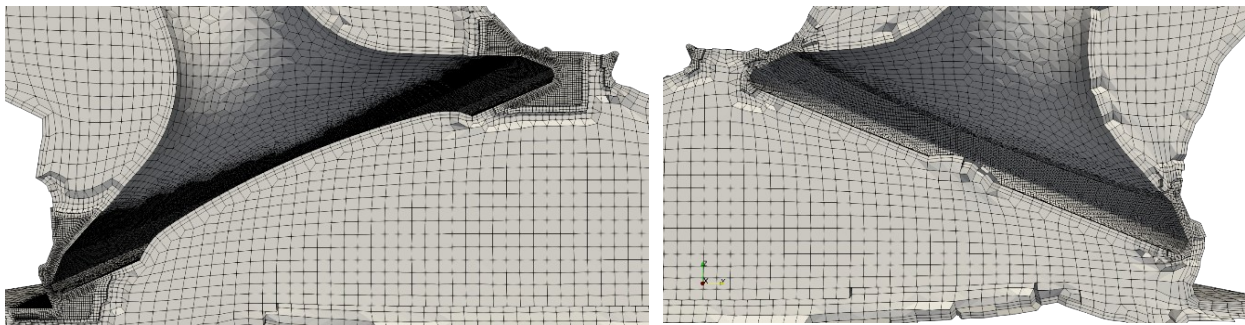


Abbildung 6-59: Netzverfeinerung zur Modellierung der Strömung bei geringem Ventilspalt

Für die Implementierung des Kraftstoffsprays wurde das Lochbild bei 30 mm Entfernung zum Injektor-Austritt definiert. Die Spraycharakteristik wird durch das Lochbild, den Keulenkantenwinkel, die Sprayachse bzw. deren Winkel zur ZX-Ebene sowie zur ZY-Ebene und dem Spraywinkel in den ZX- sowie ZY-Ebenen beschrieben und im Modell definiert. Zudem wurde mit der injektor-spezifischen Tropfengrößenverteilung das Spraybild hinreichend parametrisiert. Die Bedatung des Einspritzereignisses wurde den ausgelesenen Motorsteuerungsdaten entnommen.

Berechnet werden die Modelle unter Berücksichtigung der in Kapitel 4.1.2.1 gezeigten Erhaltungsgleichungen (Impuls-, Kontinuitäts- und Energiegleichung) für kompressible Fluide. Als Modell zur Approximation der Turbulenz ist das k-ε-Modell verwendet worden. Die für die Berechnung verwendeten Differenzenschemata sind das MINMOD Verfahren für die TKE, Impuls- und Energiegleichung sowie das Central Differencing Verfahren für die Kontinuitätsgleichung.

Der betrachtete Betriebspunkt wurde aus Messungen am Motorprüfstand abgeleitet. Als Referenz wurde ein Betrieb bei 3000 min^{-1} und 320 Nm ausgewählt. Als Einlass- und Auslass-Bedingung wurde eine Massenstrom-/Druck-Bedingung gewählt. Da aus den Prüfstandmessungen kein brennraumindividueller Frischluftstrom gemessen werden kann, ist hierfür eine 1D/0D-Motorprozesssimulation durchgeführt worden, sodass eine Massenstrombeziehung für die Einlassbedingung abgeleitet werden konnte. Der Druckzustand an der Auslassbedingung wurde aus den Motormessungen abgeleitet und war unter anderem ein Validierungsparameter für die Motorprozessrechnung. Die initialen Systemzustände wurden in drei Teilbereiche Einlasskanal, Brennraum und Auslasskanal separiert. Der Initiale Systemzustand ist in **Tabelle 11** zusammengefasst.

Tabelle 11: Parametrierung von Initialbedingungen der Initialisierungsbereiche

	Einlasskanal	Brennraum	Auslasskanal
Druck [bar]	1,5	2,0	2,0

Temperatur [K]	313	900	1000
TKE [m²/s²]	1*10 ⁻⁵	1*10 ⁻⁵	1*10 ⁻⁴
Dissipation [m²/s³]	6,49519*10 ⁻⁸	6,1859*10 ⁻⁸	3,65148*10 ⁻⁶

6.1.3 Merkmalspezifische Modellentwicklung

Die transiente Ladungswechselsimulation dient der Differenzierung der entwickelten Brennraummerkmale (ZAV und BR-Vol). Hierfür wurden für die Merkmale verschiedene Ausprägungen modelliert. Aus der Bauteilprüfung der Rohteilfertigung geht hervor, dass für den verwendeten Versuchsträger ein Grenzmaß von $\pm 150 \mu\text{m}$ für die Lage des Brennraumdaches gilt. Wird eine Brennraumdachverschiebung in der Zylinderachse um $\pm 150 \mu\text{m}$ vorgenommen, folgt eine Differenz zum Kompressionsverhältnis von $\pm 0,1$. Da zusätzlich die Sensitivität des Kompressionsvolumens berücksichtigt werden kann, werden für die Bauteilmerkmale ZAV und BR-Vol Ausprägungen modelliert, die innerhalb und außerhalb des Toleranzfeldes liegen. Für die Verschiebung des Brennraumdaches in der Zylinderachse wurde hierfür eine Verschiebung von $\pm 150 \mu\text{m}$ und zusätzlich von $\pm 300 \mu\text{m}$ modelliert. Das Brennraummerkmal BR-Vol wurde moduliert, indem vom Brennraumzentrum eine prozentuale Verschiebung der Flächenpunkte entlang des jeweiligen Vektors durchgeführt wurde. Dabei ist das Verdichtungsverhältnis von $11,58 \pm 0,1$ als untere und obere Grenze für die Modelle innerhalb der Bauteiltoleranz definiert worden. Für die Untersuchung der Gemischbildung des Merkmals BR-Vol wurde eine prozentuale Brennraumdachverschiebung von $\pm 2\%$ und $\pm 5\%$ gewählt. Bei der Erstellung der Merkmale wurden die Oberflächen des Brennraumdaches entsprechend der Ausprägung verschoben. Die Oberflächenkonturen der nach der Rohteilfertigung eingebrachten Elemente, wie die Zündkerze, Ventilsitzringe etc. wurden bei der Modellbildung nicht manipuliert und weisen bei allen Modellen identische Positionen auf. Die geometrischen Beziehungen sind in **Tabelle 12** gegenübergestellt.

Tabelle 12: Resultierendes Verdichtungsverhältnis der definierten Merkmalausprägungen

Merkmal	Verdichtungsverhältnis ϵ	Merkmal	Verdichtungsverhältnis ϵ
Referenz-brennraum	11,58	Referenz-brennraum	11,58
ZAV + 300 μm	11,30	BR-Vol +5%	11,45
ZAV + 150 μm	11,48	BR-Vol +2%	11,53
ZAV - 150 μm	11,68	BR-Vol -2%	11,63
ZAV - 300 μm	11,80	BR-Vol -5%	11,70

6.2 Vergleich der Strömungs- und Gemischbildungssimulation

Auswirkungen der Brennraumform auf die Gemischbildung entsteht primär in der Initialphase des Einlasstaktes. Aufgrund der relativen Änderung der Einlassventile zum Brennraumdach entstehen marginale Unterschiede der Strömungsquerschnitte an der Ober- und Unterseite der Ventile. Der Bezug der strömungsbeeinflussenden charakteristischen Querschnitte verändert sich mit zunehmendem Ventilhub, bis der Einlasskanal selbst den charakteristischen Strömungsquerschnitt darstellt und die Strömungseigenschaften bestimmt. Daraus ist ableitbar, dass sich der Einfluss der Brennraumformabweichung in der frühen Einlassphase manifestiert. Daher ist für den Vergleich der Brennraumabweichung die initiale Einlassströmung zu betrachten. Da zusätzlich der Einfluss der Gemischbildung berücksichtigt werden soll, wurde als Vergleichspunkt für die initiale Einlassströmung der Zustand der Einlassströmung unmittelbar vor dem Einspritzevent im Saughub und für initiale Gemischbildung der Strömungszustand kurz nach dem Einspritzevent betrachtet. Abschließend wird der Zustand der Gemischbildung kurz vor der Kraftstoffzündung verglichen, um die Wirkung der Brennraumabweichungen zu erfassen.

6.2.1 Initialphase der Einlassströmung

In der nachfolgenden **Abbildung 6 -60** ist der Strömungszustand der Modelle mit einer reinen Brennraumdachverschiebung (ZAV) gegenübergestellt. Zur Bewertung des Strömungszustandes sind die Strömungsfelder in der Ventilebene und im Brennraumzentrum gezeigt. Als Referenz für die Brennraumturbulenz ist die turbulent kinetische Energie (TKE) in der Ventilebene abgebildet.

Der Vergleich der Strömungszustände zeigt eine Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeiten mit zunehmendem Brennraumvolumen. Gleichermaßen verhält sich das TKE Niveau. Höhere Geschwindigkeiten im Einlasskanal bewirken einen höheren Turbulenzeintrag in den Brennraum. Die Strömungsform ist bei allen Simulationen nahezu identisch. Über die Ventiloberseite gelangt der Hauptstrom in den Brennraum, der die charakteristische Tumbleströmung bildet. Das Modell mit stark verkleinertem Brennraum (**Abbildung 6 -60**, links) weist eine geringere Eindringtiefe des Hauptstroms in den Brennraum auf. Ein charakteristischer Tumble ist dennoch erkennbar. Das Modell mit stark vergrößertem Brennraum (**Abbildung 6 -60**, rechts) weist, bedingt durch die Strömungsgeschwindigkeit, eine starke Eindringung in den Brennraum auf. Zudem wird die Strömung an der gegenüberliegenden Seite des Brennraumdaches abgelenkt, sodass die Hauptströmung gestört wird. Diese Störung der Hauptströmung ist an der Ausprägung der TKE gut erkennbar. Die Hauptströmung ist unmittelbar vor der gegenüberliegenden Wand des Brennraumdaches zum Brennraumzentrum gerichtet. Unterhalb dieser Strömungslinie bildet sich ein Bereich hoher turbulent kinetischer Energie aus, der den Zerfall der Strömung indiziert.

Analog zum Merkmal ZAV ist das Brennraummerkmal BR-Vol in **Abbildung 6 -61** gezeigt. Wie bereits zuvor zu erkennen war, erhöhen sich hier die Strömungsgeschwindigkeiten mit zunehmendem Brennraumvolumen. Gleichmaßen wird ein höherer Turbulenzeintrag induziert. An den Strömungsgeschwindigkeiten ist erkennbar, dass der Hauptstrom mit größer werdenden Brennräumen weiter an die Brennraumwand ragt. Eine Störung des Hauptstroms ist hier nicht erkennbar. Der sich einstellende Tumble ist bei allen Modellen, ausgenommen bei zu großem Brennraum, gut erkennbar. Der Strömungszerfall bei großen Brennräumen scheint in der initialen Phase der Einlassströmung die Entwicklung des Tumble zu stören.

Es zeigen sich geringfügige Unterschiede der beiden Merkmale, wobei keine signifikanten Einflüsse auf die Strömungsform erkennbar sind. Lediglich bei größer werdenden Brennräumen zeichnet sich ein Einfluss auf die Strömungsbildung ab. Die Modelle, die repräsentativ für NIO-Teile mit vergrößertem Brennraum stehen, zeigen unabhängig vom Brennraummerkmal die gleiche Tendenz. Die Strömungsgeschwindigkeit und die Brennraumturbulenz nehmen zu. Dies kann ein Indiz auf eine Störung der Einströmungsbedingungen sein, wobei hier keine merkmalspezifischen Eigenschaften erkennbar sind.

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

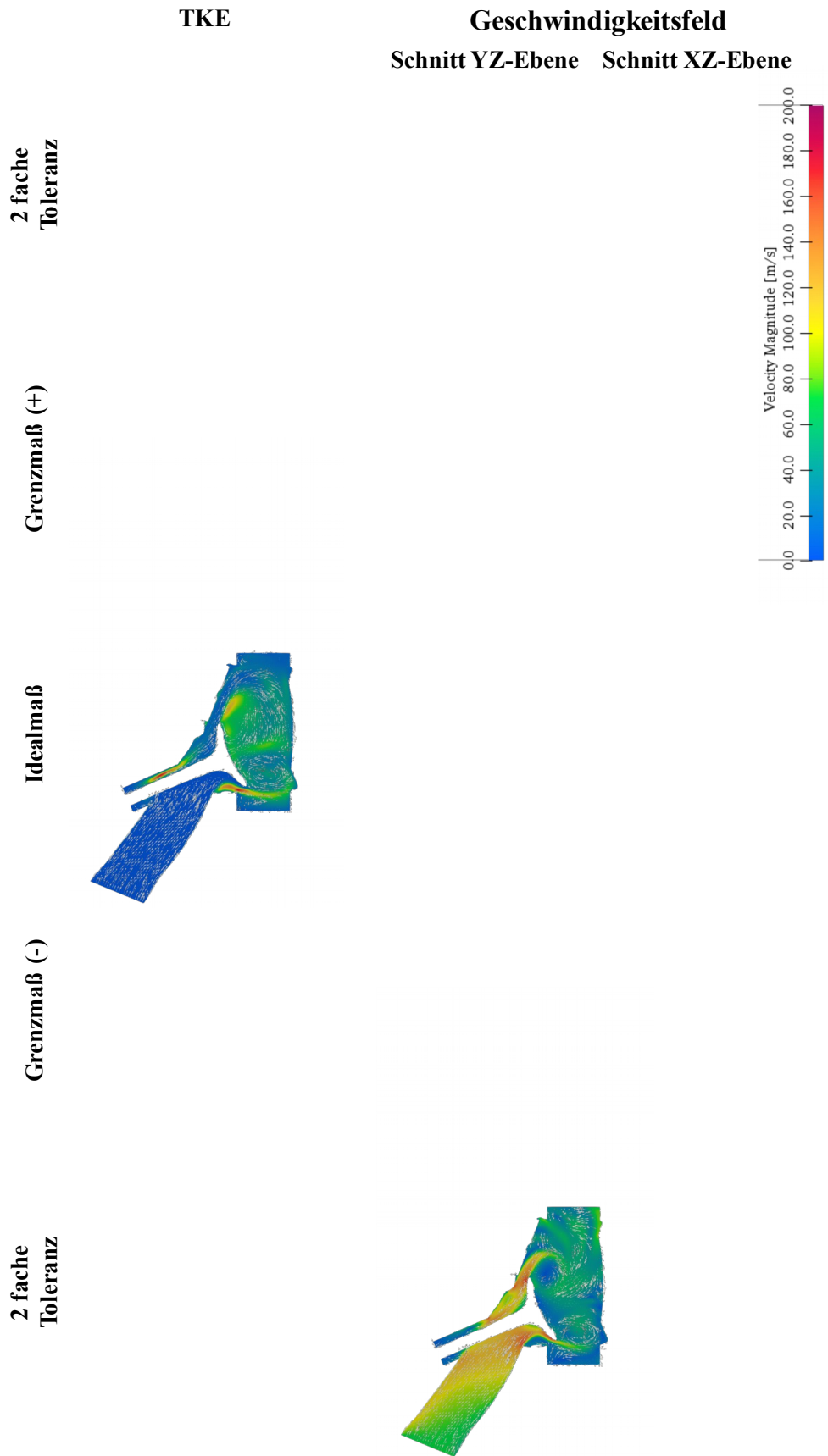


Abbildung 6-60: Visualisierung der Strömungszustände vor der Saughubeinspritzung (Merkmal ZAV), Verschiebung des ZAV-Merkmals zu kleineren Brennraumvolumen (links) und großen Brennraumvolumen (rechts), das Nennmaß Modell als Vergleichsmodell in der Mitte

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

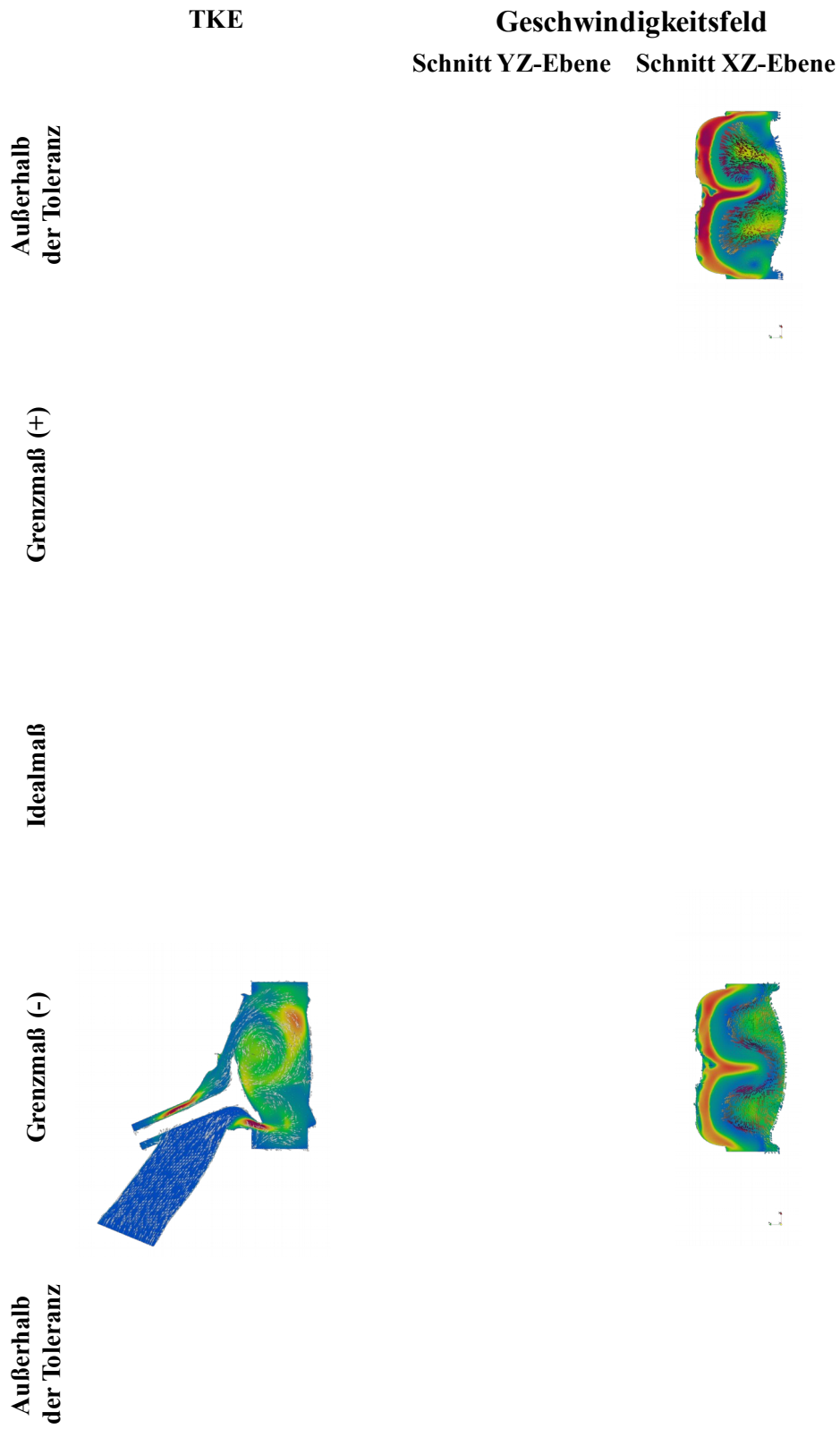


Abbildung 6-61: Visualisierung der Strömungszustände vor der Saughubeinspritzung (Merkmal BR-Vol), Verschiebung des BR-Vol Merkmals zu kleineren Brennraumvolumen (links) und großen Brennraumvolumen (rechts), das Nennmaß-Modell als Vergleichsmodell in der Mitte

6.2.2 Initialphase der Gemischbildung

Die nachfolgenden Abbildungen zeigen den Zustand der Zylinderinnenströmung, der turbulent kinetischen Energie sowie der Kraftstoffverteilung in der Ventil- sowie in der zentralen Zylinderenebene. Die Modelle mit dem Merkmal ZAV zeigen die **Abbildung 6 -62**, **Abbildung 6 -63** und **Abbildung 6 -64**. Insbesondere in der zentralen Zylinderlage ist eine ausgeprägte Tumbleströmung unabhängig von der Merkmalausprägung erkennbar. Das Modell mit doppelter positiver Brennraumdachverschiebung (Abbildung 6 -62, r.) zeigt am Schnitt in der Ventilebene ein marginal verändertes Strömungsbild, wobei die globale Strömungsstruktur identisch ist.

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

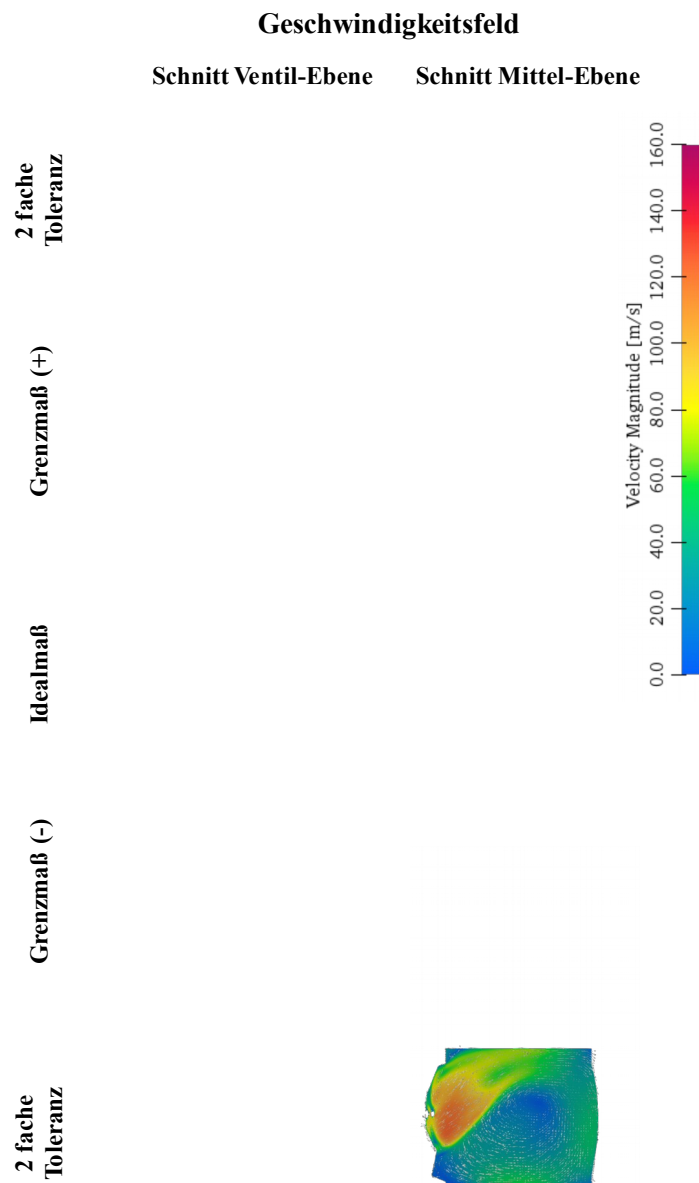


Abbildung 6-62: Ausbildung der Zylinderinnenströmung bei 12°KW nach Einspritzende bei Merkmal ZAV; Schnitt der Ventilebene (oben); Schnitt der Zylinderzentralebene (unten)

Der direkte Vergleich der TKE im Brennraum (**Abbildung 6 -63**) zeigt mit zunehmendem Brennraumvolumen einen stärkeren Turbulenzeintrag. Dieser ist am Schnitt der zentralen Zylinderlage besonders erkennbar. Das erhöhte Turbulenzniveau während der Frischlufteinströmung stört die Strömung und behindert die volle Entwicklung der Tumbleströmung im Zylinder. Wird zudem die Gemischverteilung im Brennraum berücksichtigt (**Abbildung 6 -64**), ist mit zunehmendem Brennraumvolumen und damit auch zunehmendem Turbulenzeintrag in den Brennraum eine Verschlechterung der Kraftstoffverteilung erkennbar.

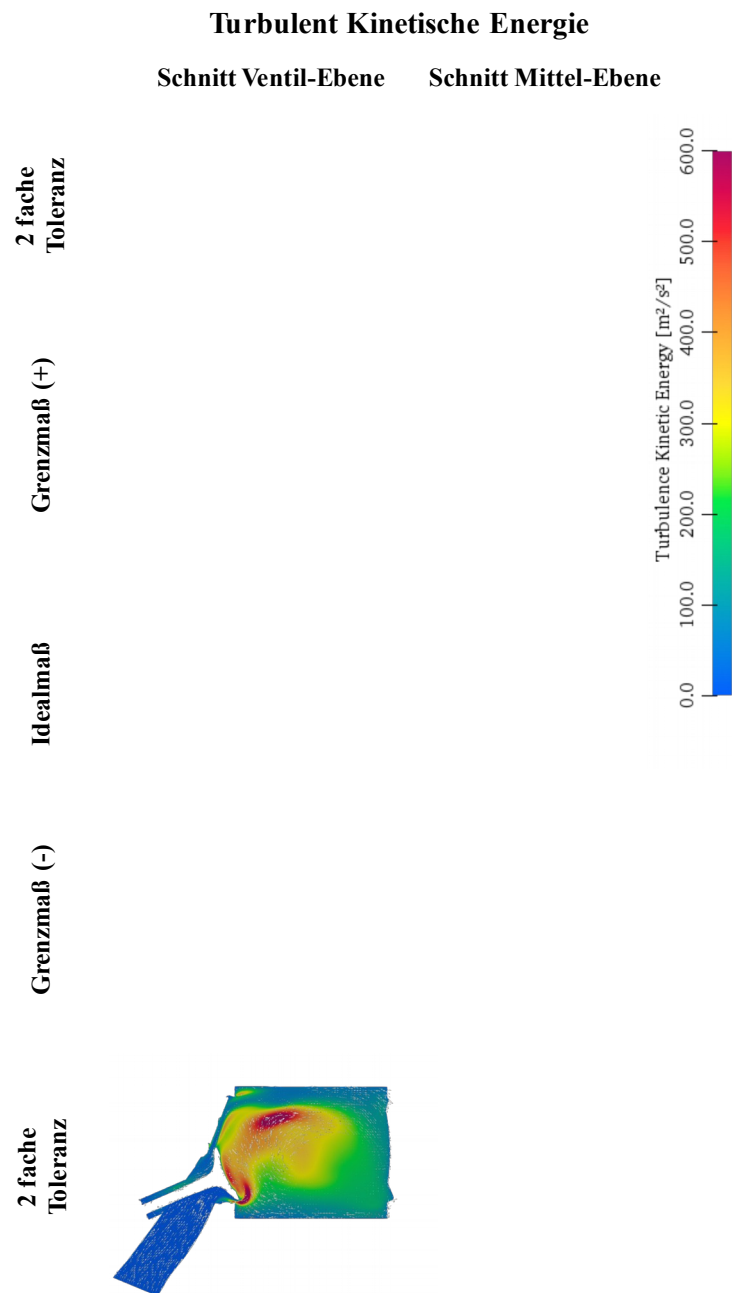


Abbildung 6-63: Ausbildung der TKE bei 12°KW nach Einspritzende bei Merkmal ZAV; Schnitt der Ventilebene (oben); Schnitt der Zylinderzentralebene (unten)

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

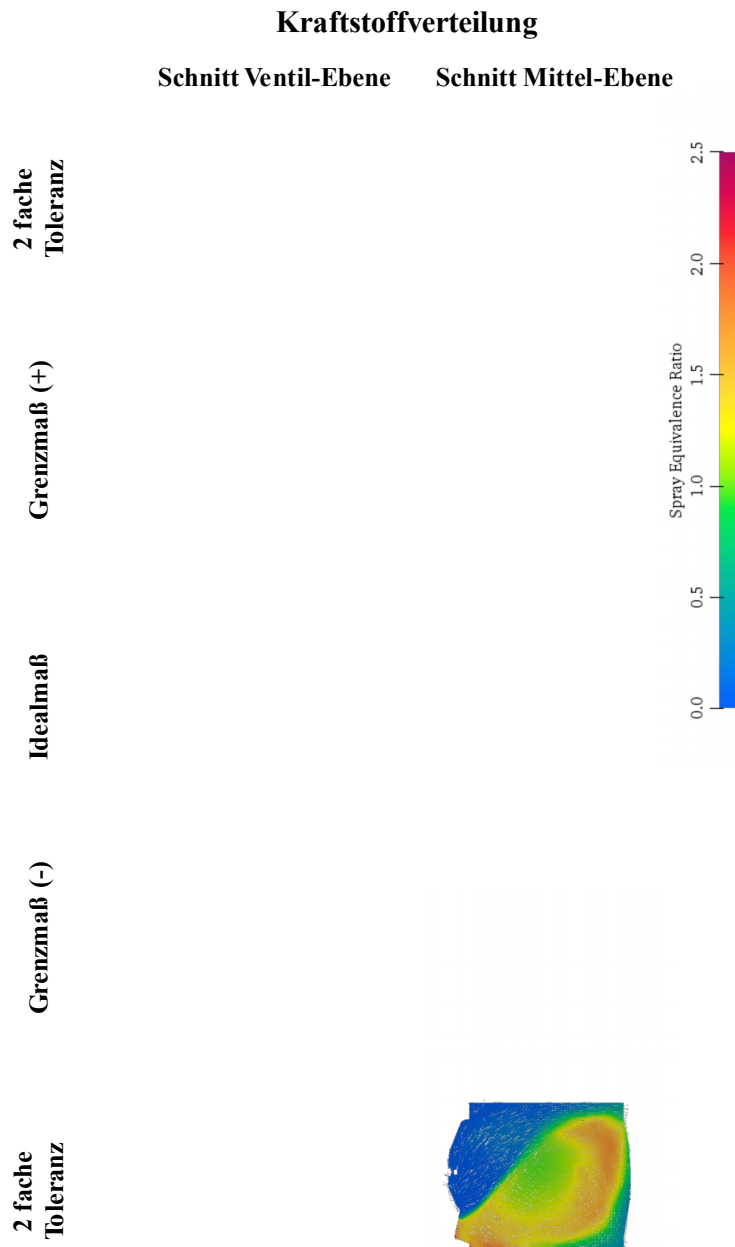


Abbildung 6-64: Ausbildung der Kraftstoffverteilung bei 12°KW nach Einspritzende bei Merkmal ZAV; Schnitt der Ventilebene (oben); Schnitt der Zylinderzentralebene (unten)

Die Modelle mit dem Merkmal BR-Vol zeigen die **Abbildung 6 -65**, **Abbildung 6 -66** und **Abbildung 6 -67**. Es ist bei allen Modellen eine ausgeprägte Tumbleströmung erkennbar. Das Modell mit +5% Vergrößerung des Brennraumvolumens (Abbildung 6 -65, r.) zeigt eine leichte Verschiebung des Tumblezentrums. Die globale Strömungsstruktur bleibt bei allen Merkmalausprägungen erhalten.

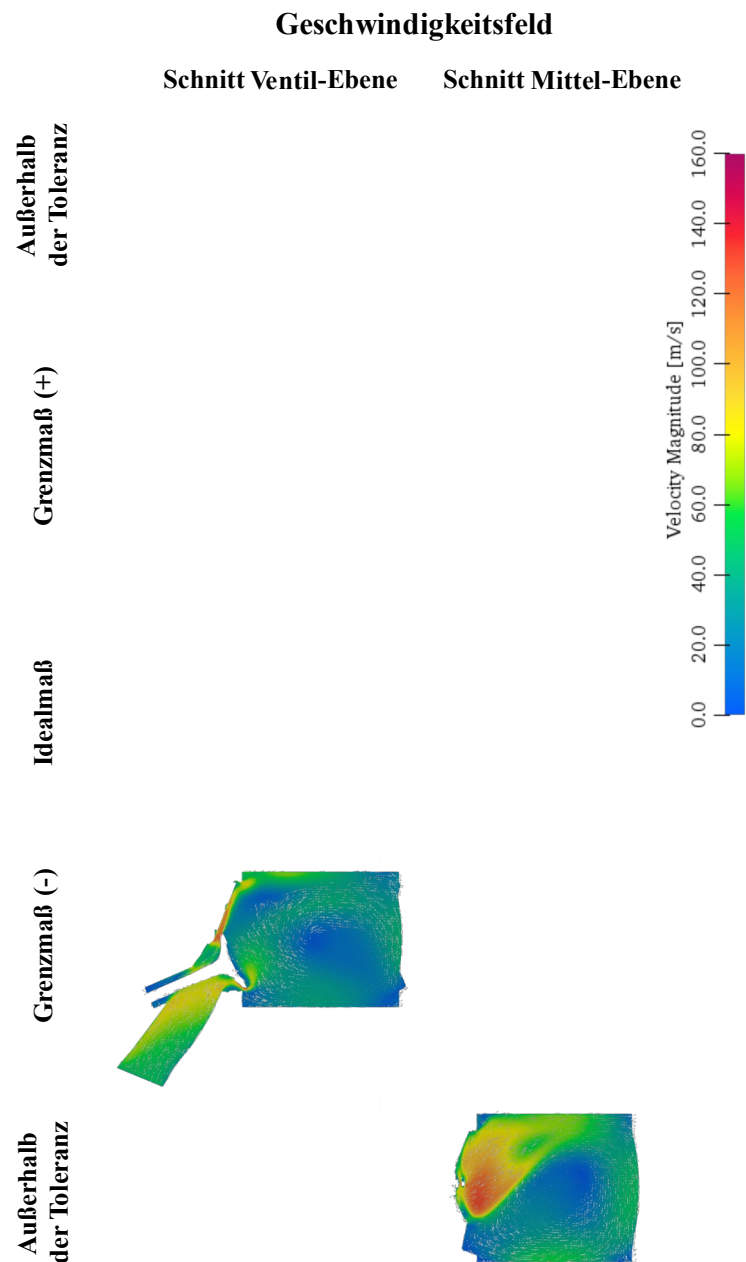


Abbildung 6-65: Ausbildung der Zylinderinnenströmung bei 12°KW nach Einspritzende bei Merkmal BR-Vol; Schnitt der Ventilebene (oben); Schnitt der Zylinderzentralebene (unten)

Der Vergleich der TKE im Brennraum (**Abbildung 6 -66**) zeigt identische Eigenschaften, wobei mit zunehmendem Brennraumvolumen ein stärkerer Turbulenzeintrag feststellbar ist. Auch bei diesem Merkmal stört das zunehmende Turbulenzniveau während der Frischluftansaugung die Strömung. Die lokale Kraftstoffkonzentration im Brennraum erhöht sich mit zunehmendem Brennraumvolumen (vgl. **Abbildung 6 -67**). Diese Eigenschaft indiziert eine Störung der Brennraumströmung und damit eine ungleichmäßige Kraftstoffverteilung in der Initialphase der Gemischbildung.

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

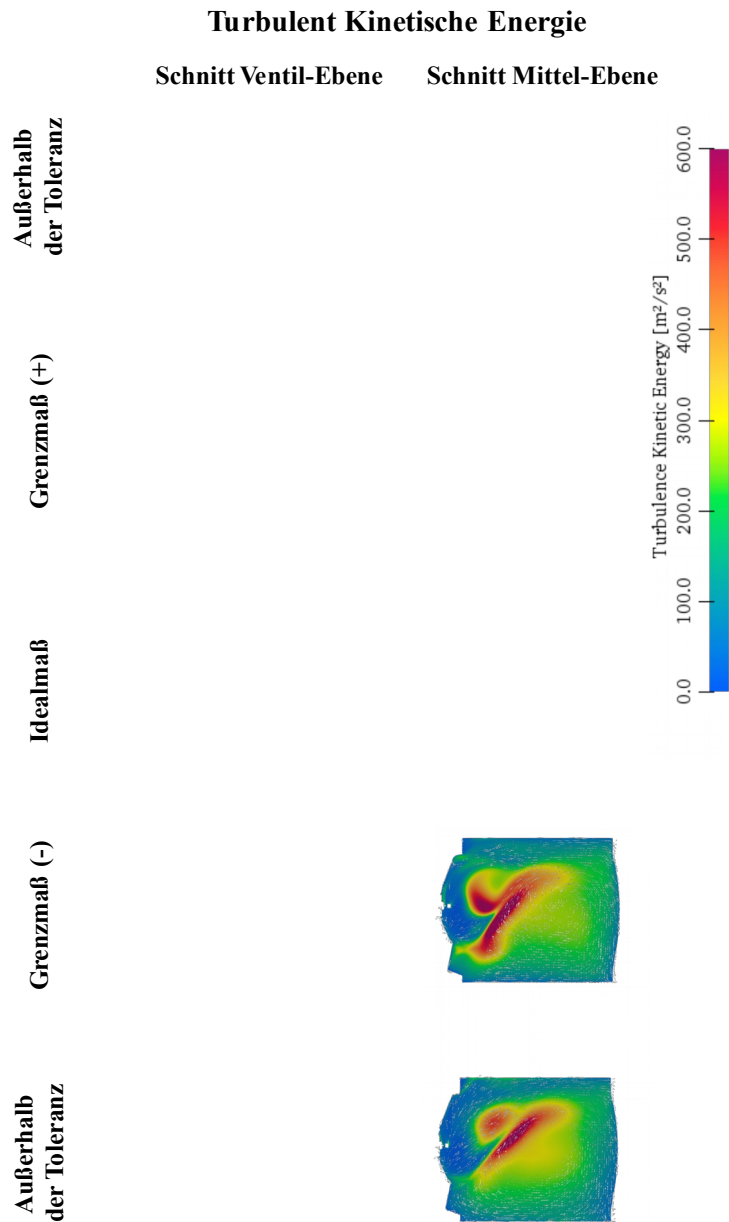


Abbildung 6-66: Ausbildung der TKE bei 12°KW nach Einspritzende bei Merkmal BR-Vol; Schnitt der Ventilebene (oben); Schnitt der Zylinderzentralebene (unten)

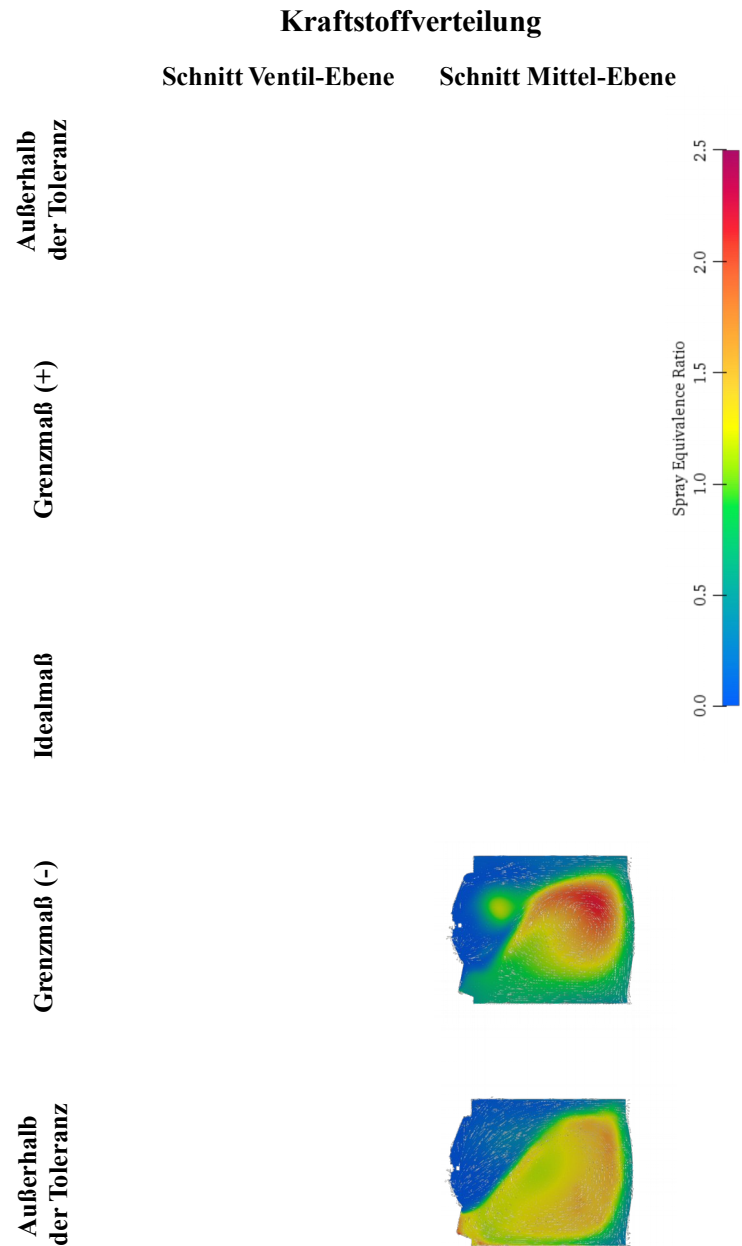


Abbildung 6-67: Ausbildung der Kraftstoffverteilung bei 12°KW nach Einspritzende bei Merkmal BR-Vol; Schnitt der Ventilebene (oben); Schnitt der Zylinderzentralebene (unten)

6.2.3 Gemischbildung zum Verdichtungsende

Den Gemischbildungszustand zum Ende des Verdichtungstaktes zeigen nachfolgend **Abbildung 6 -68** und **Abbildung 6 -69**. Die Merkmalausprägungen sind von unten (Brennraumverkleinerung) nach oben (Brennraumvergrößerung) sortiert. In der mittleren Position ist das Referenzmodell (keine Merkmalmanipulation) angeordnet. Gezeigt werden die zentralen Schnittansichten

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

XZ-Ebene (rechts) und YZ-Ebene (links). Beide Merkmale zeigen eine lokale Kraftstoffkonzentration in der Brennraummitte, sodass ein zündfähiges Kraftstoff-Luftgemisch im Bereich der Zündkerze vorhanden ist. Damit kann eine Zündunfähigkeit aufgrund der Merkmalausprägungen im betrachteten Bereich ausgeschlossen werden.

Die Gegenüberstellung der Modelle mit einer Verschiebung des Brennraumdaches entlang der Zylinderachse (Merkmal ZAV) zeigt **Abbildung 6 -68**. Das Modell mit einer starken Brennraumverkleinerung (Abbildung 6 -68 unten) weist lokal höhere Kraftstoffkonzentrationen auf, wobei der Gradient der Kraftstoffverteilung zu den Randbereichen hin weniger stark ausgeprägt ist (siehe YZ-Ebene). Mit steigendem Brennraumvolumen nimmt der Gradient der Kraftstoffverteilung zu den Randbereichen zumindest visuell leicht zu. Bei zu großen Brennräumen ist insbesondere in der YZ-Ebene eine Ungleichförmigkeit der Kraftstoffverteilung zu erkennen.

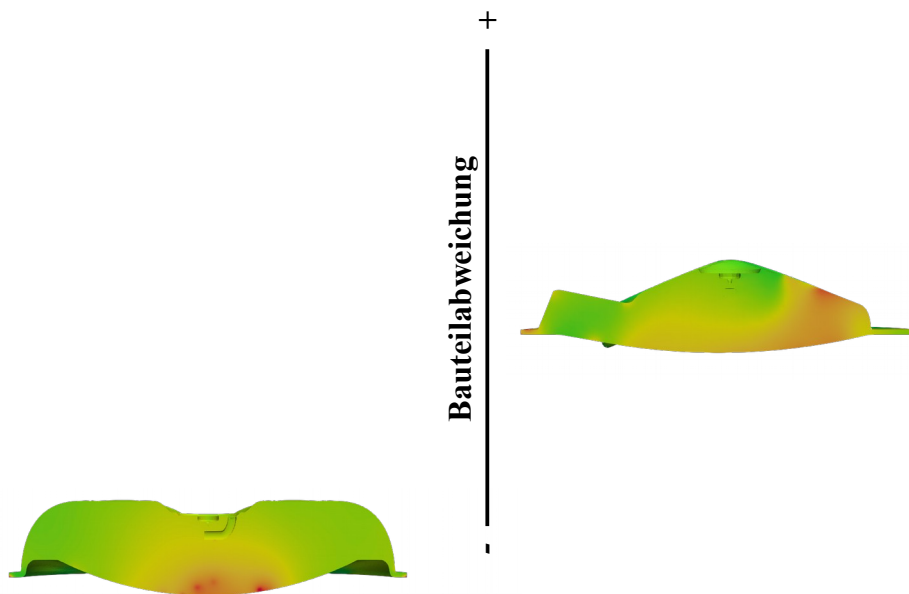


Abbildung 6-68: Lokales Kraftstoff-Luft-Verhältnis λ am Verdichtungsende (ZOT); Vergleich der ZAV-Variation am zentralen Schnitt der YZ-Ebene (links) und der XZ-Ebene (rechts)

Die Gegenüberstellung der Modelle mit einer Manipulation der Brennraumform (Merkmal BR-Vol) zeigt **Abbildung 6 -69**. Das Modell mit einer starken Brennraumverkleinerung (Abbildung 6 -69 unten) weist einen weniger stark ausgeprägten Gradienten der Kraftstoffverteilung hin zu den Randbereichen auf. Mit steigendem Brennraumvolumen nimmt der Gradient der Kraftstoffverteilung zu den Randbereichen visuell leicht zu. Bei Brennräumen mit vergrößerten Brennräumen gegenüber dem Referenzmodell ist insbesondere in der YZ-Ebene eine zunehmende Ungleichförmigkeit der Kraftstoffverteilung zu erkennen.

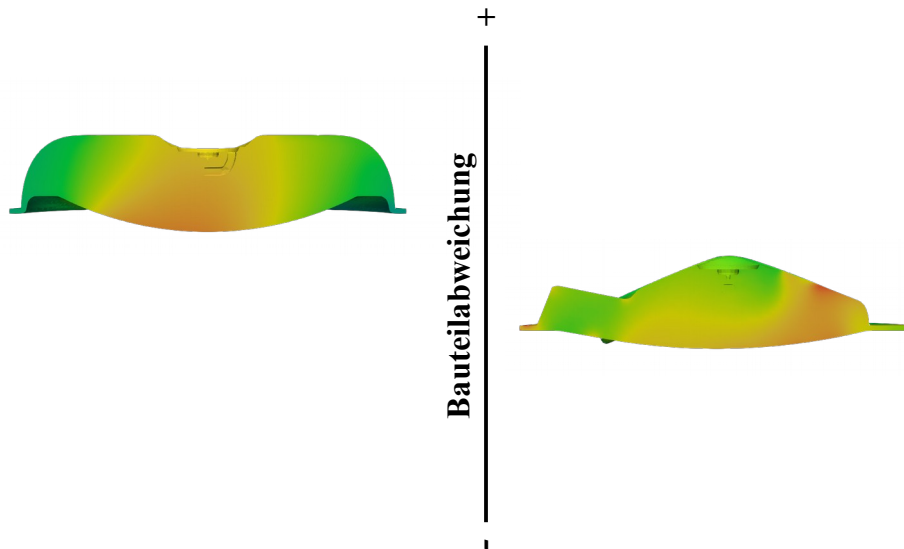


Abbildung 6-69: Lokales Kraftstoff-Luft-Verhältnis λ am Verdichtungsende (ZOT); Vergleich der BR-Vol-Variation am zentralen Schnitt der YZ-Ebene (links) und der XZ-Ebene (rechts)

Der visuelle Vergleich ermöglicht den direkten Vergleich der Schnittebenen zueinander. Global ist die Kraftstoffverteilung nicht feststellbar. Um die Kraftstoffgleichverteilung im gesamten Brennraum zu bewerten, ist ein Gleichverteilungsindex für den Modellzustand des ZOT herangezogen worden. Dieser sogenannte Uniformity Index ergibt sich aus dem Zusammenhang

$$UI = 1 - \left(\frac{\int \frac{\sqrt{(\lambda_i - \bar{\lambda})^2}}{\bar{\lambda}} dV}{V_{Ges}} \right), \quad (6-68)$$

wobei λ_i das Kraftstoffluftverhältnis eines Volumenelements beschreibt, $\bar{\lambda}$ den Mittelwert des Luft-Kraftstoffverhältnisses bzw. das globale Luft-Kraftstoffverhältniss und V_{Ges} das Gesamtvolumen des betrachteten Modells. Die Gleichverteilung ergibt sich demnach aus einer normierten bzw. einer mittleren Abweichung der Kraftstoffverteilung der Einzelvolumina, bezogen auf das Gesamtmodell. Mittels der V_{Ges} Normierung entsteht eine Kennzahl zwischen 0 und 1, die besagt, ob eine homogene durchmischte Kraftstoffverteilung vorliegt ($UI = 1$) oder im Modell keine Durchmischung vorliegt ($UI = 0$).

Wird eine eindimensionale Kennzahl zur Beschreibung der Kraftstoffverteilung genutzt, ergibt sich für die diskutierten Simulationen das in **Abbildung 6-70** gezeigte Bild. Aufgetragen ist der Uniformity Index der manipulierten Modelle über das dazugehörige Verdichtungsverhältnis. Bei

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

einem Verdichtungsverhältnis von 11,58 (mittig angeordnet) ist das Modell mit Referenzbrennraum positioniert. Die ausgegrauten Bereiche zeigen NIO-Modelle, also Modelle deren Brennraumabweichungen aufgrund der Fertigungstoleranz in der Rohteilfertigung als Ausschuss gelten.

Die Abweichungen beim Merkmal ZAV weisen eine weite Volumendifferenz zwischen den Modellen mit kleinstem und größtem Verdichtungsverhältnis auf. Die Differenz der Gleichverteilung ist demnach gegenüber dem Merkmal BR-Vol größer. Die UI-Differenzen innerhalb des gegebenen Toleranzbandes sind unabhängig vom Merkmal marginal. Tendenziell ist bei steigendem Verdichtungsverhältnis eine leichte Verbesserung der Kraftstoffgleichverteilung feststellbar. Gleichermaßen ist erkennbar, dass die Kraftstoffgleichverteilung bei zu großen Brennraumvolumen nicht mehr stark abfällt. Bei verkleinerten Brennräumen hingegen nimmt die Gleichverteilung zu.

Werden die merkmalspezifischen UI mittels Polynomansatz angenähert, kann der charakteristische Einfluss abgeschätzt werden. Innerhalb des Toleranzbandes ist ein annähernd linearer Zusammenhang ableitbar. Aufgrund der Modellierung von Brennraumvolumen außerhalb des Toleranzbandes kann beim Merkmal ZAV ein leicht konvexer Kurvenverlauf abgeleitet werden, wohingegen der Kurvenverlauf des Merkmal BR-Vol einen leicht konkaven Kurvenverlauf zeigt.

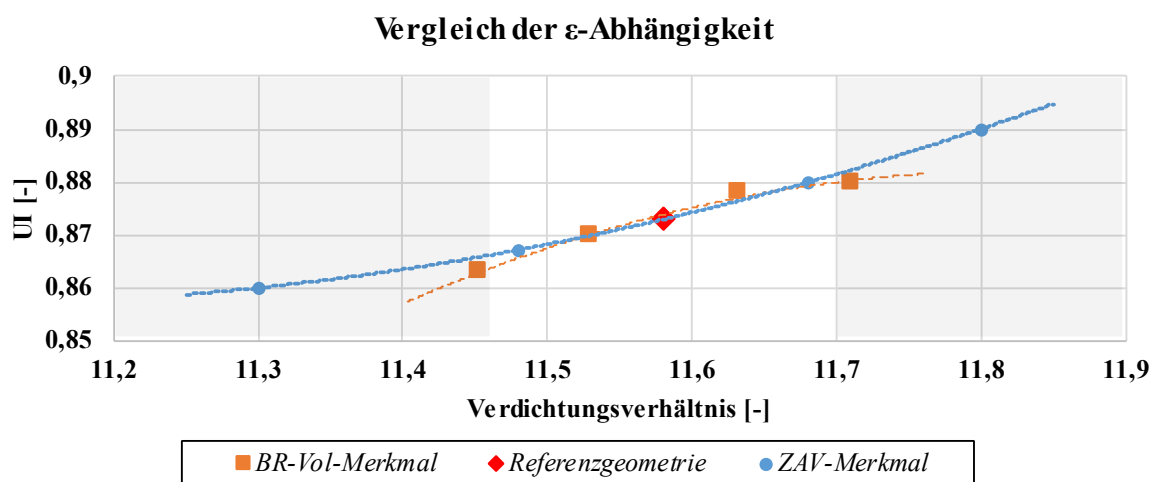


Abbildung 6-70: Berechneter Gleichverteilungsindex der merkmalsmanipulierten Einzelmodelle bezogen auf das zugehörige Verdichtungsverhältnis

Aufgrund der wenigen Stützpunkte für die Polynombildung zur Beschreibung der merkmalspezifischen Gleichverteilungseigenschaften ist diese Betrachtung eine rein analytische Vorgehensweise, um die Unterschiede zu spezifizieren und abzuschätzen. Eine marginale merkmalspezifische Abhängigkeit ist demnach erkennbar, wobei eine Differenz des Verdichtungsverhältnisses zum Referenzverdichtungsverhältnis von $\Delta\varepsilon=0,22$ aus thermodynamischer Sicht nicht sinnvoll ist. In Betriebsbereichen mit hoher Last, bei niedrigen Drehzahlen (LET) und hohen Drehzahlen (HET) sind zu kleine Brennräume stark klopfgefährdet, sodass das Vollastverhalten aufgrund später Zündzeitpunkt (ZZP) schlechtere Wirkungsgrade aufweist. Bei zu großen Brennräumen

wird in den Grenzbereichen aufgrund des fehlenden Verdichtungszustandes die Last nicht erreicht, weil mit Verringerung des Verdichtungsverhältnisses der thermische Wirkungsgrad zu stark sinkt, wie **Gleichung (2 -4)** zu entnehmen ist. Daher sind insbesondere die Modelle mit doppelter Brennraumabweichung (ZAV mit $\pm 300 \mu\text{m}$) für die Bewertung hinsichtlich motorischer Relevanz der Merkmale zu eliminieren. Bleiben diese Grenzmodelle unberücksichtigt, ist primär eine Abhängigkeit des Verdichtungsverhältnisses bzw. des Brennraumvolumens erkennbar.

7 Betriebsverhalten bei Brennraumabweichungen

Die in Kapitel 5.1 gezeigten Bauteile wurden am Motorprüfstand gemessen und analysiert. Der angestrebte Vergleich wird in die Bereiche Brennraumabweichungen mit konstanten Abweichungen (siehe Kapitel 7.1) und variablen Abweichungen (siehe Kapitel 7.2) unterteilt. Betrachtet werden das Vollastverhalten, Abweichungen im stationären Motorkennfeld, das Restgas- und Klopfverhalten sowie die Partikelgrößenverteilung. Eine absolute Betrachtung des Betriebsverhaltens erschwert den Vergleich der Versuchsmuster. Daher wird in den folgenden Abschnitten eine Differenzbetrachtung durchgeführt. Als Referenzbauteil gilt das Bauteil #01, welches nach der durchgeführten Volumenbewertung ein annäherndes ideales Maß aufweist.

Im ersten Teil des Abschnittes werden Bauteile mit konstanten Brennraumabweichungen betrachtet. Es wird die grundsätzliche Wirkung der Brennraummerkmale auf den motorischen Betrieb untersucht. Die abgeleiteten Abhängigkeiten werden an einem Bauteilvergleich mit unterschiedlichen Merkmalausprägungen und vergleichbaren Verdichtungsverhältnissen zusätzlich überprüft. Die daraus hergeleiteten Erkenntnisse sollen zeigen, welche charakteristische Größe den Brennraum sinnvoll beschreibt.

7.1 Vergleich von Bauteilmerkmalen mit konstanten Brennraumabweichungen

Das Vollastverhalten des Motors ist bei konstanten Umgebungsbedingungen von den Parametern Verdichtungsverhältnis und Hubvolumen abhängig. Das Verdichtungsverhältnis ist ein thermodynamischer Parameter, der den Expansionstakt durch den Term pdV bestimmt. Da die Volumenänderung aufgrund der gegebenen Kinematik konstant ist, kann eine thermodynamische Optimierung lediglich durch eine Anhebung des Expansionsstartdruckes erfolgen. Der ottomotorische Prozess ist unter anderem wegen seiner Klopfgefahr hinsichtlich einer stetigen Anhebung des Verdichtungsverhältnisses begrenzt, wodurch weitere Maßnahmen, wie eine zusätzliche Aufladung oder eine Miller-Prozessführung zum Einsatz kommen. Aufgrund der Aufladung gelangt mehr Masse in den Zylinder und durch den Miller-Prozess wird der Einlasstakt verkürzt. Dies erfordert eine gezielte Ladungsbewegung, um einerseits die Ladungswechselverluste zu minimieren und andererseits genügend Turbulenz im Brennraum zu generieren sowie das Kraftstoff-Luft-Gemisch zu homogenisieren. Bei einer schlechten Durchmischung erhöht sich die Klopfgefahr, weil die Flammenfront nicht schnell genug alle Teile des Brennraumes erfasst. Aus Hofer

[14] geht hervor, dass beim vorliegenden Versuchsträger die Ladungsbewegung gezielt designt wurde, um den Trade-Off zwischen Ladungswechselverlusten und Brennraumturbulenz zu optimieren. Aus diesem Grund ist die resultierende Varianz der Fertigungsabweichungen auf den Motorbetrieb interessant und soll im Folgenden identifiziert werden.

Eine Gegenüberstellung der Brennraummerkmale ist für eine Ableitung des betriebsbeeinflussenden Charakters auf den Motorbetrieb erforderlich. Um Einflüsse auf das Betriebsverhalten zu identifizieren, werden nachfolgend die Versuchsteile mit konstanten Merkmalabweichungen über alle Brennräume untersucht. Für das Merkmal ZAV werden die Bauteile #02 und #03 als Versuchsmuster betrachtet, deren Merkmalausprägungen innerhalb der Bauteiltoleranz liegen sowie die Versuchsteile #07 und #08, deren Ausprägungen sich außerhalb der Toleranzanforderung befinden. Für das Brennraummerkmal BR-Vol werden die Bauteile #12 und #13 betrachtet. Die Merkmalausprägungen dieser Versuchsteile liegen, wie #07 und #08, außerhalb des Toleranzbandes, wobei die Versuchsteile sich durch die definierten Brennraummanipulation unterscheiden.

7.1.1 Vollastverhalten bei konstanten Brennraumabweichungen

Der Vollastbetrieb stellt einen Betriebspunkt dar, der bei voller Lastanforderung, d.h. 100% geöffneter Drosselklappenstellung und für den Drehzahlbereich maximal möglichen Ladedruck, die maximale Last ergibt. Alle Vollastpunkte wurden gleichermaßen eingestellt und ermittelt. Der Vergleich des Vollastverhaltens ist an den nachfolgenden Abbildungen anhand des effektiven Mitteldruckes (p_{me}) und des effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauches (b_e) gezeigt. Der effektive spezifische Kraftstoffverbrauch (b_e) ergibt sich aus dem Kraftstoffmassenstrom (\dot{m}_{KS}) und der effektiven Leistung (P_{eff}):

$$b_e = \frac{\dot{m}_{KS}}{P_{eff}} \quad (7-69)$$

Aufgrund der leicht differierenden Lastpunkte in der Vollast ist eine relative Betrachtung aus Kraftstoffverbrauch und abgegebener Leistung sinnvoll und ermöglicht eine Vergleichbarkeit.

Da den Messeinrichtungen Fehlerbereiche unterliegen und die Messungen in einem längeren Zeitraum durchgeführt werden, wird insbesondere für den Vergleich der Vollastcharakteristik ein Unsicherheitsbereich definiert. Ermittelt wird dieser durch eine Vergleichsmessung des Referenzbauteils, welche zu Beginn und in der Mitte der Messkampagne durchgeführt wurden. Die Gegenüberstellung des Vollastvergleiches zeigt **Abbildung 7 -71**. Die Differenz der gemessenen Last zeigt eine maximale Druckdifferenz von 0,5 bar p_{me} . Der effektive spezifische Kraftstoffverbrauch zeigt eine leichte Zunahme von durchschnittlich 6.88 g/kWh. Unter der Berück-

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

sichtigung, dass alle Bauteile toleranzbehaftet sind, werden für die Definition des Unsicherheitsbereiches zusätzlich die Messwerte der IO-Bauteile berücksichtigt. Daher wird an dieser Stelle vorweggenommen, dass die IO-Bauteile eine maximale b_e -Abweichung von 15,9 g/kWh und eine maximale p_{me} -Abweichung von 0,6 bar zeigen. Daraus wird ein Unsicherheitsbereich von $\pm 0,5$ bar p_{me} und $\pm 15,0$ g/kWh b_e definiert, der anhand eines Fehlerbalkens in vertikaler Orientierung in den Graphen markiert ist.

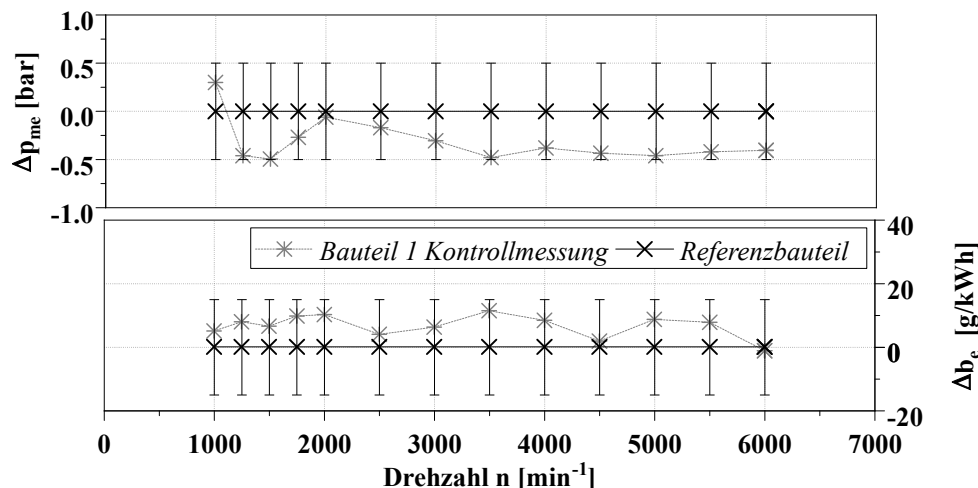


Abbildung 7-71: Vergleich des Referenzbauteils zur Identifizierung eines Unsicherheitsbereiches

Abbildung 7-72 zeigt den Vollastvergleich der Bauteile #02 und #03. Bauteil #02 weist eine leichte Brennraumvergrößerung, also ein kleineres Verdichtungsverhältnis, und Bauteil #03 eine leichte Brennraumverkleinerung, also ein leicht erhöhtes Verdichtungsverhältnis, auf. Die gezeigten Bauteile sind IO-Bauteile, sodass hier von möglichen Serienbauteilen ausgegangen werden kann. Der Lastvergleich ist an der p_{me} -Differenz nachvollziehbar. Die betrachteten Bauteile zeigen eine Differenz zur Referenz von maximal 0,6 bar. Über den gesamten Drehzahlbereich ist im Mittel eine p_{me} -Differenz von $\pm 0,22$ bar für Bauteil #02 und von $\pm 0,16$ bar zu verzeichnen. Die Messungen zeigen eine maximale Abweichung des effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauchs von 15,9 g/kWh. Im gesamten Drehzahlbereich ist eine mittlere Abweichung von 7,2 g/kWh für Bauteil #02 und 5,4 g/kWh für Bauteil #03 ableitbar.

Im unteren Drehzahlbereich von 1000 bis 1750 min^{-1} (Bereich des LET) zeigt Bauteil #02 eine negative Lastdifferenz. Die höchste Differenz ist bei einer Drehzahl von 1000 min^{-1} erkennbar. Der direkte Vergleich der drei Bauteile zeigt, dass die Zündzeitpunkte nahezu identisch sind und auch die Brenndauer bzw. die Verbrennungsschwerpunktlage (A150) keinen signifikanten Unterschied aufweisen. Es unterscheidet sich allerdings die Regelvorgabe des Verbrennungsluftverhältnisses λ . Das Referenzbauteil #1 und Bauteil #3 zeigen ein fettes Kraftstoff-Luftgemisch, wohingegen Bauteil #2 weiterhin stöchiometrisch, d.h. bei $\lambda=1$, betrieben wird. Werden die Brennraumvolumen berücksichtigt, ergibt sich bereits bei sehr geringer Volumenzunahme eine Rückwirkung auf das Klopfverhalten. Aufgrund des geringeren Verdichtungsverhältnisses ist bei

gleichen Zündbedingungen keine Kraftstoffanfettung zur Klopfreduzierung notwendig. In diesem Betriebsbereich werden zur Verhinderung der klopfenden Verbrennung die Zündwinkel nach spät verschoben. Im Bereich der Vollast kann es trotz sehr später Zündung zum Klopfen kommen. Da der Zündzeitpunkt (ZZP) nicht weiter nach spät verschoben werden kann, wird zusätzlich Kraftstoff eingespritzt. Aufgrund der Verdampfungsenthalpie des Kraftstoffes folgt eine geringere Kompressionsendtemperatur und die Klopfneigung sinkt. Der zusätzliche Kraftstoff bewirkt einen schlechteren Kraftstoffverbrauch. Zudem bewirkt ein geringeres Verdichtungsverhältnis ebenfalls einen schlechteren Wirkungsgrad, sodass trotz stöchiometrischem Betrieb ein höherer spezifischer Kraftstoffverbrauch resultiert.

Ein weiterer stark abweichender Betriebspunkt liegt bei 3500 min^{-1} . Bauteil #02 und #03 zeigen einen erhöhten spezifischen Kraftstoffverbrauch. Der Vergleich der Betriebsparameter zeigt identische ZZP und A150. Betrieben wird der Betriebspunkt mit Kraftstoffüberschuss, wobei das Bauteil #02 mit leicht vergrößerten Brennräumen gegenüber dem Referenzbauteil mit einem $\Delta\lambda$ von 0,4 fetter betrieben wird. Das Bauteil #03 mit leicht vergrößertem ε wird mit einem $\Delta\lambda$ von 0,2 fetter betrieben. Die Kraftstoffanfettung führt zu einem erhöhten spezifischen Kraftstoffverbrauch. Da der Betriebspunkt nur marginale Lastdifferenzen zeigt, ist eine Beeinflussung der Gemischbildung nicht erkennbar.

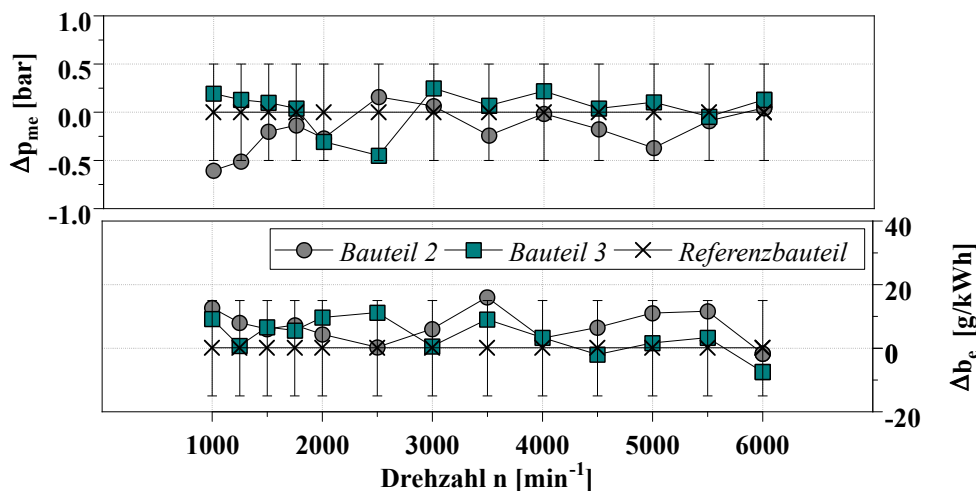


Abbildung 7-72: Volllastvergleich des effektiven Mitteldrucks und des effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauches bei konstanten Merkmalabweichungen über alle Brennräume; IO-Bauteilvergleich des ZAV-Merkmals

Den Volllastvergleich der Bauteile #07 und #08 zeigt **Abbildung 7-73**. Bauteil #07 weist ein verkleinertes Verdichtungsverhältnis und Bauteil #08 ein erhöhtes Verdichtungsverhältnis auf. Die betrachteten Bauteile zeigen zur Referenz eine maximale Lastabweichung von 1 bar. Über den gesamten Drehzahlbereich ist im Mittel eine p_{me} -Differenz von $\pm 0,36$ bar für Bauteil #07 und von $\pm 0,26$ bar für Bauteil #08 zu verzeichnen. Die Messungen zeigen eine maximale Abweichung des effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauchs von $31,76 \text{ g/kWh}$ (Bauteil #08). Im ge-

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

samten Drehzahlbereich ist eine mittlere Abweichung von 7,9 g/kWh für Bauteil #07 und 7,4 g/kWh für Bauteil #08 ableitbar.

Im unteren Drehzahlbereich von 1000 bis 1750 min⁻¹ zeigen die Bauteile eine negative Lastdifferenz. Bei den Lastpunkten 1000 und 1250 min⁻¹ ist bei #08 das gleiche Verhalten zu beobachten. Der Betriebspunkt wird aufgrund der detektierten Klopfereignisse unterstöchiometrisch betrieben, d.h. mit Kraftstoffüberschuss. Das Bauteil mit verkleinertem ϵ wird im gesamten LET stöchiometrisch betrieben. Daraus ist ableitbar, dass bei der gegebenen Steuergeräteparametrierung eine reine ZZP-Verstellung nach spät zur Vermeidung der klopfenden Verbrennung ausreichend ist. Dies ist primär auf das kleinere Verdichtungsverhältnis zurückzuführen. Ab 1500 min⁻¹ werden beide Vergleichsbauteile stöchiometrisch betrieben. Beim Bauteil mit erhöhter Verdichtung (#08) resultiert dadurch ein Abfall der maximalen Last, die Zündzeitpunkte werden nach spät verschoben und der Ladedruck durch zusätzliches Öffnen des Wastegates begrenzt. Im Vergleich zum vergrößerten Brennraum (#07) verringert sich dadurch der Ladedruck um ca. 200 mbar, wodurch die geringere Last nachvollziehbar ist.

Die geringere Last bei verkleinertem Verdichtungsverhältnis lässt sich auf das Brennraumvolumen zurückführen. Der Vergleich zum Referenzmotor zeigt einen annähernd gleichen Ladedruck, wobei die Zündzeitpunkte früher, also wirkungsgradoptimaler, liegen und einen stöchiometrischen Betrieb bei allen LET-Betriebspunkten. Trotz stöchiometrischem Betrieb und früherem ZZP ist ein leicht höherer spezifischer Kraftstoffverbrauch erkennbar. Dies deutet auf eine direkte ϵ -Abhängigkeit.

Im Bereich des HET (ab 3500 min⁻¹) zeigen die Bauteile einen leicht erhöhten spezifischen Kraftstoffverbrauch. Alle Betriebsparameter sind annähernd identisch. Lediglich der Ladedruck wird angepasst. Hierbei ist erkennbar, dass der Ladedruck mit zunehmender Verdichtung herabgesenkt wird. Somit wird die Zylinderfüllung begrenzt und die Klopfgefahr reduziert. Auch hier sind die motorischen Eigenschaften der Betriebspunkte mit dem Verdichtungsverhältnis erklärbar, sodass eine Beeinflussung der Gemischbildung nicht erkennbar ist.

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

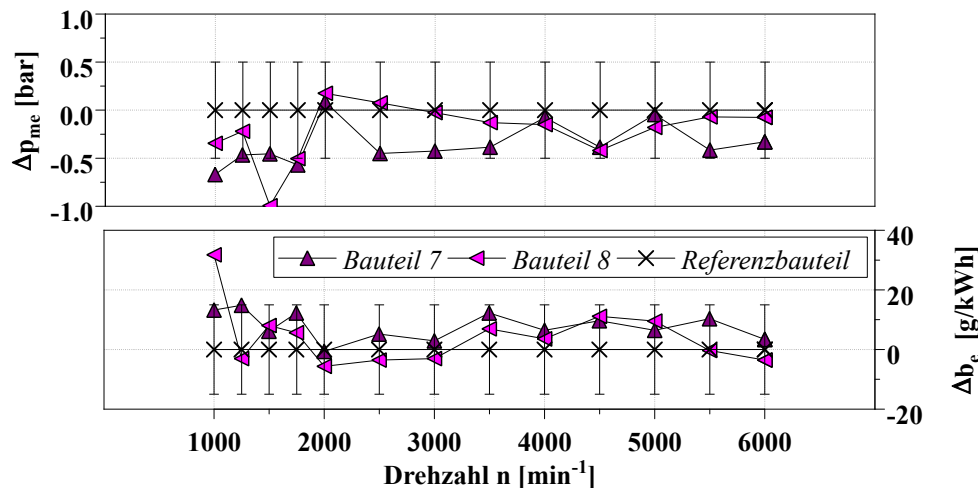


Abbildung 7-73: Vollastvergleich des effektiven Mitteldrucks und des effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauches von konstanten Merkmalabweichungen über alle Brennräume; NIO-Bauteilvergleich des ZAV-Merkmals

Den Vergleich der Bauteile mit dem Merkmal BR-Vol zeigt **Abbildung 7-74**. Bauteil #013 weist ein verkleinertes und Bauteil #12 ein erhöhtes Verdichtungsverhältnis auf. Die gezeigten Bauteile sind NIO-Bauteile, welche nicht in Serie auftreten. Die betrachteten Bauteile zeigen zur Referenz eine maximale Lastabweichung von 0,75 bar. Über den gesamten Drehzahlbereich ist im Mittel eine p_{me} -Differenz von $\pm 0,37$ bar für Bauteil #12 und von $\pm 0,22$ bar für Bauteil #13 zu verzeichnen. Die Messungen zeigen eine maximale Abweichung des effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauches von 21,75 g/kWh (Bauteil #13) bzw. 16,24 g/kWh (Bauteil #12). Im gesamten Drehzahlbereich ist eine mittlere Abweichung von 6,8 g/kWh für Bauteil #12 und 6,7 g/kWh für Bauteil #13 ableitbar.

Im LET-Bereich zeigen die Bauteile eine negative und ungleichförmige Lastdifferenz. Bei den Lastpunkten 1250 und 1750 min^{-1} sind bei den Versuchsteilen hohe negative Lastdifferenzen und erhöhte spezifische Kraftstoffverbräuche zur erkennen. Somit ist das gleiche Verhalten erkennbar, wie es bei den Versuchsteilen #07 und #08 bereits zu sehen war. Das Bauteil mit verkleinertem Brennraumvolumen ist stärker klopfgefährdet. Der Ladedruck wird begrenzt und der ZZZP ist weiter nach spät gestellt. Die Betriebspunkte werden gleichermaßen stöchiometrisch betrieben, wobei der Motor mit erhöhtem Brennraumvolumen sowohl einen höheren Ladedruck als auch frühere ZZZP aufweist. Dies deutet auf eine geringe Klopfneigung aufgrund des kleineren Verdichtungsverhältnisses hin.

Das Bauteil mit kleinerem ϵ (#13) zeigt im LET-Bereich einen gleichmäßigen negativen Last-Off-Set, der zudem höhere Kraftstoffverbräuche aufweist. Durch die niedrigere Verdichtung nimmt die Klopfgefahr ab. Das Wastegate ist weiter geschlossen und die ZZZP nach spät verschoben um genügend Abgasenthalpie für den angeforderten Ladedruck bereitzustellen. Diese Maßnahmen führen zu einem höheren Kraftstoffverbrauch und einer reduzierten Last.

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

Das Bauteil mit vergrößertem ε (#12) zeigt einen dem Vergleichsbauteil sehr ähnlichen Verlauf. Der Ladedruck ist durch einen weiter geöffneten ATL-Bypass gedrosselt und der spezifische Kraftstoffverbrauch schwankt um den Referenzwert. Somit ist kein signifikanter Unterschied für den Bereich des HET identifizierbar.

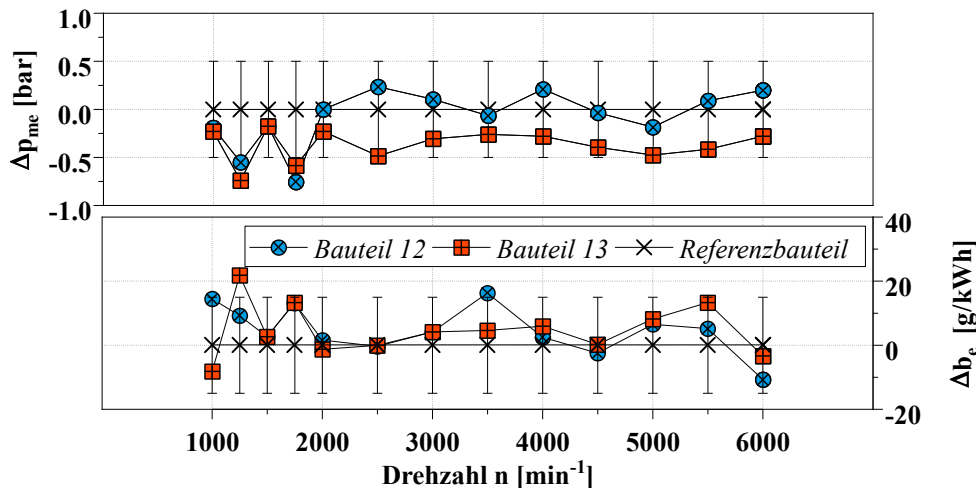


Abbildung 7-74: Vollastvergleich des effektiven Mitteldrucks und des effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauches von konstanten Merkmalabweichungen über alle Brennräume; NIO-Bauteilvergleich des BR-Vol Merkmals

7.1.2 Kennfeldvergleich bei konstanten Brennraumabweichungen

Unabhängig vom Brennraummerkmal unterscheiden sich die Versuchsteile primär durch ihr Verdichtungsverhältnis. Demnach ist zu erwarten, dass die Motorcharakteristik den klassischen Regeleingriffen folgt. Wie in Kapitel 7.1.1 beschrieben, zeigen die Regeleingriffe in den Vollastbetriebspunkten das zu erwartende Verhalten. Ein Anzeichen auf differierende Gemischbildungseigenschaften, welche durch die betrachteten Formabweichungen verursacht werden, konnten durch die Vollastbetrachtung nicht gefunden werden. Eine weiterführende Analyse des Motorkennfeldes soll einen zusätzlichen Einblick in die Betriebscharakteristik geben und mögliche Anomalien gegenüber dem Normalbetrieb aufzeigen.

Für den Vergleich der Motorkennfelder wurden Differenzkennfelder des Verbrennungsluftverhältnisses λ und des effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauchs erstellt. Die Differenzierung erfolgte mittels des Referenzbauteils #01, indem die absoluten Parameter der Kennfeldpunkte von den jeweiligen Vergleichskennfeldern subtrahiert wurden.

$$\text{Differenzkennfeld} = \text{Kennfeld}_{\text{Versuchsbauteil } i, XX} - \text{Referenzkennfeld}_{i,01} \quad (7-70)$$

Den Vergleich des Bauteils mit leicht verkleinertem Verdichtungsverhältnis zeigt **Abbildung 7-75**. Der Vergleich der Betriebsart (stöchiometrisch $\lambda=1$ oder unterstöchiometrisch $\lambda<1$) gibt Aufschluss über die Motoreigenschaften in den stark klopfgefährdeten Zonen. Es ist erkennbar, dass der Bereich des HET⁸ ($4000 \text{ min}^{-1} > n < 6000 \text{ min}^{-1}$) unterstöchiometrisch betrieben wird. Dies war bereits bei der Volllastbetrachtung zu sehen. Aufgrund der größeren Brennraumvolumen wird im HET eine zusätzliche Volllastanfertigung betrieben, wodurch ein höherer spezifischer Kraftstoffverbrauch resultiert. Im Bereich des LET ist kein Unterschied in der Betriebsführung feststellbar. Es zeichnet sich lediglich ein leicht verringerter Kraftstoffverbrauch im Bereich von 1000 min^{-1} bis 1500 min^{-1} bei 15 bar p_{me} ab. Unter Berücksichtigung der Brennverläufe in diesen Betriebspunkten ist bei Bauteil #02 eine schnellere Kraftstoffumsetzung zu erkennen. Die ZZP sind bei beiden Motoren gleich. Die Detektion der Zündung (5% der Kraftstoffumsetzung) ist bei #02 später, wodurch sich eine schnellere Kraftstoffumsetzung aufgrund der längeren Gemischbildungsphase einstellt. Da dieses Verhalten bei allen weiteren Vergleichsbauteilen auffindbar ist, kann eine Abhängigkeit der Brennraumform ausgeschlossen werden.

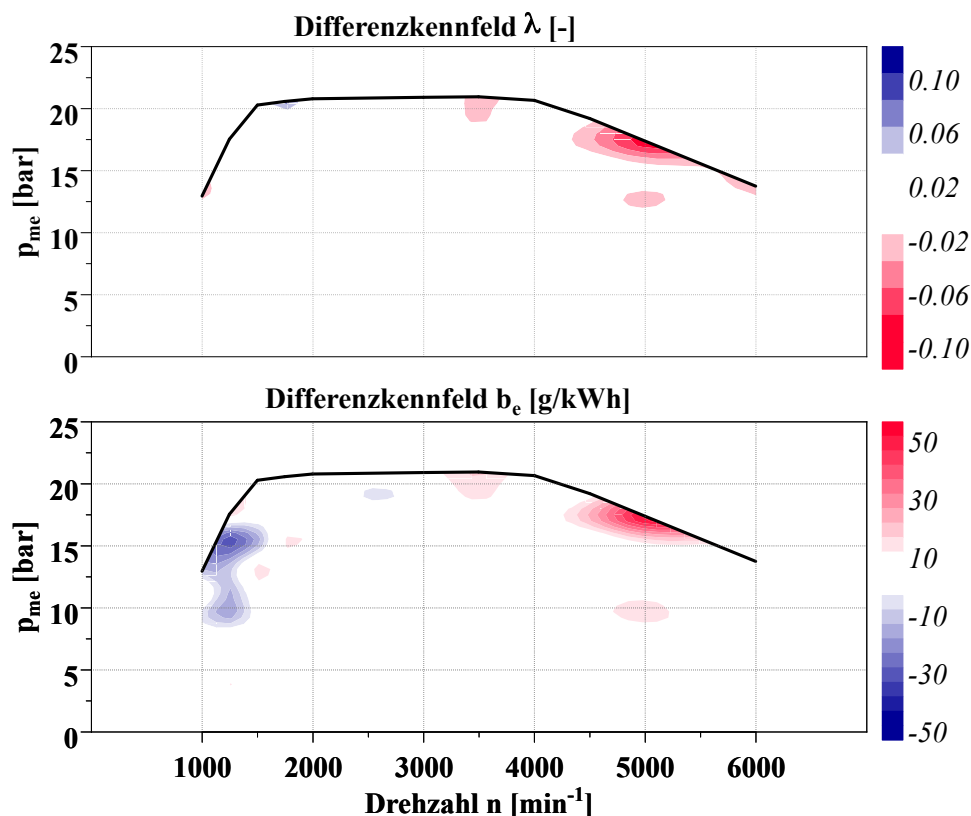


Abbildung 7-75: Differenzkennfeld von Bauteil #02; ZAV-Merkmal mit vergrößertem Brennraumvolumen

Den Kennfeldvergleich mit leicht verkleinerten Brennraumvolumen innerhalb der Toleranzanforderungen zeigt **Abbildung 7-75**. Die Betriebsart ist weitestgehend identisch, lediglich im LET-Bereich gibt es ein Anzeichen auf leicht magerere Gemische gegenüber dem Referenzver-

⁸ Das High End Torque (HET) beschreibt den Betriebsbereich der Nennleistung.

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

such. Ein signifikanter Einfluss auf die Kraftstoffverbräuche ist hierbei nicht feststellbar. Bei 2000 min^{-1} bis 2500 min^{-1} und 12-17 bar p_{me} Last ist ein besserer Kraftstoffverbrauch von maximal 12 g/kWh zu verzeichnen. In diesem Bereich wird die Miller-Vollast erreicht, d.h. die maximale Last bei FES. Es werden frühe Zündwinkel eingesetzt, sodass sehr frühe Verbrennungsschwerpunktlagen erreicht werden ($A_{150} \approx 14^\circ \text{KW nZOT}$). Aufgrund des hohen Restgasanteils entsteht eine Verzögerung der Verbrennung zum Ende und eine sehr lange Brenndauer resultiert. Die Referenzmessung zeigt tendenziell die gleiche Brenndauer bei späteren ZZP und folgend späteren Verbrennungsschwerpunktlagen. Aufgrund der höheren Verdichtung von #03 und des Verfahrens mit FES kann der Wirkungsgradvorteil der Vergleichsmessung gezeigt werden.

Im Bereich des HET ist keine Differenzierung festzustellen, die auf einen signifikanten Unterschied hinweist. Im VL-Betriebspunkt 6000 min^{-1} ist eine zusätzliche Kraftstoffanfettung zu beobachten, die aufgrund des Betriebspunktes als normal zu bewerten ist.

Die Differenzen beim Kraftstoffverbrauch im Niedriglastbereich (bis ca. 7 bar p_{me}) können nicht auf die Ladungsbewegung zurückgeführt werden. Dies liegt an den Randbedingungen der Prüfstandtechnik. Die Ladelufttemperatur wird auf eine definierte Temperatur geregelt, indem ein Regelventil die Kühlwasserzufuhr drosselt. In dem Niedriglastbereichen gibt es einen überproportional hohen Regeleingriff, sodass die Ladelufttemperatur innerhalb einer Regelabweichung von $\pm 7 \text{ K}$ eingeregelt wird. Daher sind geringfügige Abweichungen zur Referenzmessung nachvollziehbar.

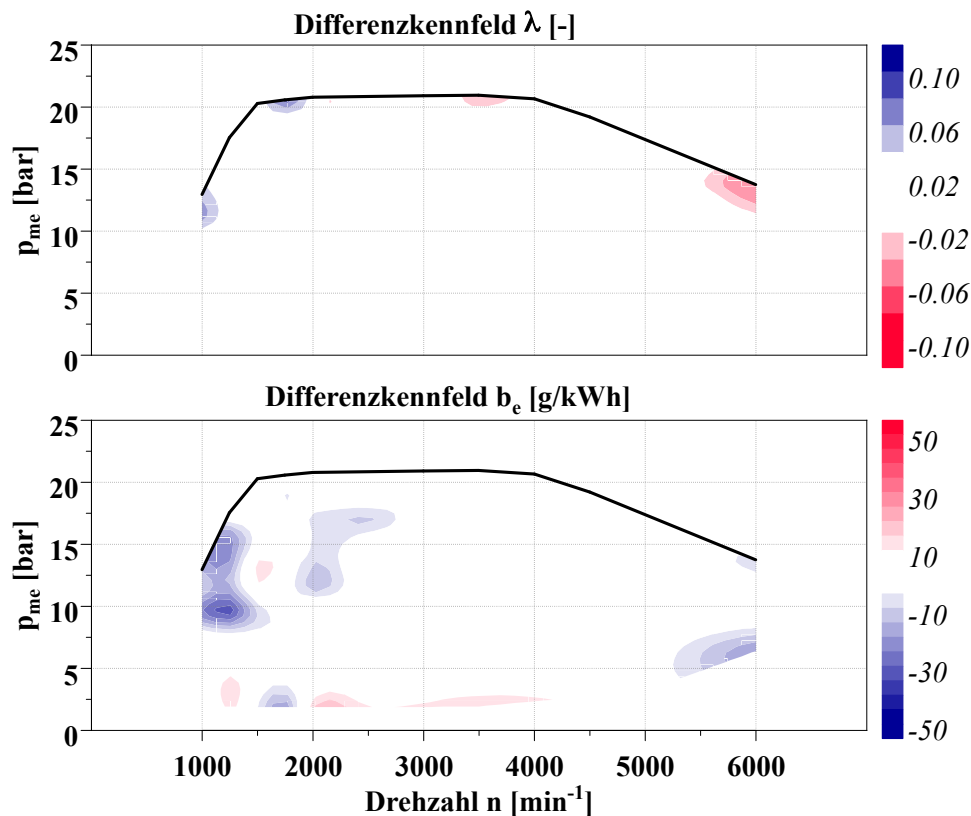


Abbildung 7-76: Differenzkennfeld von Bauteil #03; ZAV-Merkmal mit verkleinertem Brennraumvolumen

Der Vergleich der IO-Bauteile zeigt, dass innerhalb der Bauteiltoleranzen leichte Abweichungen zum idealen Brennraum auftreten. Im überwiegenden Teil des Kennfeldes sind keine nennenswerten Unterschiede zu erkennen. Lediglich die diskutierten Betriebsbereiche zeigen marginale Unterschiede, die im Serienbetrieb gleichermaßen auftreten können. Die Brennräume der bisher betrachteten Bauteile liegen mit Verdichtungsverhältnissen von 11,53 (ε_{min} von #02) bis 11,56 (ε_{max} von #03) innerhalb der zulässigen Toleranzen. Wird die Betrachtung auf Bauteile ausgeweitet, deren Brennräume als NIO klassifiziert wurden, kann eine erweiterte Sensitivität bezüglich des Brennraumvolumens betrachtet werden.

Die nachfolgenden Abbildungen zeigen die Differenzkennfelder der Bauteile mit stark verkleinertem Verdichtungsverhältnis. Die Bauteile unterscheiden sich hinsichtlich ihrer Brennraumform. Bauteil #07 (**Abbildung 7-77**) weist das Merkmal ZAV und Bauteil #13 (**Abbildung 7-78**) das Merkmal BR-Vol auf. Die minimalen Verdichtungsverhältnisse der Versuchsteile liegen bei $\varepsilon_{min} = 11,45$ bei #07 sowie $\varepsilon_{min} = 11,42$ bei #13. Aus der Volllastanalyse von #07 geht bereits hervor, dass der HET-Bereich mit einer zusätzlichen Kraftstoffanfettung und einer damit einhergehenden Erhöhung des spezifischen Kraftstoffverbrauches betrieben wird, wobei die Volllast gegenüber der Referenz nicht ganz erreicht wird. Dieses Verhalten kann am Differenzkennfeld gleichermaßen beobachtet werden. Wird zudem das Bauteil #13 berücksichtigt, ist ein identisches Verhalten zu erkennen. Es ist zwar ein leicht magerer Betriebszustand zu sehen, aber die

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

Last ist aufgrund der fehlenden Verdichtung gleichermaßen begrenzt. Der Ladedruck wird durch Anhebung der Abgasenthalpie erhöht, wodurch spätere ZZZP und schlechtere spezifische Kraftstoffverbräuche resultieren. Bei 80-90% Last im Drehzahlbereich von 4000 min^{-1} bis 5000 min^{-1} setzt bereits eine Volllastanfettung ein. Darüber hinaus können wirkungsgradgünstigere ZZZP bei maximal appliziertem Ladedruck eingestellt werden.

Im LET-Bereich sind leicht magere Betriebszustände zu beobachten. Auch diese sind auf die geometrischen Eigenschaften zurückzuführen. Die Zündzeitpunkte liegen vor der Referenzmessung, weil kein Klopfen detektiert wird. Beide Bauteile zeigen in diesem Bereich die gleichen Eigenschaften, wobei Bauteil #13 gegenüber #7 marginal höhere Ausprägungen aufweist.

Im Bereich oberhalb der FES-Volllast (1750 min^{-1} bis 2500 min^{-1} bei $15 \text{ bar } p_{me}$) ist bei #07 eine leichte Kraftstoffhöhung feststellbar. Unter Berücksichtigung der Steuerparameter ist hier eine Anhebung des Ladedruckes bei sonst gleicher Parametrierung erkennbar. Der Vergleich mit Bauteil #13 zeigt die gleichen Tendenzen mit leicht erhöhter Ausprägung. Aufgrund des höheren Ladedruckes wird mehr Kraftstoff eingespritzt, wobei die Gemischbildung schlechter wird. Dies ist beispielsweise anhand stark angestiegener CO-Emissionen nachvollziehbar.

Der Vergleich der Differenzkennfelder zeigt primär gleiche Betriebseigenschaften der beiden Zylinderköpfe. Eine Differenzierung der Merkmale bezüglich der Brennraumvergrößerung ist daher nicht ableitbar.

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN
BAUTEILMERKMALEN

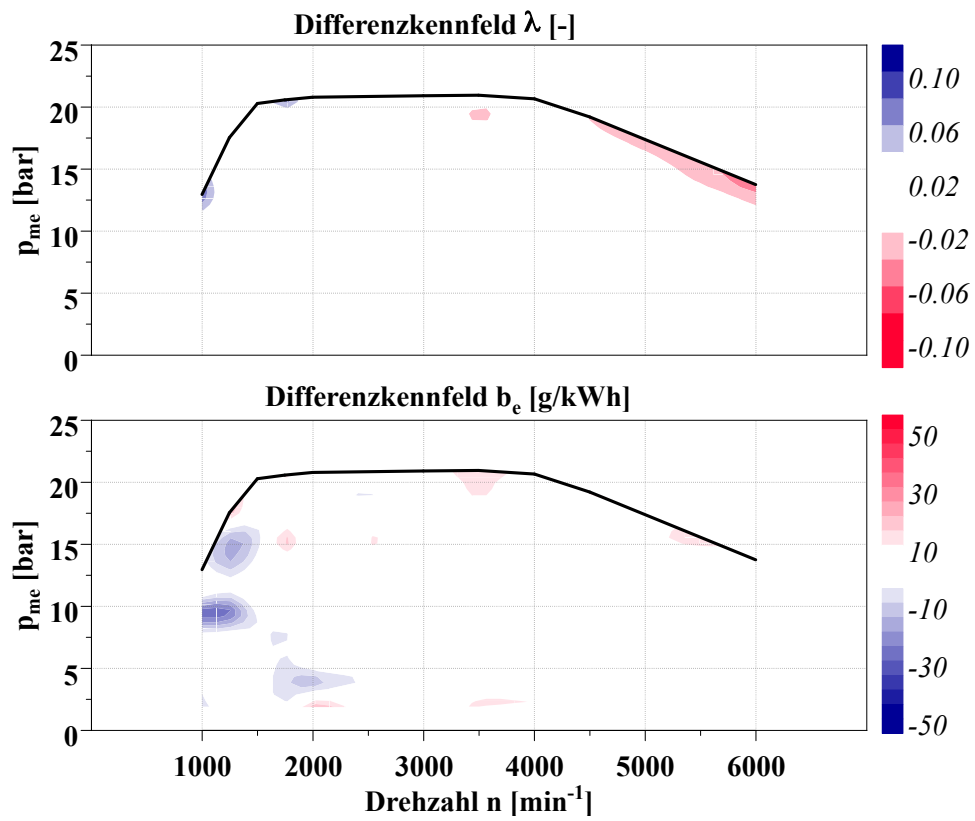


Abbildung 7-77: Differenzkennfeld von Bauteil #07; ZAV-Merkmal mit vergrößertem NIO Volumen

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

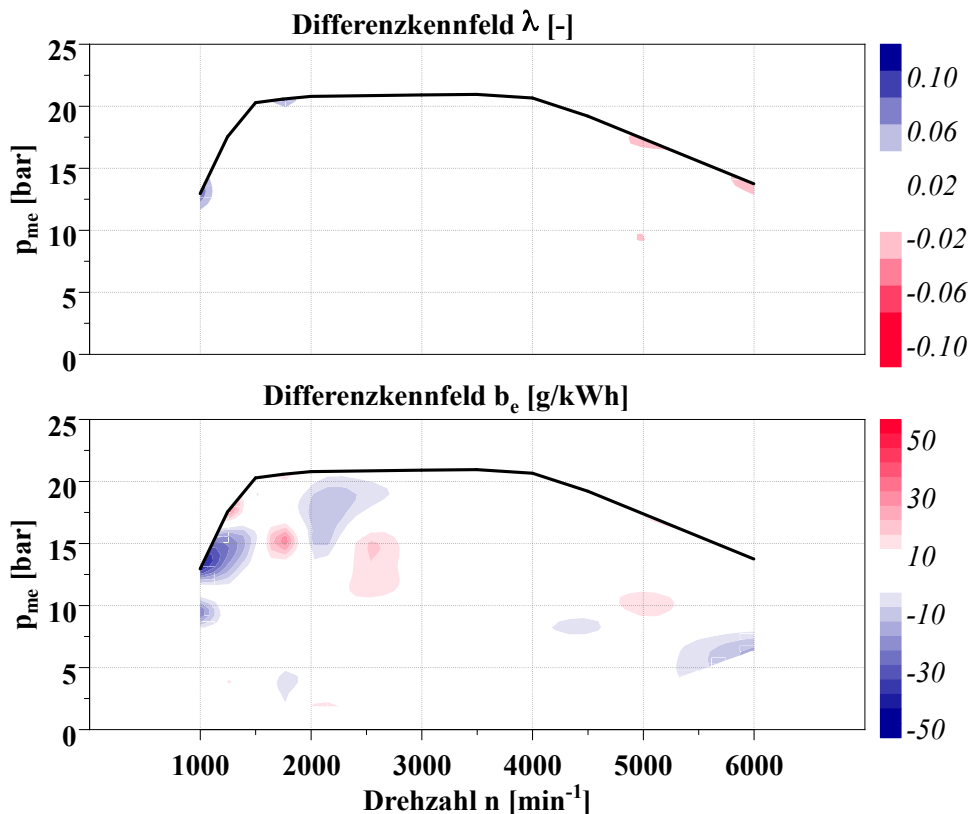


Abbildung 7-78: Differenzkennfeld von Bauteil #13; BR-Vol-Merkmal mit vergrößertem NIO Volumen

Ein stark vergrößertes Verdichtungsverhältnis weisen die Bauteile #08 (Merkmal ZAV) und #12 (Merkmal BR-Vol) auf. Die Differenzkennfelder sind in **Abbildung 7-79** für das Bauteil #08 und in **Abbildung 7-80** für das Bauteil #12 abgebildet. Das maximale Verdichtungsverhältnis von #08 liegt bei $\varepsilon_{max}=11,7$ sowie von #12 bei $\varepsilon_{max}=11,69$.

Der Vergleich zeigt eine zusätzliche Vollastanfettung im Bereich des HET. Gegenüber der Vergleichsmessung sind hinsichtlich der Betriebsart keine weiteren Unterschiede erkennbar. Wird der Kraftstoffverbrauch berücksichtigt, ist trotz leichter Kraftstoffanfettung ein geringerer Kraftstoffverbrauch im HET zu verzeichnen. Zudem zeichnen sich verschiedene Hot-Spots ab, die gegenüber der Referenz geringere Kraftstoffverbräuche zeigen. Beispielsweise zeigt der Betriebspunkt 4000 min^{-1} und $9 \text{ bar } p_{me}$ bei Bauteil #08 eine marginale Verringerung des spezifischen Kraftstoffverbrauches. Diese Eigenschaft ist am Bauteil #12 ebenfalls erkennbar, wobei sich dieser Bereich ausdehnt. Der direkte Vergleich der Messpunkte zeigt, dass die Brenndauer kürzer ist. Daraus geht hervor, dass die Betriebspunktparametrierung identisch ist. Die Verbrennungsschwerpunktlage wird auf das applizierte Verbrauchsoptimum eingeregelt. Der detektierte Zündverzug⁹ ist mit $\pm 0,3^\circ \text{KW}$ als gleich zu bewerten. Einen Unterschied ist in der Verbrennungsphase nach A150 zu beobachten. Die Versuchsteile mit geringerem ε zeigen hier eine schnellere Kraftstoffumsetzung, welche zu einer leichten Erhöhung des Wirkungsgrades führt. Dies deutet auf eine verbesserte Kraftstoffhomogenisierung hin.

⁹ Der Zündverzug beschreibt die Zeit von Zündzeitpunkt bis zur Detektion der 5% Kraftstoffumsetzung.

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

Ähnlich verhält es sich im Bereich der Miller-Vollast. Bauteil #08 zeigt eine leichte Kraftstoffeinsparung bei 2500 min^{-1} und $12 \text{ bar } p_{me}$. Auch dieser Effekt ist bei #12 in diesem Betriebsbereich wiederzufinden. Auch hier sind die Betriebsparameter nahezu identisch und die Brenndauer gegenüber dem Vergleichsmotor stark verkürzt, sodass eine Wirkungsgraderhöhung resultiert. Außerhalb des Millerbereiches ist demgegenüber ein Verbrauchsnaheile zu beobachten. Aufgrund des vollen Ventilhubes und der längeren Ventilöffnungszeit erhöht sich die Zylinderfüllung. Wegen des erhöhten Verdichtungsverhältnisses werden die ZZP nach hinten verschoben, womit sich die Verbrennung nach spät verschiebt, sodass Wirkungsgradnachteile entstehen.

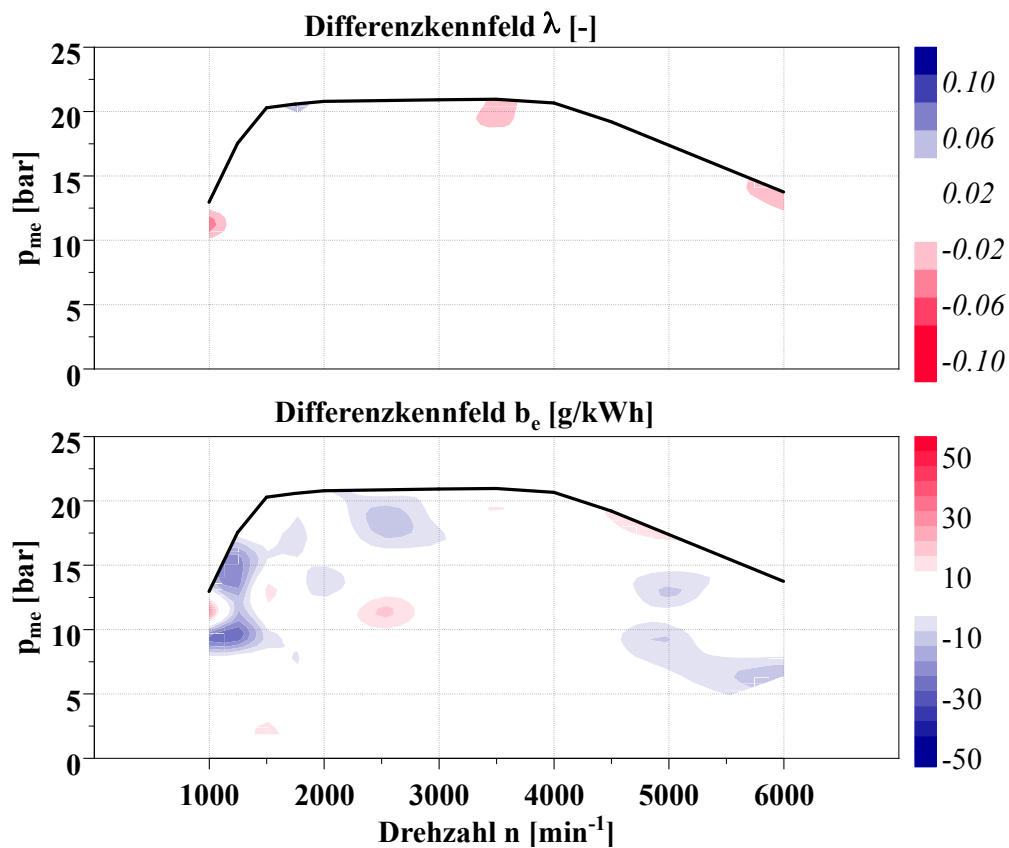


Abbildung 7-79: Differenzkennfeld von Bauteil #08; ZAV-Merkmal mit verkleinertem NIO Volumen

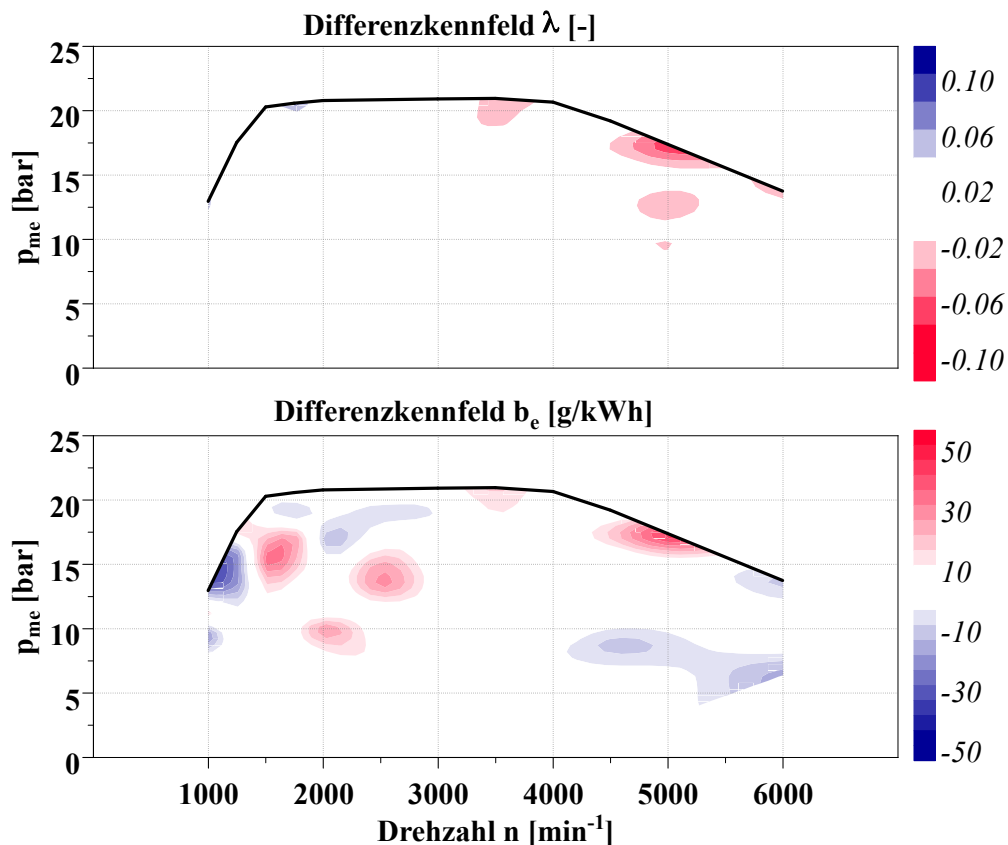


Abbildung 7-80: Differenzkennfeld von Bauteil #12; BR-Vol-Merkmal mit verkleinertem NIO Volumen

7.1.3 Restgasverträglichkeit bei konstanten Brennraumabweichungen

Wird die ottomotorische Verbrennung von Zyklus zu Zyklus betrachtet, sind Schwankungen aufzufinden, die unter anderem durch Druckpulsation im Ansaug- und Abgassystem zu erklären sind. Aber auch Regeleingriffe zur Betriebspunktsteuerung können jene Druckpulsationen hervorrufen. Um einen Eindruck der Zyklusschwankungen in einem eingeschwungenem Betriebszustand zu erhalten, sind in **Abbildung 7-81** 101 aufeinanderfolgende Zylinderdruckverläufe in einer Wasserfalldarstellung abgebildet.

Mit unterschiedlichen Zylinderkopfkfigurationen kann sich das Verhalten des Ladungswechsels auf den Motorprozess auswirken, indem der Restgasgehalt variiert und die Regelmäßigkeit der Verbrennung beeinflusst. Zur Bewertung einer regelmäßigen Verbrennung werden die resultierenden Verbrennungsparameter durch deren Varianz (Coefficient of Variation kurz COV) bewertet. Für diese Bewertung werden die Größen indizierter effektiver Mitteldruck und der maximale Zylinderdruck ausgewertet.

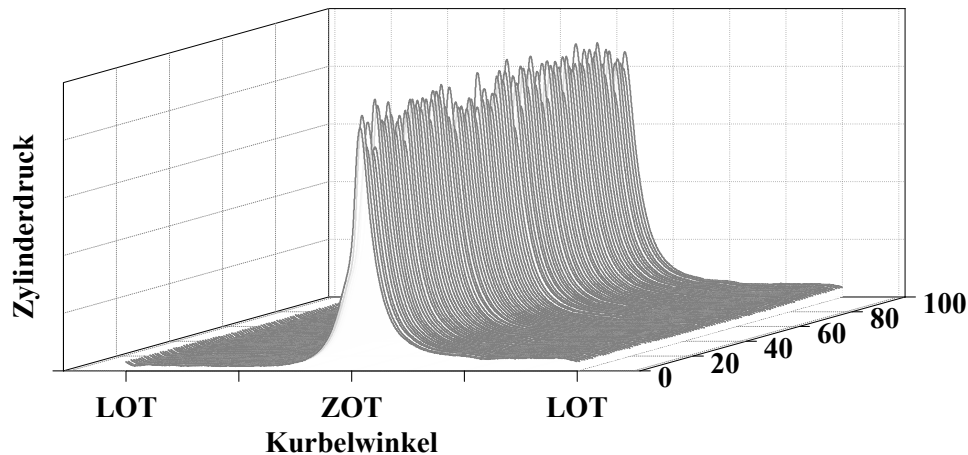


Abbildung 7-81: Aufeinanderfolgende Zylinderdrucke eines Betriebspunktes im stationär eingeschwungenem Zustand

Der maximale Zylinderdruck resultiert aus der Zylinderladung zum Zeitpunkt des geschlossenen Einlassventils sowie von der Homogenisierung des Kraftstoff-Luftgemisches zum ZZP. Der indizierte effektive Mitteldruck berücksichtigt den gesamten Verbrennungsvorgang, wobei hier der indizierte Mitteldruck der Kompressions- und Expansionstakte (p_{mi}) analysiert wird. Die Bewertung erfolgt durch Bildung der Varianz aus 101 aufeinanderfolgenden Zylinderdrücken. Die Ermittlung des indizierten Mitteldruckes erfolgt durch Integration des Zylinderdruckes p_{Zyl} über das Hubvolumen nach:

$$p_{mi} = \int p_{Zyl} dV \quad (7-71)$$

Die Varianz (COV) ergibt sich aus der Standardabweichung (σ) der jeweiligen Auswertgröße und dem Mittelwert der Auswertgröße nach:

$$COV_{p_{mi}} = \frac{\sigma_{p_{mi}}}{\bar{p}_{mi}} \quad (7-72)$$

$$COV_{p_{max}} = \frac{\sigma_{p_{max}}}{\bar{p}_{max}}$$

Zur Gegenüberstellung der Restgasverträglichkeit sind Steuerzeitenvariationen durchgeführt worden. Am Referenzbetriebspunkt (2000 min^{-1} und $2 \text{ bar } p_{me}$) wurden zum einen die Einlasssteuerzeiten bei konstanten Auslasssteuerzeiten verschoben und zum anderen die Ein- und Auslasssteuerzeiten bei konstanter Ventilüberschneidung variiert. Die Verschiebung der Einlasssteuerzeiten bei konstanten Auslasssteuerzeiten bewirkt eine Verschiebung der Ventilüberschneidung. Eine Verschiebung von EVö (Einlassventil öffnet) nach früh ergibt einen höheren Spülgrad, womit sich der Restgasgehalt im Brennraum nach AVs (Auslassventil schließt) verringert.

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

Eine Verschiebung des EVö nach spät ergibt eine Verringerung der Ventilüberschneidung, was eine Steigerung des Restgasgehaltes nach sich zieht. Das Verhalten ist am Beispiel der Versuchsmuster mit IO-Bewertung in **Abbildung 7 -82** nachvollziehbar. Die Varianz von p_{mi} sowie p_{max} ist über die Differenz der Steuerzeiten (AVs-EVö) aufgetragen, wobei eine negative Ventilüberschneidung ein EVö nach AVs anzeigt. Am Referenzbauteil ist ein Unterschied zwischen den Brennräumen erkennbar. Werden die Versuchsteile untereinander verglichen, ist das spezifische Verhalten nicht differenzierbar. Eine Restgasunverträglichkeit wird durch einen steigenden COV-Wert markiert. Hier ist unabhängig vom Verdichtungsverhältnis eine zunehmende Unverträglichkeit mit steigender Ventilüberschneidung ableitbar.

Eine Verschiebung der Ventilüberschneidung bei gleichen Ventilhubkurven beeinflusst einerseits das Ende des Expansionstaktes und andererseits den Start der Kompression. Ein früheres Expansionsende erhöht den Abgasdruck und die Abgasmasse zum Zeitpunkt EVö ist aufgrund des gestiegenen Druckniveaus höher. Bei spätem EVs (Einlassventil schließt) wird der Ansaugtakt weiter in den Bereich der Kompression verschoben, wodurch das effektive Verdichtungsverhältnis sinkt. Um dies zu kompensieren, muss der Ladedruck erhöht werden, womit die Ladungswechselverluste steigen. Der Einfluss der Ventilüberschneidungsverschiebung des Versuchsmotors ist zusammen mit den IO-bewerteten Versuchsteilen in **Abbildung 7 -83** aufgetragen. Die COV-Werte von p_{mi} und p_{max} sind über die Steuerzeit EVö bei konstantem Abstand zu AVs aufgetragen. Werden die Versuchsteile untereinander verglichen, ist ein spezifisches Verhalten auch hier nicht differenzierbar.

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN
 BAUTEILMERKMALEN

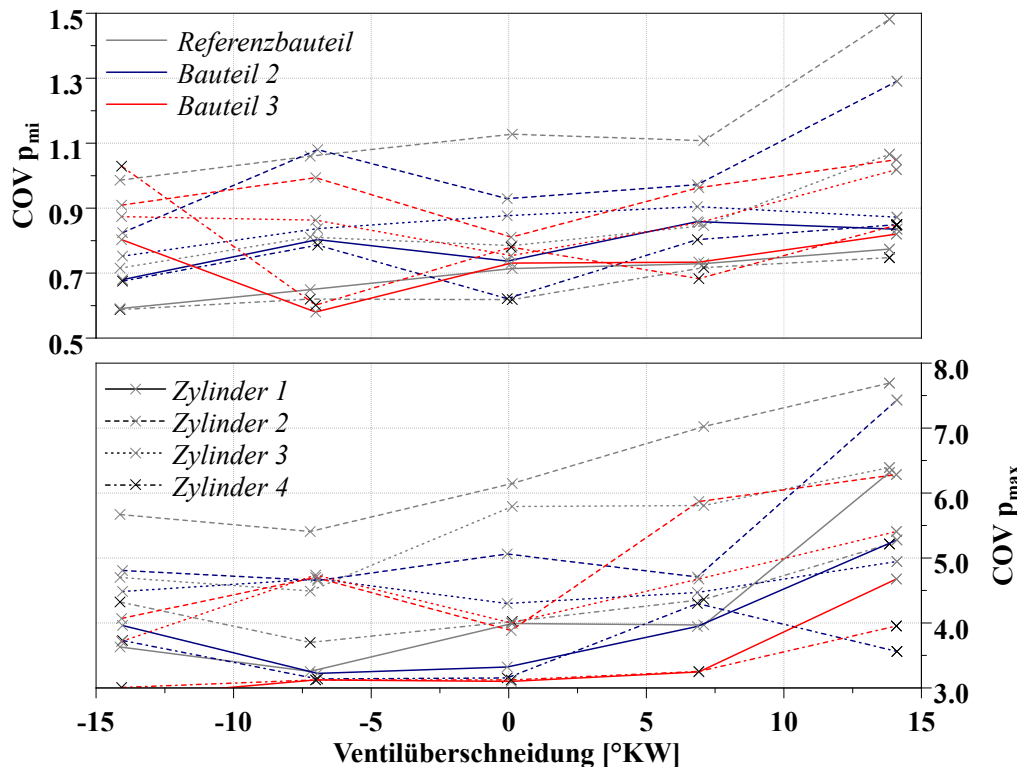


Abbildung 7-82: Einlasssteuerzeitenvariation bei konstantem Auslassventil, Vergleich der Brennraummerkmale ZAV innerhalb der Toleranz

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

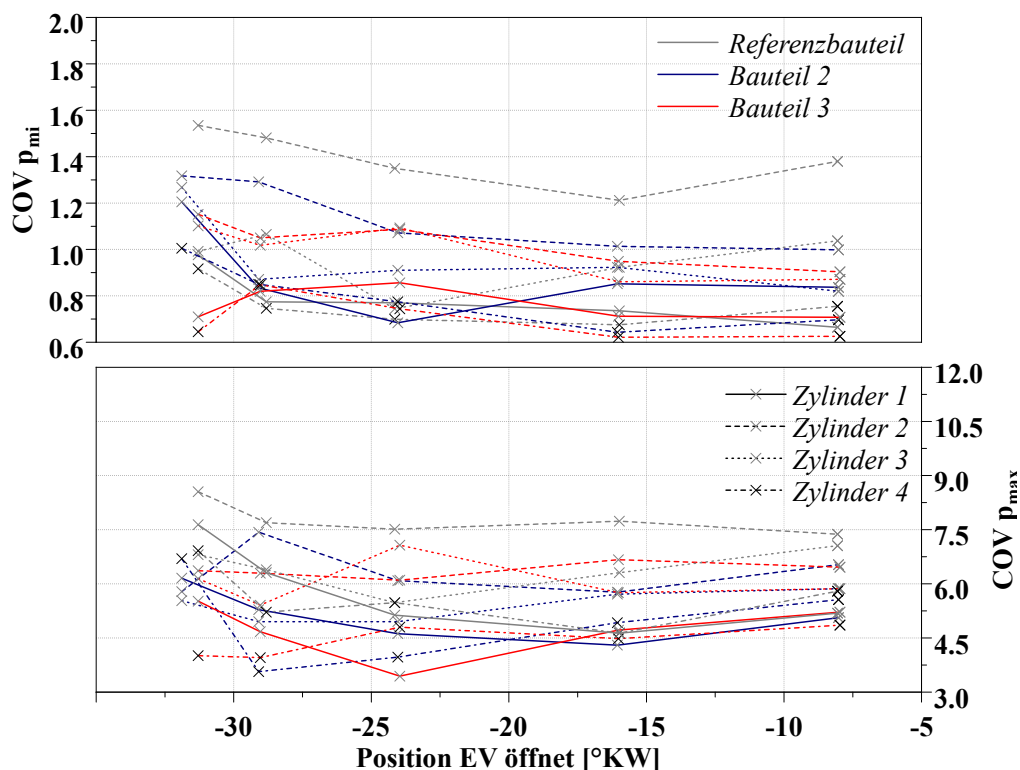


Abbildung 7-83: Einlasssteuerzeitenvariation bei konstanter Ventilüberschneidung, Vergleich der Brennraummerkmale ZAV innerhalb der Toleranz

Die Versuchsreihen mit NIO-bewerteten Bauteilen werden in den nachfolgenden Graphen gezeigt. Der Vergleich des ZAV-Merkmals mit den Bauteilen #07 und #08 wird in **Abbildung 7-84** für die Einlasssteuerzeitenvariation mit konstantem Auslasssteuerzeiten und in **Abbildung 7-85** für die Einlasssteuerzeitenvariation mit konstanter Ventilüberschneidung dargestellt.

Der Versuch mit konstanten Auslasssteuerzeiten zeigt eine geringe Auffälligkeit von Bauteil #08. Dieses weist ein vergrößertes Verdichtungsverhältnis von maximal 11,70 auf. Bei zunehmender negativer Ventilüberschneidung, d.h. der Abstand zwischen geschlossenem Auslassventil und noch nicht geöffnetem Einlassventil nimmt zu, ist eine leichte Zunahme der Verbrennungsungleichförmigkeit ($COV_{p_{mi}}$) erkennbar. Die COV -Werte der einzelnen Brennräume liegen sehr nahe beieinander. Nach Basshuysen [4] sollte die Varianz kleiner 1 liegen. Hier liegt der höchste $COV_{p_{mi}}$ Wert von Bauteil #08 bei 1,3. Eine leichte Erhöhung gegenüber der Referenzmessung ist hier ersichtlich. Bauteil #07 weist demgegenüber ein verringertes Verdichtungsverhältnis von ca. 11,46 auf. An der Verbrennungsgleichförmigkeit ist tendenziell eine marginale Verbesserung erkennbar. Als signifikant ist diese Verbesserung nicht zu bewerten. Wird gleichermaßen die Gleichförmigkeit des maximalen Zylinderdruckes betrachtet (siehe **Abbildung 7-84** unten), ist unter den Bauteilen kein direkter Unterschied feststellbar. Die Regelmäßigkeit der Verbrennungsspitzen drücke ist demnach unabhängig vom Brennraumvolumen.

Die Versuchsreihe mit konstanter Ventilüberschneidung zeigt ein ähnliches Bild. Bauteil #08 weist gegenüber der Vergleichsmessung eine leicht erhöhte Verbrennungsungleichförmigkeit

auf, wobei sich das Versuchsbauteil mit vergrößertem Brennraumvolumen identisch zur Vergleichsmessung verhält. Aus der Gegenüberstellung der Varianz der Verbrennungsspitzen drücke kann keine Abhängigkeit zum Brennraumvolumen beziehungsweise zur Brennraumform abgeleitet werden.

Den Vergleich der Verbrennungsgleichförmigkeit der Versuchsteile mit BR-Vol Merkmal zeigt **Abbildung 7 -86**. Das Verhalten der Versuchsbauteile ist hier nicht voneinander zu unterscheiden. Weder die Verbrennungsgleichförmigkeit noch die Varianz der Verbrennungsspitzen drücke lassen hierbei eine Differenzierung zu. Gleiches gilt für die Versuchsreihe mit konstanter Ventilüberschneidung (siehe **Abbildung 7 -87**). Trotz gegenteiliger Ausprägung der Brennraumvolumen kann kein Unterschied festgestellt werden.

Beim Vergleich der Versuche zur Untersuchung der Restgasverträglichkeit kann bei den Versuchsteilen keine Auffälligkeiten abgeleitet werden, welche auf ein verändertes Gemischbildungsverhalten hinweisen. Im Rahmen der Untersuchungen wurde zusätzlich das Verhalten bei konstanten Einlasssteuerzeiten mit einer Auslasssteuerzeitenvariation analysiert. Hieraus konnte kein zusätzlicher Informationsgewinn generiert werden, weshalb auf die Darstellung dieser Ergebnisse verzichtet wird. Des Weiteren ist bei den hier dargestellten Ergebnissen eine zusätzliche ZZP-Variation durchgeführt worden. Auch hier ist kein Informationsgewinn ableitbar, weshalb auf diesen Versuch nicht weiter eingegangen wird.

Die Analyse der Restgasverträglichkeit kann demnach keine Abhängigkeit des Brennraumvolumens feststellen.

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

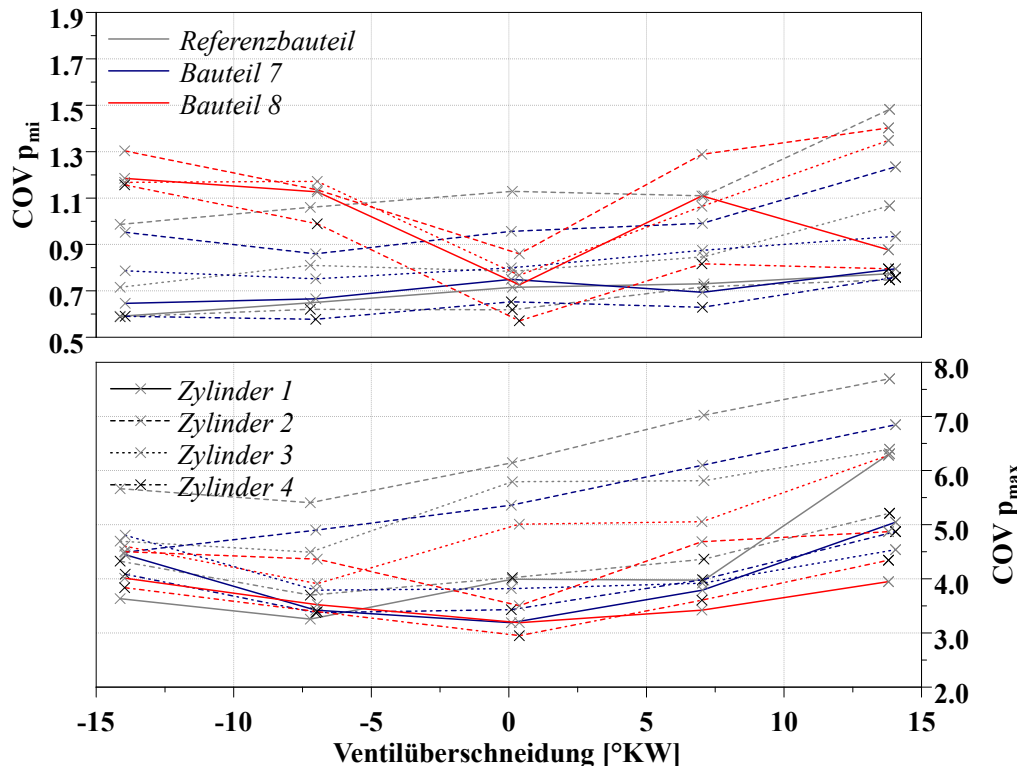


Abbildung 7-84: Einlasssteuerzeitenvariation bei konstantem Auslassventil, Vergleich der Brennraummerkmale ZAV außerhalb der Toleranz

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN
 BAUTEILMERKMALEN

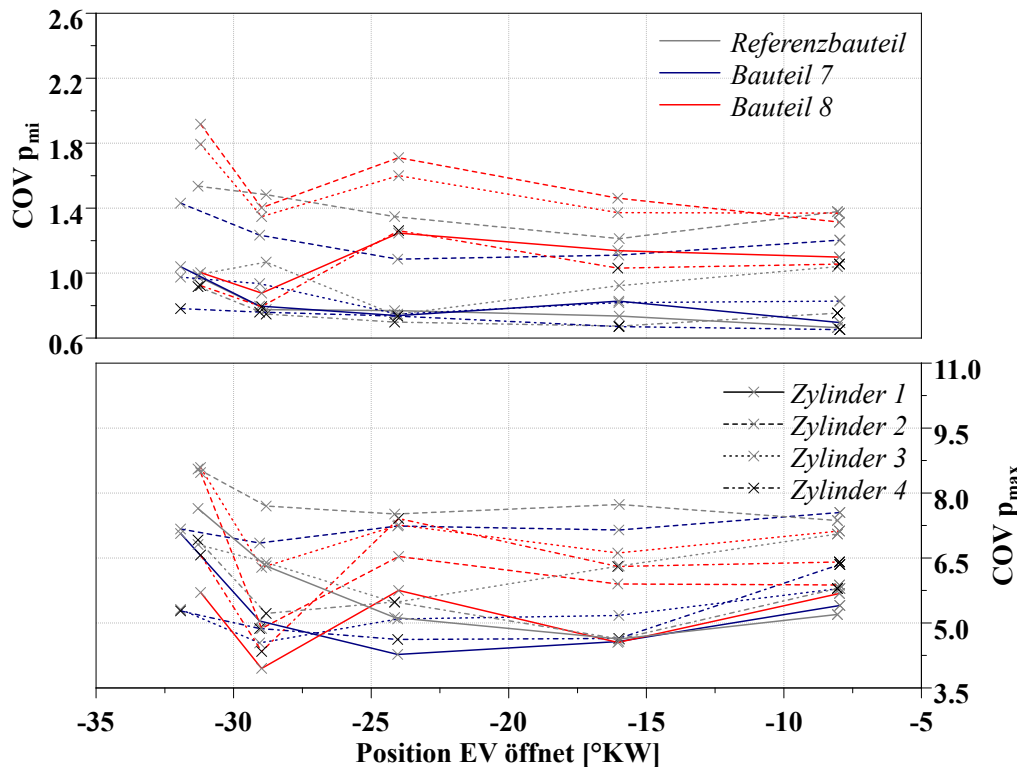


Abbildung 7-85: Einlasssteuerzeitenvariation bei konstanter Ventilüberschneidung, Vergleich der Brennraummerkmale ZAV außerhalb der Toleranz

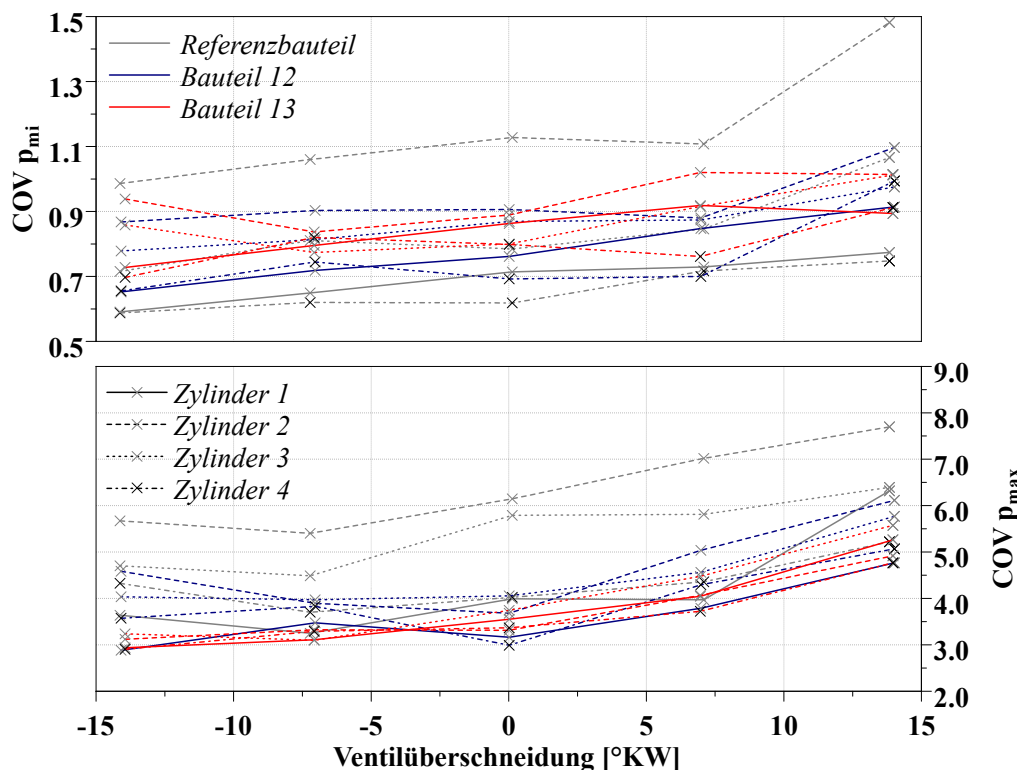


Abbildung 7-86: Einlasssteuerzeitenvariation bei konstantem Auslassventil, Vergleich der Brennraummerkmale BR-Vol

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

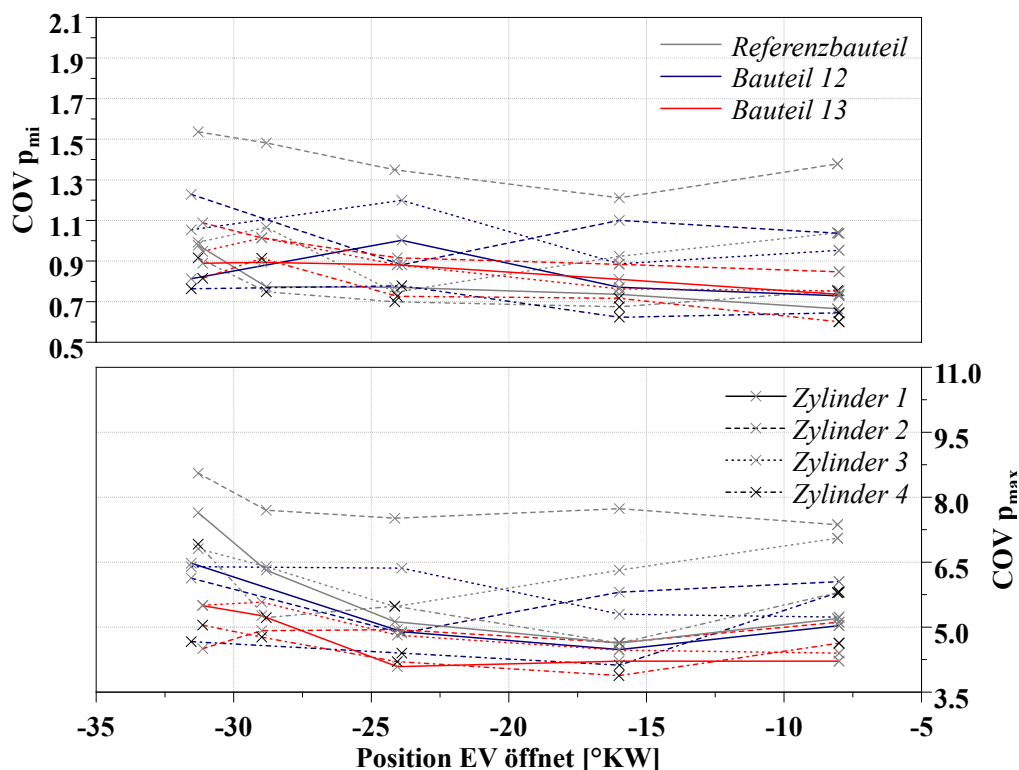


Abbildung 7-87: Einlasssteuerzeitenvariation bei konstanter Ventilüberschneidung, Vergleich der Brennraummerkmale BR-Vol

7.1.4 Vergleich der Klopfgrenze bei konstanten Brennraumabweichungen

Die Erfassung der Klopfgrenzen zeigt in erster Linie die Abhängigkeit des Verdichtungsverhältnisses gegenüber dem möglichen ZZP, welcher eine klopfreie Verbrennung ermöglicht. Die Entstehung einer klopfenden Verbrennung ist primär auf hohe Temperaturen, hohen Drücke und ein inhomogenes Kraftstoff-Luftgemisch im Brennraum zurückzuführen. Zur Unterdrückung von klopfenden Verbrennungsphänomenen werden daher Maßnahmen zur Minderung des Verbrennungsstartdruckes bzw. der Verbrennungsstarttemperatur eingeleitet. Dazu zählt die Verstellung des ZZPs nach spät, sodass der Brennbeginn und damit der verbrennungsbedingte Druckanstieg in die weiter fortgeschrittene Expansion verschoben wird. In besonders klopfgefährdeten Bereichen kann durch Kraftstoffanfettung die Brennraumtemperatur gesenkt oder durch Reduktion des Ladedruckes der initiale Kompressionszustand an die erforderlichen Bedingungen weiter angepasst werden. Eine zunehmende Kraftstoffhomogenisierung erhöht hierbei die Verbrennungsgeschwindigkeit. Dadurch erreicht die Flammenfront die vom Zündort entfernten Bereiche schneller und reduziert somit eine ungewollte Selbstzündung des Gemisches. Die Gemischhomogenisierung ist durch das applizierte Brennverfahren bestimmt. Im laufendem Betrieb sind die charakteristischen Eigenschaften durch die Gemischbildungsorgane (Einlasskanal, Einlassventi-

le, Brennraumform und Kolbenform) bestimmt, sodass keine Manipulation zur Klopfverhinderung möglich ist. Die Gemischbildungssimulation in Kapitel 2.1 zeigt, dass durch eine ε -Erhöhung eine weitere Homogenisierung des Kraftstoff-Luftgemisches erreicht werden kann. Die sich daraus ergebenden Auswirkungen können aus den hier durchgeführten Zündhakenkurven abgeleitet werden.

Die nachfolgenden Abbildungen zeigen die Kurven zur Bestimmung der Klopfgrenze für die IO-bewerteten Versuchsteile #02 und #03, wobei #02 eine leichte ε -Verringerung und #03 eine leichte ε -Erhöhung aufweist. Gezeigt sind Betriebspunkte in der mittleren Last bei 2000 min^{-1} und 4000 min^{-1} bei $14 \text{ bar } p_{me}$ (**Abbildung 7 -88** und **Abbildung 7 -90**) sowie Betriebspunkte nahe der Vollast bei 2000 min^{-1} und $19 \text{ bar } p_{me}$ (**Abbildung 7 -89**) und 4000 min^{-1} bei $17 \text{ bar } p_{me}$ (**Abbildung 7 -91**). Der Versuch zeigt eine Verschiebung der ZZZP in Richtung früh. Diese Frühverstellung erfolgt solange bis ein kontinuierliches Klopfen detektiert wird. Betrachtet werden hierbei sowohl die motorinterne Klopfdetektion sowie eine zusätzliche Zylinderdruckindizierung.

Die Betriebspunkte bei 2000 min^{-1} zeigen ein Verhalten, welches bei entsprechender Orientierung des Verdichtungsverhältnisses zu erwarten ist. Das Bauteil mit vergrößertem ε zeigt gegenüber dem Vergleichsbauteil eine Verschiebung des ZZZP nach früh und kann die Verbrennung dadurch weiter in Richtung des Wirkungsgradoptimums schieben. Eine ε -Verkleinerung verursacht demgegenüber eine frühere Klopfgrenze, sodass eine eindeutige Abgrenzung der Versuchsbau-teile ableitbar ist.

Der Teillastbetriebspunkt bei 4000 min^{-1} zeigt bei allen Bauteilen eine identische Klopfgrenze. Die unterschiedlichen Verdichtungen sind hier nicht differenzierbar. Dies zeigt eine gute Gemischhomogenisierung in diesem Betriebspunkt bei gleichzeitig hohen effektiven Wirkungsgraden.

Der Vollastbetriebspunkt bei 4000 min^{-1} zeigt analog zur VL bei 2000 min^{-1} eine klare Differenzierbarkeit der individuellen Verdichtung. Eine höhere Verdichtung ergibt eine frühere und eine geringere Verdichtung eine spätere Klopfgrenze.

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

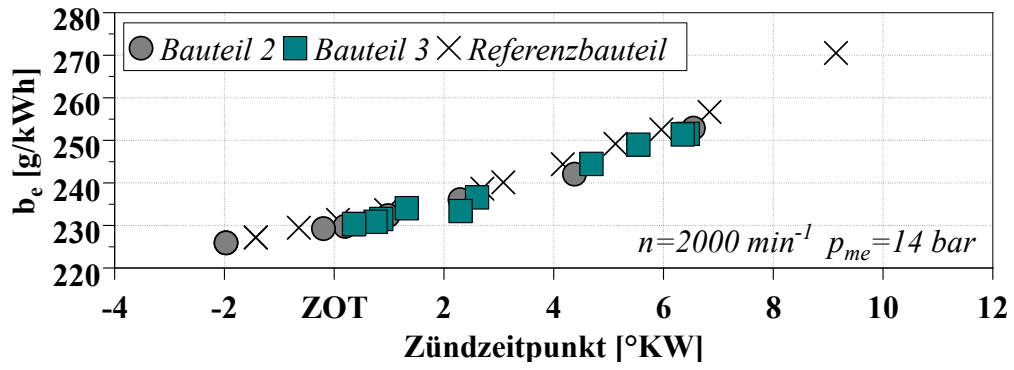


Abbildung 7-88: Klopfgrenzen der IO-Bauteile mit ZAV-Merkmal; 2000 min^{-1} und $14 \text{ bar } p_{me}$

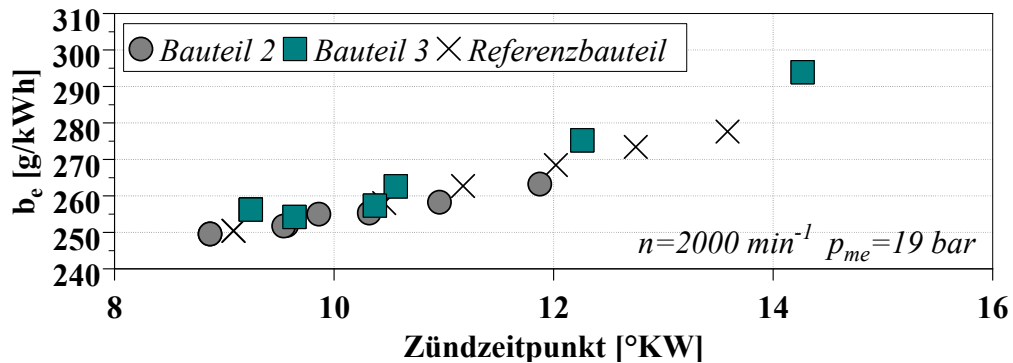


Abbildung 7-89: Klopfgrenzen der IO-Bauteile mit ZAV-Merkmal; 2000 min^{-1} und 19 bar p_{me}

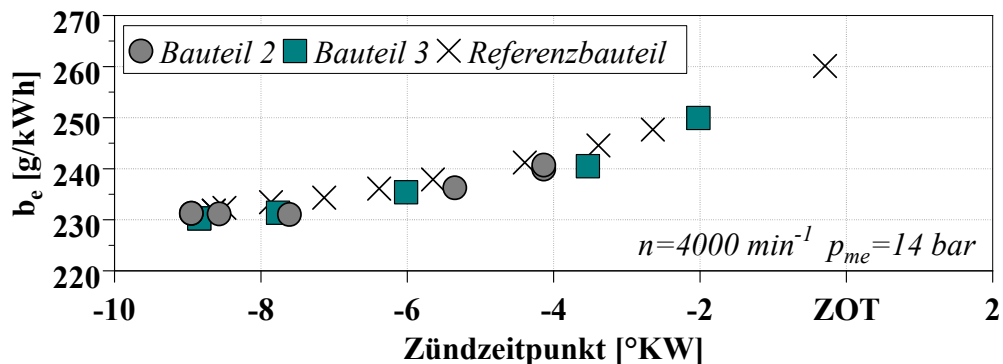


Abbildung 7-90: Klopfgrenzen der IO-Bauteile mit ZAV-Merkmal; 4000 min^{-1} und 14 bar p_{me}

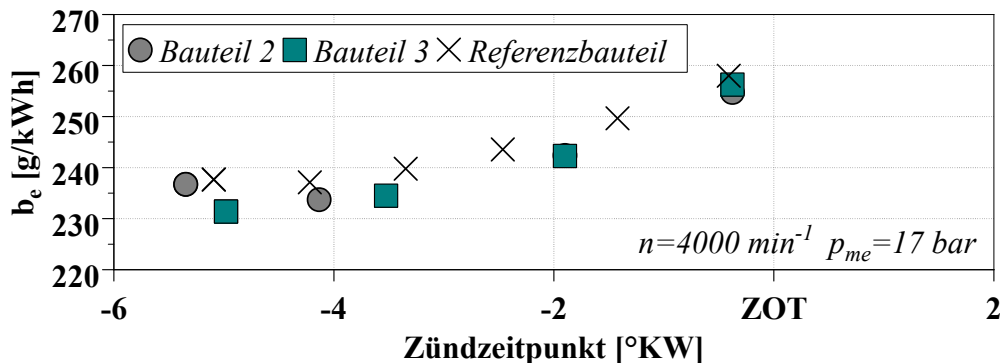


Abbildung 7-91: Klopfgrenzen der IO-Bauteile mit ZAV-Merkmal; 4000 min^{-1} und 17 bar p_{me}

Die Gegenüberstellung der Klopfgrenzen der Versuchsteile mit ZAV-Merkmal zeigen die nachfolgenden Abbildungen. Der Betriebspunkt 2000 min^{-1} und 14 bar p_{me} ist in **Abbildung 7-92** abgebildet. Die Klopfgrenzen zeigen ein identisches Verhalten, wie es in **Abbildung 7-88** bereits zu sehen ist. Die Klopfgrenze des Bauteils mit geringerer Verdichtung liegt trotz der hohen Abweichung zur Sollverdichtung sehr nahe an der Vergleichsmessung. Aufgrund der geringeren Verdichtung bei #07 muss zum Erhalten des Betriebspunktes der Ladedruck erhöht werden. Dadurch erhöht sich die Zylinderfüllung, wodurch sich die Klopfgrenze verschiebt. In diesem Fall verschiebt sich die Klopfgrenze auf das Niveau der Referenzmessung von #01. Gleichmaßen

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

verhält es sich bei der erhöhten Verdichtung. Zum Erhalt der Lastanforderung wird der Ladedruck gedrosselt, wodurch die Zylinderladung sinkt. Aufgrund der höheren Verdichtung besteht eine erhöhte Klopfgefahr, ähnlich der nach spät verschobenen Grenze von Bauteil #08. Im Vergleich mit Bauteil #03 zeigt sich eine identische Klopfgrenze. Das weiter gestiegene Verdichtungsverhältnis führt zu einer weiteren Absenkung der Zylinderfüllung, weshalb die Klopfgrenze den gleichen ZZP zeigt.

Der Volllastpunkt bei 2000 min^{-1} lässt hingegen eine eindeutigere Differenzierung zu (vgl. **Abbildung 7-93**). Eine geringere Verdichtung weist eine entsprechend frühe Klopfgrenze auf und eine erhöhte Verdichtung eine folgend späte Klopfgrenze. Gegenüber den IO-Bauteilen erhöht sich in der Volllast die Differenz zur Vergleichsmessung um $\approx 0,5^\circ\text{KW}$.

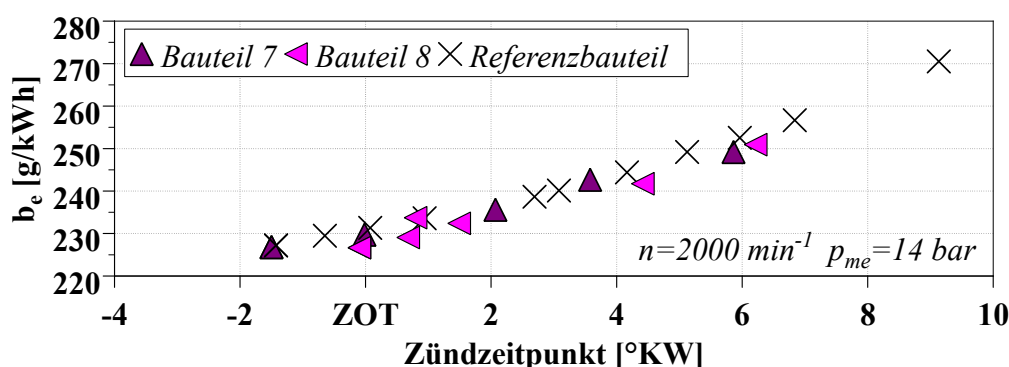


Abbildung 7-92: Klopfgrenzen der NIO-Bauteile mit ZAV-Merkmal; 2000 min^{-1} und $14 \text{ bar } p_{me}$

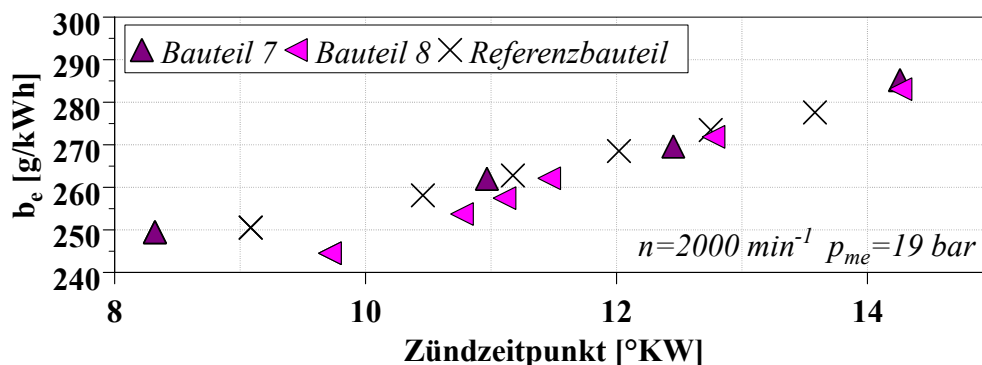


Abbildung 7-93: Vergleich der Klopfgrenzen der NIO-Bauteile mit ZAV-Merkmal; 2000 min^{-1} und $19 \text{ bar } p_{me}$

Die Betriebspunkte bei 4000 min^{-1} zeigen gegenüber den IO-Bauteilen ein zunehmend differenzierbares Verhalten. Der Teillastpunkt zeigt unabhängig vom Verdichtungsverhältnis eine Verbesserung des Klopfverhaltens, d.h. eine Verschiebung der Verbrennung in wirkungsgradgünstigere Bereiche. Aufgrund des guten Gemischbildungszustandes kann mit der applizierten Betriebsstrategie eine marginale Verbesserung des Betriebszustandes erzielt werden. Wird zudem der Volllastbetrieb berücksichtigt, ist ein gegenteiliges Verhalten zu erkennen. Aufgrund des höheren Ladedruckes kann bei großen Brennraumabweichungen die Klopfgefahr in besonders gefährdeten Bereichen stark ansteigen. Durch die hohe Verdichtung bei Bauteil #08 ist die Klopf-

grenze trotz Ladedruckdrosselung um $\approx 2^\circ\text{KW}$ nach spät verschoben. Bei Verringerung der Verdichtung wird durch Ladedruckerhöhung zur Erfüllung der Lastanforderung reagiert. Diese Anpassung hat den gleichen Effekt, da dadurch die effektive Verdichtung beziehungsweise der Zustand zum Verdichtungsende die gleiche Charakteristik aufweist wie eine Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses. Folgend wird die Klopfgrenze sehr viel früher erreicht.

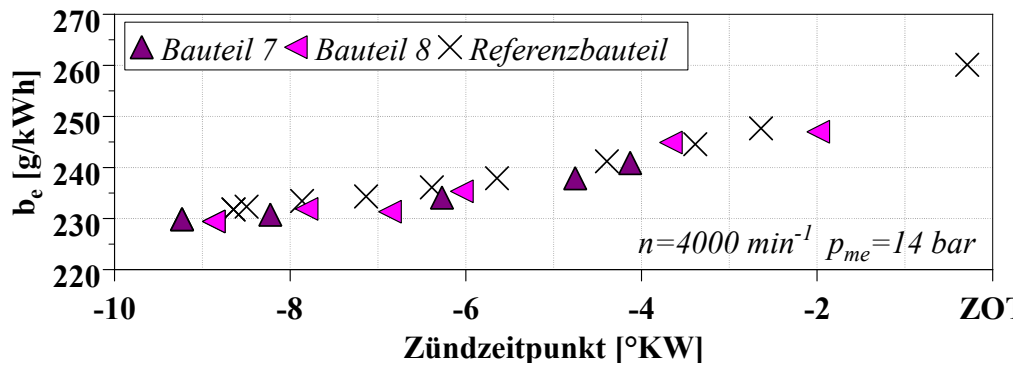


Abbildung 7-94: Klopfgrenzen der NIO-Bauteile mit ZAV-Merkmal; 4000 min^{-1} und $14 \text{ bar } p_{me}$

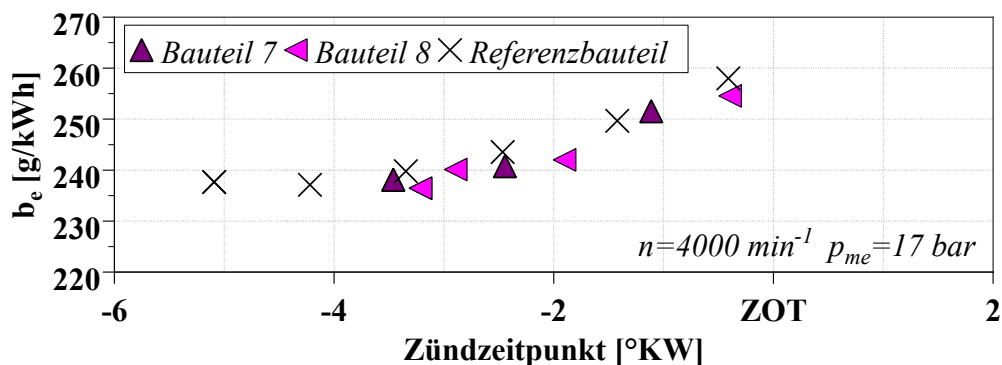


Abbildung 7-95: Klopfgrenzen der NIO-Bauteile mit ZAV-Merkmal; 4000 min^{-1} und $17 \text{ bar } p_{me}$

Die Versuchsreihen der Bauteile mit BR-Vol Merkmal sind in den nachfolgenden Abbildungen aufgetragen. Das Bauteil #13 weist eine Verringerung der Verdichtung und Bauteil #12 eine Anhebung der Verdichtung auf. **Abbildung 7 -96** zeigt den Teillastbetriebspunkt bei 2000 min^{-1} . Das Merkmal zeigt hier ein unauffälliges Verhalten. Eine Verringerung sowie eine Anhebung der Verdichtung weisen gegenüber der Vergleichsmessung identische Eigenschaften auf. Das Volllastverhalten bei 2000 min^{-1} (siehe **Abbildung 7 -97**) hingegen zeigt eine nachteilige Verschiebung der Klopfgrenze beider Bauteile. Hier wird entsprechend der Lastanforderung die Zylinderfüllung angepasst, wodurch die sich daraus ergebende Verdichtung der Brennraumfüllung eine identische Klopfgrenze ergibt.

Der Teillastpunkt bei 4000 min^{-1} zeigt **Abbildung 7 -98**. Die Klopfgrenze des Vergleichsbau- teils und des Bauteils mit erhöhter Verdichtung ist identisch. Bei geringerer Verdichtung hingegen ist eine Verschiebung der Klopfgrenze von $\approx 2^\circ\text{KW}$ erkennbar. Am Volllastpunkt (siehe **Ab- bildung 7 -99**) muss die geringere Verdichtung durch eine Anhebung der Brennraumfüllung an-

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

gepasst werden, wodurch sich die Klopfgrenze an die Vergleichsmessung annähert. Bei stark erhöhter Verdichtung verschiebt sich die Klopfgrenze um $\approx 3^{\circ}\text{KW}$ nach spät.

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN
BAUTEILMERKMALEN

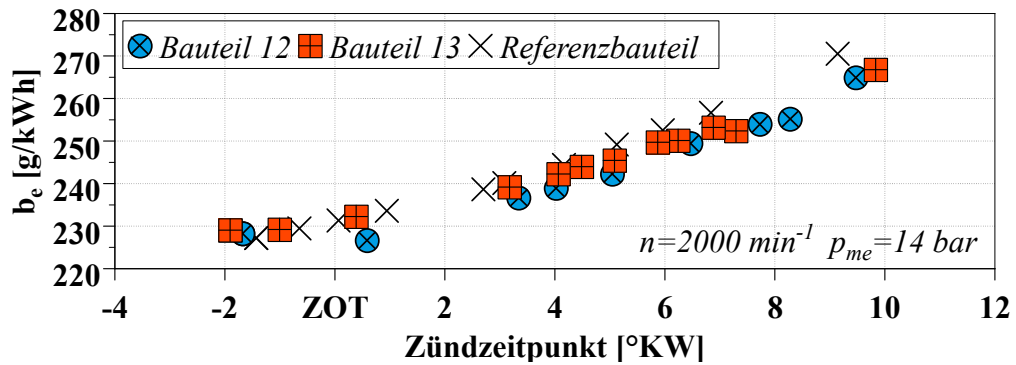


Abbildung 7-96: Klopfgrenzen der NIO-Bauteile mit BR-Vol Merkmal; 2000 min^{-1} und $14 \text{ bar } p_{me}$

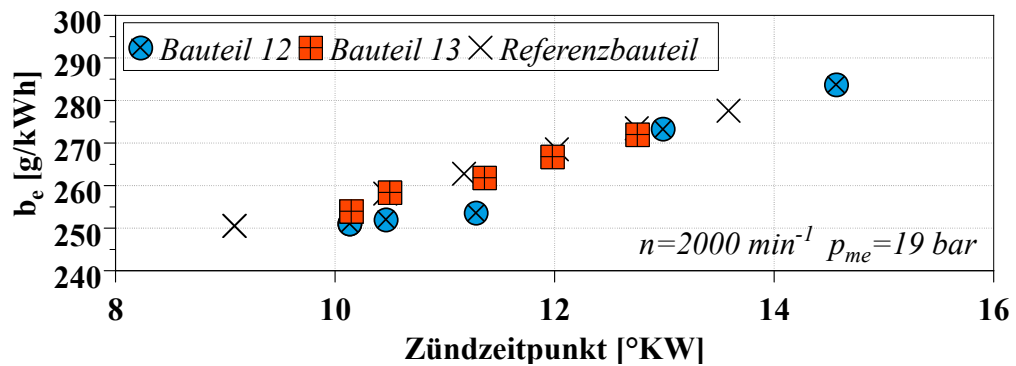


Abbildung 7-97: Klopfgrenzen der NIO-Bauteile mit BR-Vol Merkmal; 2000 min^{-1} und $19 \text{ bar } p_{me}$

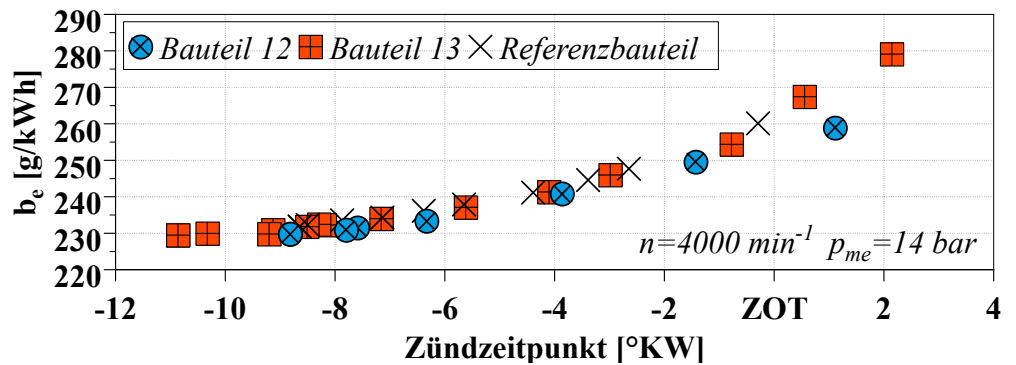
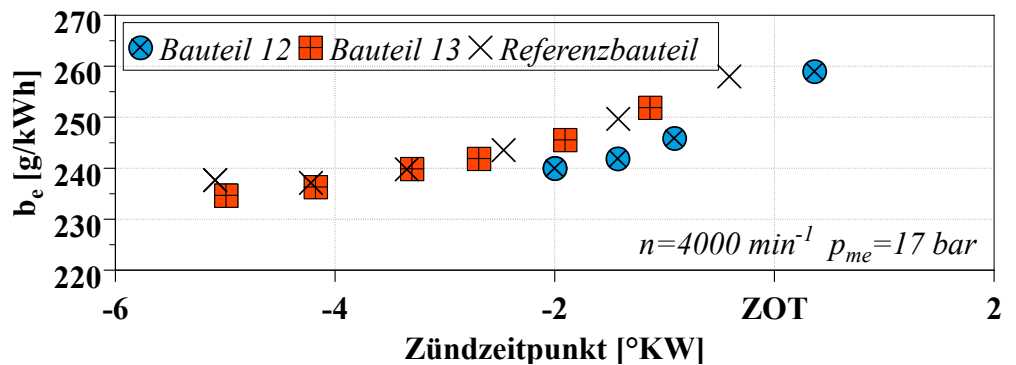


Abbildung 7-98: Klopfgrenzen der NIO-Bauteile mit BR-Vol Merkmal; 4000 min^{-1} und $14 \text{ bar } p_{me}$



3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

Abbildung 7-99: Klopfgrenzen der NIO-Bauteile mit BR-Vol Merkmal; 4000 min⁻¹ und 17 bar p_{me}

Zusammengefasst zeigt sich, dass eine marginale Abweichung zum Sollvolumen von der Motorsteuerung problemlos durch Manipulation des Ladedruckes oder des Zündwinkels ausgeglichen werden kann. Erweitern sich die Brennraumabweichungen, ist zwischen Verringerung und Erhöhung der Verdichtung zu unterscheiden. Eine zu starke negative Abweichung zur ausgelegten Verdichtung kann durch Anhebung der Zylinderladung zumindest in Teilen des Betriebsbereiches angepasst und kompensiert werden. Die fehlende Kompression kann im Hochdrehzahlbereich nicht durch zusätzliche Aufladung ausgeglichen werden, weil die Gefahr von Motorschäden durch einmalig auftretendes Superklopfen sehr hoch ist. Ähnlich verhält es sich bei sehr hohem Verdichtungsverhältnis. Der Betriebszustand wird durch Ladedruckregulierung an die Kompressionsverhältnisse angepasst. Trotzdem ist an den Klopfgrenzen zu erkennen, dass hohe ϵ zu einer Verschiebung der Klopfgrenze nach spät führen. Hier ist zudem keine Abhängigkeit der Brennraumform ableitbar. Die Bauteile #12 und #08 weisen das gleiche gemittelte Verdichtungsverhältnis auf. Werden die zylinderindividuellen Verdichtungsverhältnisse näher betrachtet, zeigt sich, dass die Klopfgrenze vom Brennraum abhängig ist, deren ϵ am größten ist. Weiter ist ableitbar, dass das Merkmal mit reiner Brennraumdachverschiebung in der Zylinderachse (ZAV) gegenüber der Brennraumformabweichung weniger empfindlich reagiert. Die Versuche lassen eine Tendenz erkennen, welche auch aus der 3D-CFD Simulation ableitbar ist. Allerdings ist diese Sensitivität dem Verdichtungsverhältnis untergeordnet, sodass keine Eineindeutigkeit aus diesen Versuchen feststellbar ist.

7.1.5 Vergleich der Partikelverteilung bei konstanten Brennraumabweichungen

Partikel entstehen in großem Umfang in besonders kraftstoffreichen Bereichen, in denen die Verbrennungsreaktionen gestört werden und eine unvollständige Verbrennung resultiert. Durch diese entstehen kurzkettige ungesättigte Kohlenwasserstoffe, die durch Anlagerungen und Reaktionen mit weiteren Kohlenwasserstoffen zu Molekülen respektive zu Partikeln agglomerieren. Die Entstehung von Partikeln in Ottomotoren deutet primär auf ein inhomogenes Kraftstoff-Luftgemisch hin. Insbesondere bei DI-Ottomotoren können kleine Änderungen der Strömungszustände die Interaktion zwischen Luft- und Kraftstoffströmung stören und die Partikelcharakteristik beeinflussen. Dieser Einfluss bzw. die Änderung durch Brennraumabweichungen soll durch einen Vergleich der Partikelgrößen aufgezeigt werden.

Die Partikelgrößenkonzentration wurde in den Größenklassen 6 bis 260 nm gemessen. Wie bereits in Kapitel 4.2.2 beschrieben, wurde für den Vergleich der Lastabhängigkeit eine Lastvariation bei konstanter Motordrehzahl und für den Vergleich der Drehzahlabhängigkeit eine Drehzahlvariation bei konstanter Last durchgeführt. Gemessen wurden sowohl Versuchsteile mit IO-Be-

wertung als auch mit NIO-Bewertung. Der Vergleich der IO-bewerteten Versuchsteile zeigt eine geringfügige Lastabhängigkeit sowie eine Unabhängigkeit von der Drehzahl. Da hier keine Erkenntnisse abgeleitet werden können, wird im Folgenden auf die NIO-Versuchsteile eingegangen. Der Vergleich der IO-Bauteile wird in Anhang gezeigt.

7.1.5.1 Lastabhängigkeit der Partikelgrößenverteilung bei konstanter Drehzahl

Abbildung 7-100 zeigt den Vergleich der lastabhängigen Verteilung der Partikelgrößenkonzentration. Unabhängig vom Merkmal ist in den unteren Lastpunkten eine Auffälligkeit mit zunehmender Verdichtung zu entnehmen. Es ist ein charakteristisches Maximum bei den Lasten 12 und 14 bar p_{me} erkennbar. Zur Orientierung der geometrischen Randbedingungen sind die mittleren Verdichtungsverhältnisse aufgetragen. Bauteil #08 und #12 weisen zwar das gleiche mittlere Verdichtungsverhältnis von 11,67 auf, hingegen zeigt Bauteil #08 das größte zylinderindividuelle Verdichtungsverhältnis mit 11,70. Durch eine zunehmende Verdichtung ist demnach eine Verschiebung eines charakteristischen Bereiches mit überhöhter Partikelkonzentration zu entnehmen. Auch die Referenzmessung weist eine Erhöhung der Partikelkonzentration auf, wobei diese am Rand des Messbereiches liegt. Insgesamt zeigt die Referenzmessung eine höhere Partikelkonzentration gegenüber den Vergleichsmessungen. Im Bereich der Volllast ist die Konzentrationserhöhung nicht mehr vorhanden. Hier zeigt sich ein Nachteil bei allen Vergleichsbaueteilen. Die Größenverteilungen haben einen identischen Verlauf. Auffällig ist hier das Bauteil #12. Gegenüber der Vergleichsmessung und auch gegenüber den anderen Bauteilen zeigt sich eine Erhöhung der Partikelkonzentration. Da der charakteristische Verlauf zu den übrigen Versuchsteilen identisch ist und das ZAV Bauteil mit erhöhtem Verdichtungsverhältnis keine Auffälligkeit zeigt, kann hier die Ursache bei der Brennraumform liegen. Wird zudem die Differenz der Partikelkonzentration zur Vergleichsmessung im Volllastpunkt in **Tabelle 13** betrachtet, ist tendenziell eine höhere Partikelkonzentration bei Bauteilen mit BR-Vol Merkmal zu sehen.

Tabelle 13: Differenz der Partikelkonzentration zwischen Vergleichsmessung und Versuchsbauteil der Versuchsreihe zur Untersuchung der Lastabhängigkeit bei $n=2000 \text{ min}^{-1}$

Bauteil	Partikelkonzentration [$\#/cm^3$]		
	Betriebspunkt 12 bar p_{me}	Betriebspunkt 14 bar p_{me}	Betriebspunkt 19 bar p_{me}
#07	-4,01E+03	-1,03E+03	1,28E+04
#08	-3,13E+03	7,80E+02	1,31E+04
#12	-3,29E+03	2,67E+02	3,28E+04
#13	-3,68E+03	-1,36E+02	1,49E+04

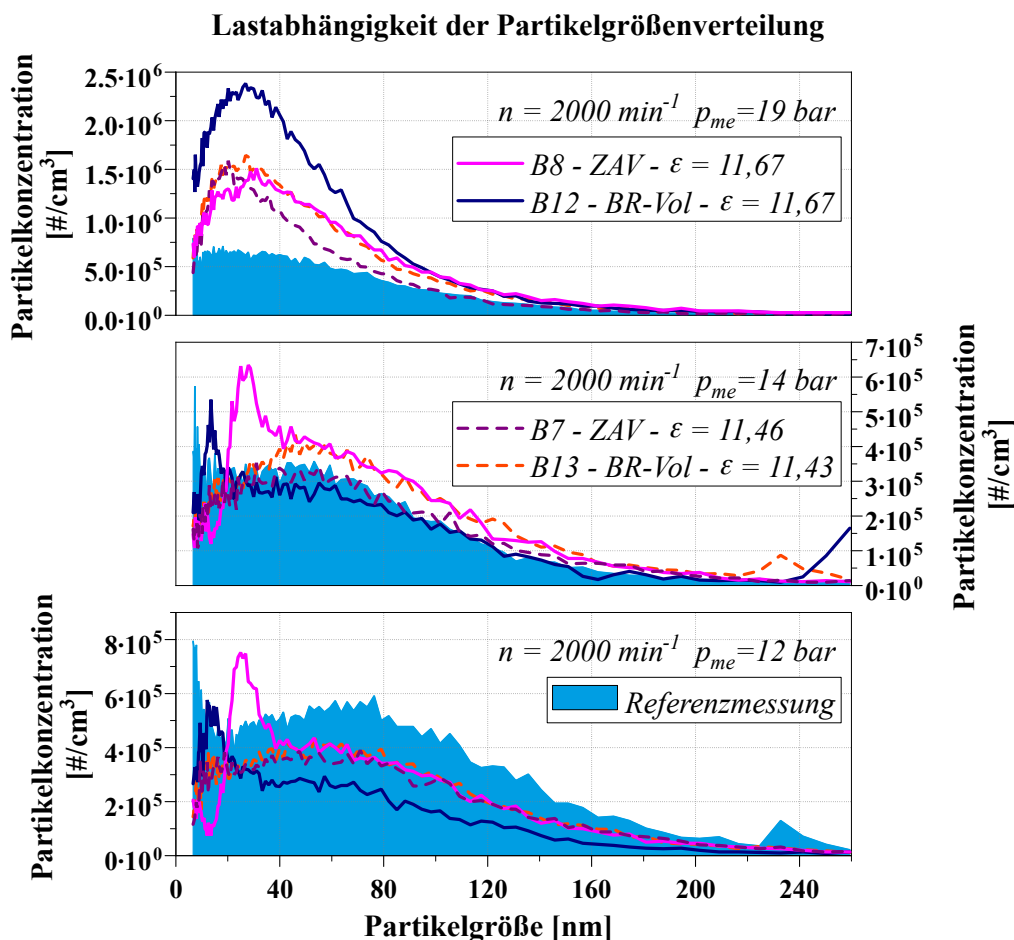


Abbildung 7-100: Vergleich der lastabhängigen Verteilung der Partikelgrößenkonzentration in einem Messbereich von 6 bis 260 nm

7.1.5.2 Drehzahlabhängigkeit der Partikelgrößenverteilung bei konstanter Last

Die Drehzahlabhängigkeit der Partikelgrößenverteilung ist **Abbildung 7-101** abgebildet. Es zeigt sich, dass die Einflüsse der Partikelbildung in geringeren Drehzahlbereichen eine hohe Sensitivität besitzen. In hohen Drehzahlbereichen hat die Brennraumform bzw. das Brennraumvolumen einen abnehmenden Einfluss auf die Partikelbildung. Begründet werden kann diese Eigenschaft mit der Stabilität des Brennverfahrens. Bei der untersuchten Last ist bei diesem Motor in einem Drehzahlbereich von ca. 2500 min^{-1} bis 3000 min^{-1} das Optimum des Wirkungsgrades zu finden. Ein erweiterter Bereich mit sehr hohem Wirkungsgrad geht bis ca. 4500 min^{-1} . Neben den Strömungseigenschaften des Ladungswechsels mit geringen Füllverlusten ist hier eine sehr gute Gemischhomogenisierung aufzufinden. Es können wirkungsgradoptimierte Zündzeitpunkte gefahren werden, da die Klopfgefahr gering ist bzw. keine klopfende Verbrennung detektiert wird. Daher ist es nachvollziehbar, dass sich die Verläufe der Partikelverteilung annähern und daher auf einem gleichen Niveau liegen.

Bei geringen Drehzahlen zeigt das Bauteil mit ZAV-Merkmal und überhöhtem Verdichtungsverhältnis die höchsten Konzentrationsmaxima. Demgegenüber zeigt das Merkmal BR-Vol bei glei-

chem mittleren ε teilweise das geringste Konzentrationsniveau. Der Vergleich der absoluten Partikelkonzentration (vgl. Tabelle 14) zeigt bei 1500 min^{-1} die geringste Abweichung zur Vergleichsmessung. Die Bauteile mit vergrößertem Brennraumvolumen zeigen keine merkmalsindividuellen Auffälligkeiten. Tendenziell ist aus der Drehzahlabhängigkeit der Merkmale ableitbar, dass eine Formabweichung unabhängig von der Ausprägung einen positiven Einfluss auf die Gemischbildung hat. Die Bauteile mit BR-Vol Merkmal zeigen die geringsten Konzentrationsniveaus, sowohl bei der Partikelverteilung als auch bei der absoluten Betrachtung (siehe **Tabelle 14**). Demgegenüber steht der Versatz des Brennraumes in der Zylinderachse. Dieser zeigt eine tendenziell nachteilige Wirkung auf die Partikelemission.

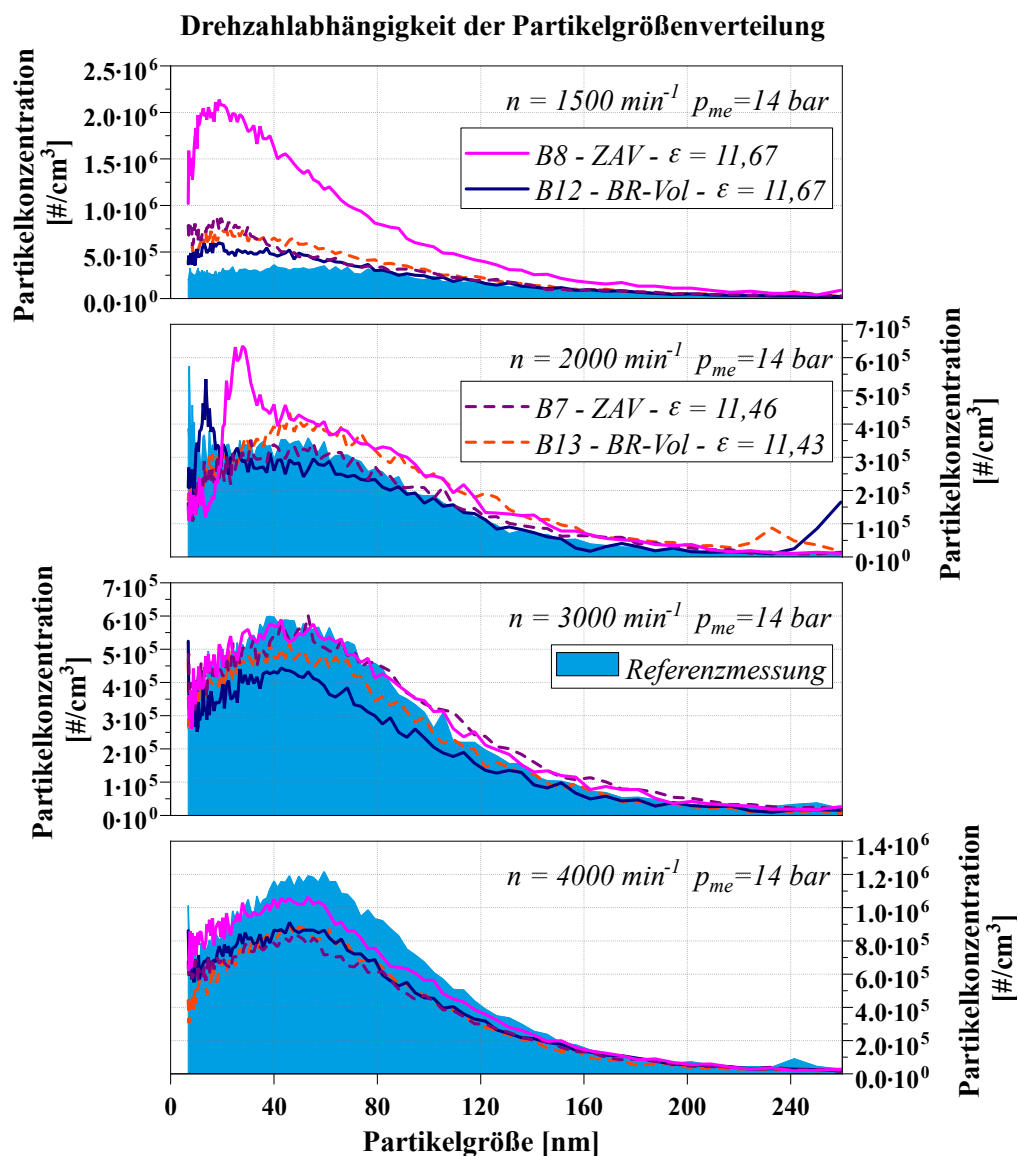


Abbildung 7-101: Vergleich der drehzahlabhängigen Verteilung der Partikelgrößenkonzentration in einem Messbereich von 6 bis 260 nm

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

Tabelle 14: Differenz der Partikelkonzentration zwischen Vergleichsmessung und Versuchsbauteil der Versuchsreihe zur Untersuchung der Drehzahlabhängigkeit bei $p_{me}=14$ bar

Bauteil	Partikelkonzentration [$\#/cm^3$]			
	Betriebspunkt $n = 1500 \text{ min}^{-1}$	Betriebspunkt $n = 2000 \text{ min}^{-1}$	Betriebspunkt $n = 3000 \text{ min}^{-1}$	Betriebspunkt $n = 4000 \text{ min}^{-1}$
#07	7,68E+03	-1,03E+03	7,27E+02	-4,96E+03
#08	2,95E+04	7,80E+02	1,38E+03	4,66E+02
#12	5,18E+03	2,67E+02	-9,53E+02	-3,55E+03
#13	6,63E+03	-1,36E+02	-6,15E+02	-6,00E+03

Zusammengefasst zeigt sich, dass die entwickelten Merkmale einen erheblichen Einfluss auf die Partikelemissionen ausüben. Das BR-Vol Merkmal zeigt mit zunehmender Last erhöhte Partikelemissionen gegenüber dem Referenzversuch, aber auch gegenüber dem ZAV-Merkmal. Bei der Drehzahlabhängigkeit zeigt sich ein Nachteil bei der reinen Zylinderachsenverschiebung des Brennraumdaches. Die Bauteile mit ZAV-Merkmal, insbesondere mit überhöhtem Verdichtungsverhältnis, zeigen bei geringen Drehzahlen, speziell bei 1500 min^{-1} , eine starke Überhöhung der Partikelkonzentration. Die Größenverteilung zeigt hier bei allen Größenklassen einen überhöhten Partikelaustritt gegenüber allen untersuchten Bauteilen. Mit zunehmender Drehzahl nimmt der Partikelaustritt ab. Gegenüber den BR-Vol Merkmalen zeigen die ZAV-Bauteile tendenziell einen höheren Partikelaustritt.

7.2 Bauteilmerkmale mit variablen Brennraumabweichungen

Der Vergleich der Versuchsbauteile mit konstant orientierten Brennraumabweichungen zeigt wesentliche Auswirkungen auf den Motorbetrieb, die mit der Differenz des Verdichtungsverhältnisses zur Sollverdichtung zu begründen sind. Eine signifikante Abhängigkeit zur Brennraumform entsprechend der entwickelten Merkmale ist nur bedingt erkennbar. Sowohl die Differenzkennfelder als auch die Zündhakenkurven zeigen keinen Hinweis, dass der Motorbetrieb durch die Brennraumform, innerhalb der untersuchten Abweichungsspanne, veränderte Eigenschaften aufweist. Lediglich der Vergleich der Partikelgrößenverteilung lässt vermuten, dass eine merkmalindividuelle Abhängigkeit besteht. Um diese Abhängigkeit weitergehend zu überprüfen, werden aus den Versuchsbauteilen Zylinderköpfe unterschiedlicher Merkmale miteinander verglichen, deren Ausprägung nahezu gleich sind und möglichst große Abweichungen zwischen dem minimalen und maximalen Verdichtungsverhältnis (ϵ_{\min} und ϵ_{\max}) aufweisen. Aus der Analyse der geometrischen Verdichtung in Kapitel 5.1.5 geht hervor, dass die in **Abbildung 7-102** gezeigten Bauteile #11 und #16 die größten Abweichungen zwischen ϵ_{\min} und ϵ_{\max} besitzen und die Merkmalausprägung gut vergleichbare Verdichtungsverhältnisse ergeben. Daher werden diese

Bauteile für den Vergleich von Merkmalen von variabel gefertigten Brennraumvolumen verwendet und sind als repräsentativ zu bewerten.

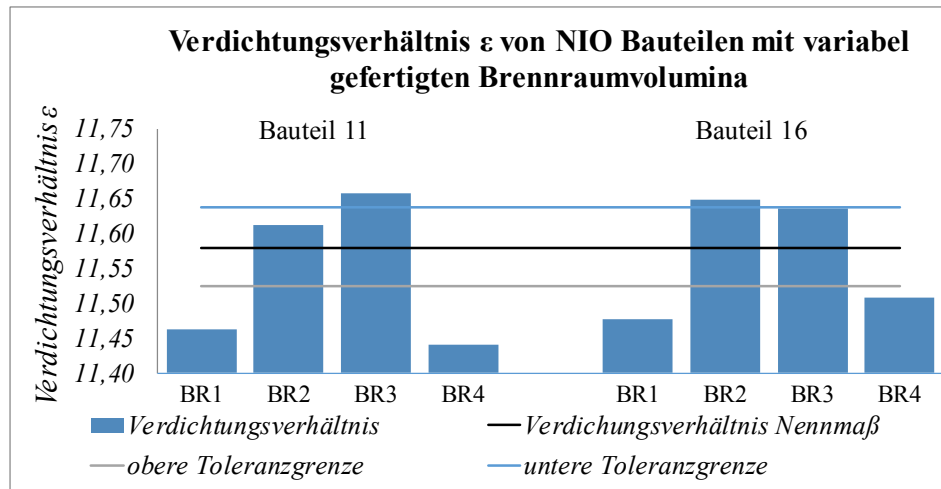


Abbildung 7-102: Bauteile mit variabel gefertigten Brennraumvolumen als repräsentative Vergleichsmuster

Zur Einordnung des Vollastverhaltens ist in **Abbildung 7-103** der Vollastvergleich zur Referenzmessung gezeigt. Aufgrund der hohen Verdichtung der Brennräume 2 und 3 zeigt sich bei beiden Bauteilen ein Lastdefizit im LET, das insbesondere bei der Drehzahl 1250 min^{-1} sehr stark ausgeprägt ist. Aufgrund der ungleichen Brennraumverteilung ist der Ladedruck zur Klopfverhinderung gedrosselt. Dadurch verschlechtert sich die Gemischbildung und der Zündverzug, wodurch die Brenndauer zunimmt. Folgend verringert sich der spezifische Kraftstoffverbrauch, wie es in **Abbildung 7-103** unten nachvollziehbar ist. Analog zum LET-Verhalten zeigen die Vergleichsbauteile die gleichen Eigenschaften bis in den Hochdrehzahlbereich. Aufgrund der höheren Differenz zwischen ϵ_{\min} und ϵ_{\max} war zu erwarten, dass Bauteil #11 ein höheres Lastdefizit mit erhöhtem spezifischen Kraftstoffverbrauch gegenüber Bauteil #16 aufzeigt.

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

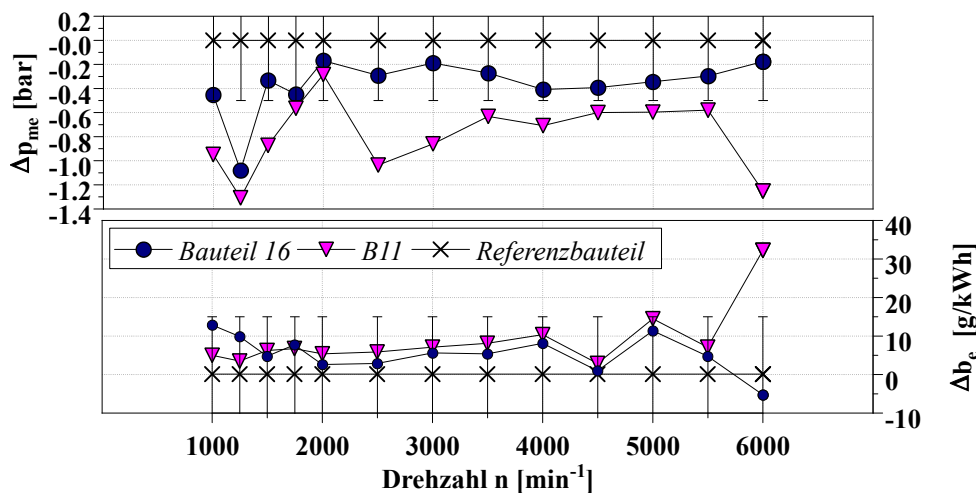


Abbildung 7-103: Vollastvergleich von NIO-Bauteilen mit variabel gefertigten Brennraumvolumina

Die Volllastcharakteristik der beiden Bauteile zeigt ein nahezu identisches Verhalten. Zur Differenzierung der Bauteile sind in den nachfolgenden Abbildungen die ermittelten Zündgrenzen der Volllastbetriebspunkte¹⁰ gezeigt. Die Klopfgrenzen bei 2000 min^{-1} zeigt **Abbildung 7 -104**. Gegenüber der Vergleichsmessung ist die Klopfgrenze erwartungsgemäß hin zu späteren ZZP verschoben. Der direkte Vergleich der Bauteile untereinander zeigt keinen signifikanten Unterschied bei der erfassten Klopfgrenze. Der Unterschied der Zündgrenzen von 9,9°KW nOT (#B11) und 10,1°KW nOT (#B16) lässt keine eindeutige Differenzierbarkeit zu. Aus Motorschutzgründen wurde die zylinderindividuelle Zündverstellung zur Klopfverhinderung nicht ausgeschaltet. Diese nimmt eine Zündwinkelverstellung von 2,25°KW vor, sobald ein Klopfereignis detektiert wird und führt in 0,75°KW Schritten eine Rückverstellung zum Soll-ZZP vor. Die Messwerte werden über 10 s gemittelt, sodass an der Klopfgrenze aufgrund der Mittelung, aber auch aufgrund des manuellen Messtriggers geringfügige Abweichungen auftreten können. Somit ist eine Abweichung der klopfgrenze von 0,2°KW als gleich zu bewerten.

¹⁰ In Kapitel 7.1.4 wurde bereits darauf hingewiesen, dass die Volllastbetriebspunkte zur Erfassung der Klopfgrenzen nicht den realen Volllastpunkten entsprechen. Zur Gewährleistung der Vergleichbarkeit wurden in der Versuchsplanung Betriebspunkte nahe der Volllast definiert, die mit jedem Versuchsbauteil sicher erreicht werden.

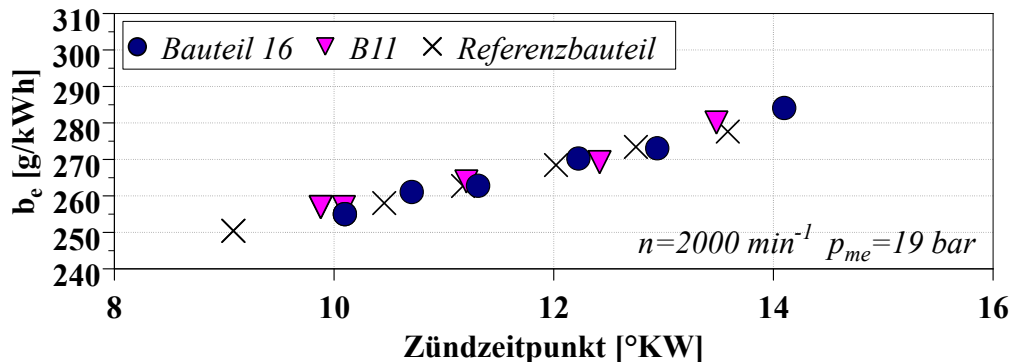


Abbildung 7-104: Klopfgrenzen von NIO-Bauteilen mit variabel gefertigten Brennraumvolumina; 2000 min^{-1} und $19 \text{ bar } p_{me}$

In gleicher Weise verhält sich die Klopfempfindlichkeit am Vollastpunkt bei 4000 min^{-1} . Die Kurven zur Klopfgrenze der Bauteile zeigt **Abbildung 7-105**. Die Bauteile zeigen bei den ZZP $4,2^\circ\text{KW nOT}$ und bei $3,95^\circ\text{KW nOT}$ eine stark klopfende Verbrennung. Auch hier liegen die Klopfgrenzen zu nahe beieinander, um eine Differenzierbarkeit ableiten zu können.

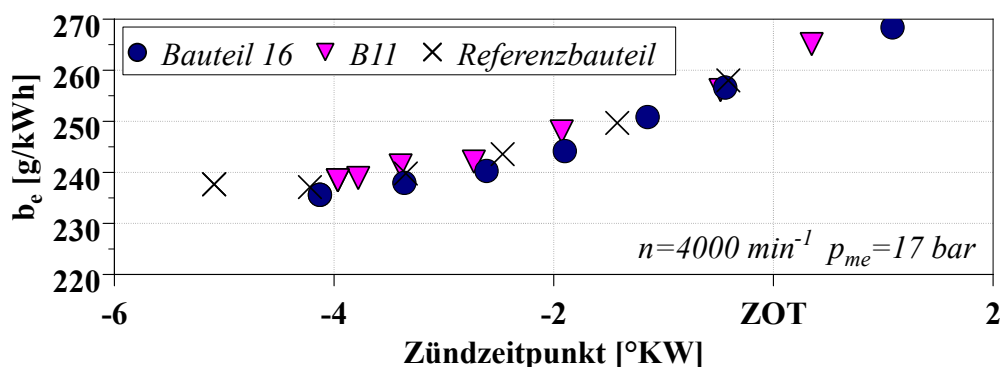


Abbildung 7-105: Klopfgrenzen von NIO-Bauteilen mit variabel gefertigten Brennraumvolumina; 4000 min^{-1} und $17 \text{ bar } p_{me}$

Die Versuche zur Erfassung der Klopfgrenze zeigen keinen signifikanten Einfluss auf das otto-motorische Betriebsverhalten, welche auf die Manipulation der Brennraumform hinweisen. Die Versuche zu den Klopfgrenzen mit konstanten Brennraumabweichungen aus Kapitel 7.1.4 werden hiermit ergänzt und bestätigen die bisherige Erkenntnis, dass Änderungen der Motorcharakteristik primär durch das Verdichtungsverhältnis bestimmt sind. Aus Kapitel 7.1 zeigte sich eine geringfügige Merkmalabhängigkeit bei den Partikelemissionen. Um diesen Bezug näher zu analysieren, sind in den nachfolgenden Abbildungen die last- und drehzahlabhängigen Partikelgrößenkonzentrationen abgebildet. Die lastabhängige Partikelgrößenverteilung zeigt **Abbildung 7-106**. Gegenüber der Vergleichsmessung ist ein sehr ähnlicher Verlauf der Größenverteilungen zu beobachten. Bei niedriger Last ist eine Minderung und mit steigender Last eine massive Erhöhung der Partikelkonzentration erkennbar. Bei geringer Last zeigt das Bauteil #11 eine ähnliche, stark abgeschwächte, charakteristische Erhöhung des Partikelgrößenmaximums, wie es in Abbildung 7-100 bei #08 bereits zu beobachten war. Bei Bauteil #16 ist diese Eigenschaft nicht er-

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

kennbar, wobei sich eine Verschiebung der Partikelemission hin zu größeren Partikeln zeigt. Dies deutet auf eine verringerte effektive Verdichtung hin, weil diese Charakteristik gleichermaßen bei Bauteil #13 erkennbar ist. Die Partikelemission innerhalb des Messbereiches (vgl. **Tabelle 15**) zeigt in den niedrigen Lastpunkten eine geminderte Partikelkonzentration gegenüber der Vergleichsmessung. Die Lastzunahme zeigt einen enormen Anstieg der Partikelkonzentration. Die Größenverteilung weist im Bereich von Partikelgrößen von 10 bis 30 nm eine Erhöhung der Partikelkonzentration von 10^6 \#/cm^3 auf. Diese Erhöhung entspricht ungefähr dem gleichen Niveau, wie es bereits in Abbildung 7 -100 zu sehen war. Gegenüber den Versuchen mit konstanter Brennraumabweichung ist hier keine Lastabhängigkeit des Merkmals BR-Vol ableitbar.

Tabelle 15: Differenz der Partikelkonzentration zwischen Vergleichsmessung und Versuchsbauteil der Versuchsreihe zur Untersuchung der Lastabhängigkeit bei $n=2000 \text{ min}^{-1}$

Bauteil	Partikelkonzentration [\#/cm^3]		
	Betriebspunkt 12 bar p_{me}	Betriebspunkt 14 bar p_{me}	Betriebspunkt 19 bar p_{me}
#11	-4,23E+03	-1,26E+02	1,63E+04
#16	-4,92E+03	-9,79E+02	1,33E+04

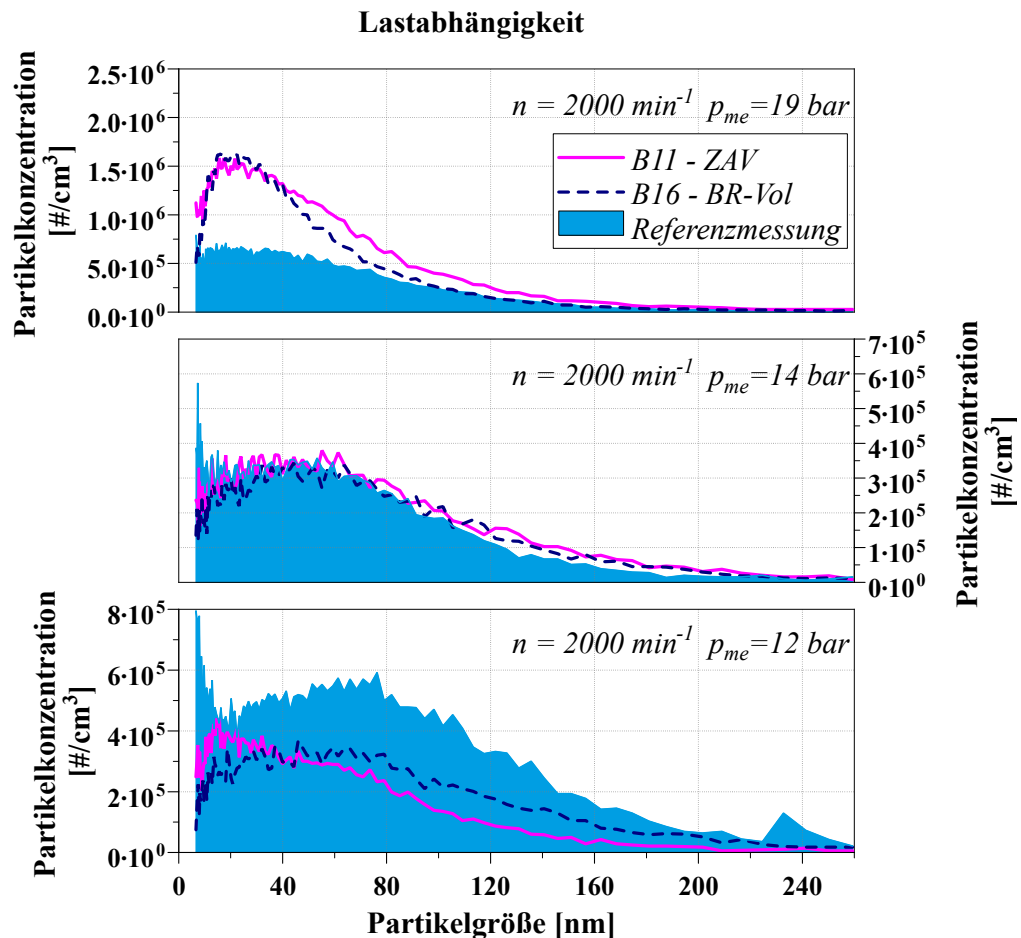


Abbildung 7-106: Vergleich der lastabhängigen Verteilung der Partikelgrößenkonzentration in einem Messbereich von 6 bis 260 nm von NIO-Bauteilen mit variabel gefertigten Brennraumvolumina

Die drehzahlabhängige Partikelgrößenverteilung der diskutierten Bauteile zeigt **Abbildung 7 - 107**. Hier ist das gleiche Verhalten wiederzufinden, wie es die Bauteile mit konstanter Brennraumabweichung gezeigt haben. Bei hohen Drehzahlen werden geringere Partikelemissionen, sowohl absolut gesehen (vgl. Tabelle 16), als auch beim Verlauf der Größenverteilung zu sehen, gemessen. Bei geringen Drehzahlen hingegen steigen die Partikelemissionen stark an, wobei das Bauteil mit ZAV-Merkmal eine erhöhte Partikelkonzentration im Bereich sehr kleiner Partikelgrößen zeigt. Die Überhöhung zeigt das gleiche Niveau, wie es bereits beim Bauteil mit konstanten Brennraumabweichungen, überhöhtem Verdichtungsverhältnis und ZAV Merkmal zu sehen war (siehe Abbildung 7 -101). Dies deutet darauf hin, dass Brennraumabweichungen, die auf eine reine Verschiebung des Brennraumdaches zurückzuführen sind, die Gemischbildung im LET beeinflussen.

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

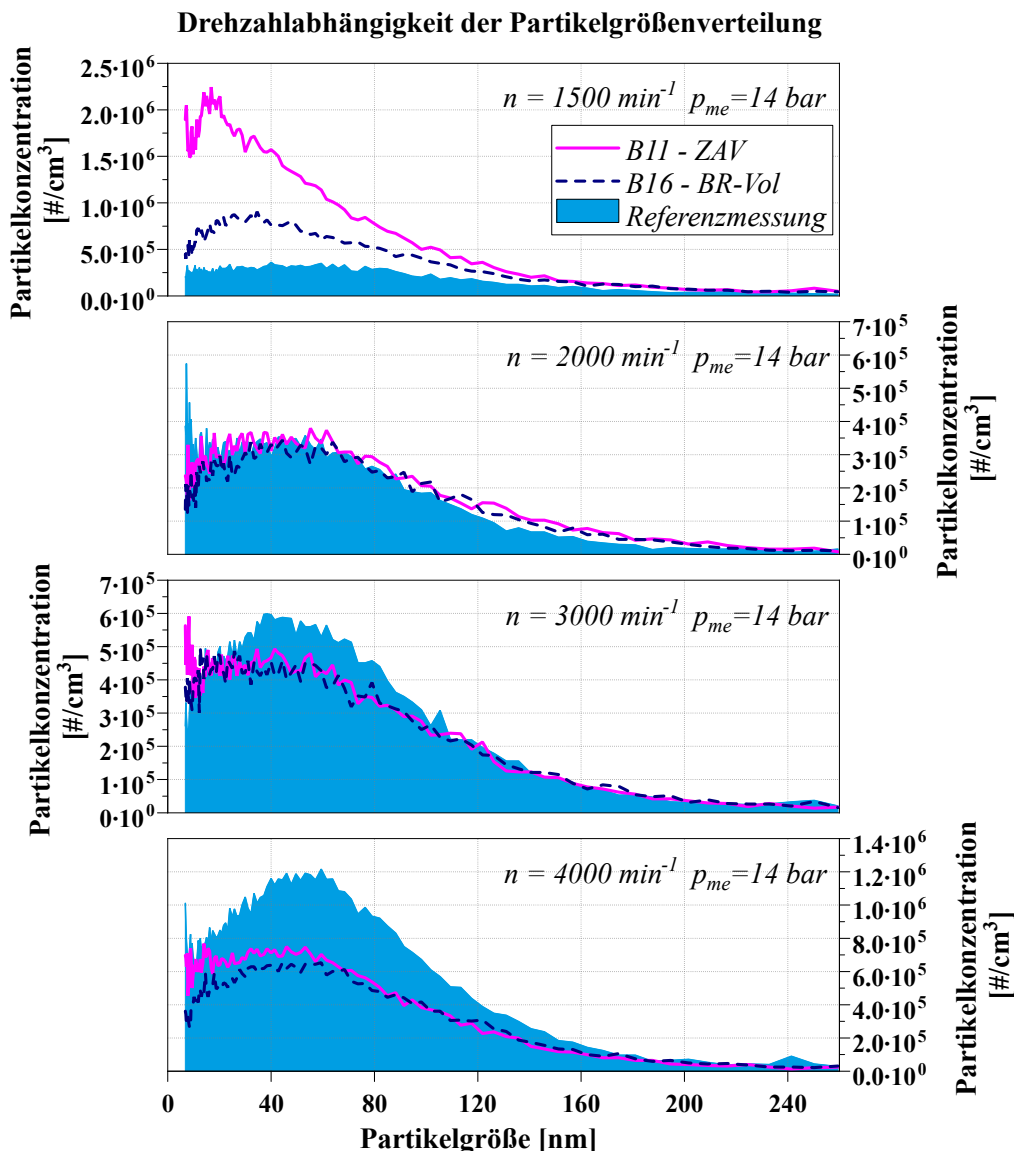


Abbildung 7-107: Vergleich der lastabhängigen Verteilung der Partikelgrößenkonzentration in einem Messbereich von 6 bis 260 nm von NIO-Bauteilen mit variabel gefertigten Brennraumvolumina

Tabelle 16: Differenz der Partikelkonzentration zwischen Vergleichsmessung und Versuchsbauteil der Versuchsreihe zur Untersuchung der Drehzahlabhängigkeit bei $p_{me}=14$ bar

Bauteil	Partikelkonzentration [# / cm ³]			
	Betriebspunkt $n = 1500 \text{ min}^{-1}$	Betriebspunkt $n = 2000 \text{ min}^{-1}$	Betriebspunkt $n = 3000 \text{ min}^{-1}$	Betriebspunkt $n = 4000 \text{ min}^{-1}$
#11	2,76E+04	-1,26E+02	-1,09E+02	-6,03E+03
#16	0,88E+04	-9,79E+02	-7,54E+02	-9,76E+03

8 Zusammenfassung

Die technologische Weiterentwicklung von Produktionsprozessen ermöglicht es, Bauteile in immer größeren Stückzahlen kostengünstig zu produzieren, wobei gleichzeitig immer höhere Anforderungen an die Bauteile gestellt werden. Im Fall der Zylinderkopfproduktion besteht neben hohen Anforderungen an die Maßhaltigkeit eine sehr aufwendig gestaltete Bauteilgeometrie, deren Form in komplexen Verfahren umgesetzt und bereits in der Gießerei dargestellt werden muss. Derart komplexe Geometrien verursachen bei zusätzlichen Toleranzanforderungen einen zunehmenden Bauteilausschuss, der die Produktionskosten erhöht und die CO₂-Belastung des Einzelbauteils ansteigen lässt.

Ein sinnvoller Weg, die CO₂-Belastung der Produktion zu reduzieren, ist die Schaffung eines „digitalen Zwillinges“. Würde für jedes Bauteil einer Baugruppe ein digitaler Zwilling existieren, ist eine virtuelle Bauteilpaarung möglich, die eine ideal zueinander passende Bauteilpaarung mit minimalen Schwankungen zulässt. Die Bedeutung für die Produktion ist, dass gegebenenfalls Toleranzen weniger eng gefasst werden müssen. Somit können der Bauteilausschuss und der Energieaufwand, der für den Betrieb der Fertigung benötigt wird, reduziert werden.

Eindimensionale Prüfverfahren, wie bspw. eine einfache Positionsbestimmung eines definierten Merkmals, sind für eine virtuelle Bauteilpaarung nicht geeignet. Es müssen bildgebende Verfahren in die Serienfertigung integriert werden, die in einer annehmbaren Taktzeit eine dreidimensionale Bauteilerfassung ermöglichen. Eine Möglichkeit zur Digitalisierung der Zylinderkopffertigung ist die Integration eines Computertomographen (CT). Für Stichprobenuntersuchungen zur Defektanalyse beziehungsweise zur Untersuchung von Wandstärken oder die Suche nach Sandresten und Spänen wird die CT-Technologie bereits eingesetzt. Moderne In-Line-CT's bieten darüber hinaus die Möglichkeit mehrere Bauteile in sehr kurzer Zeit mit ausreichender Genauigkeit zu scannen. Somit können auch größere Lose bewertet werden. Eine vollständige Integration der Prüfung in einen Serienfertigungsprozess ist somit möglich. Die entsprechenden Kenntnisse zur gezielten Bauteilbewertung bezüglich der genannten Kriterien, auch von größeren Losen, existieren bereits. Darüber hinaus ist von Interesse, wie genau motorrelevante Bauteilgeometrien und deren Schwankungen mittels CT-Scans erfasst werden können. Andererseits ist wichtig, welchen Einfluss solche Schwankungen im motorischen Betrieb haben können.

Zur Identifizierung möglicher Einflussgrößen wurde die Prozesskette der Zylinderkopfrohteilfertigung analysiert. Daraus konnten Merkmale isoliert werden, die durch die Rohteilfertigung entstehen und gleichzeitig einen Einfluss auf den ottomotorischen Betrieb aufweisen können. Die Wahrscheinlichkeit, isolierte Merkmalausprägungen mit geforderten Merkmalkombinationen aus

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

der Serienfertigung entnehmen zu können, ist relativ gering. Dies konnte aus Langzeitmessungen an Serienbauteilen der Rohteilproduktion entnommen werden. Somit wurde für die individuellen Manipulationen der Brennräume eine Gießstation mit manuellen Kerneinlagen auf die Erfordernisse des Referenzzylinderkopfes adaptiert. Die Brennräume wurden mit einem Materialoffset gegossen und mittels mechanischer Bearbeitung eine isolierte Merkmalausprägung gefertigt.

Zur Erfassung des Istzustandes der Versuchsbauteile wurden die gefertigten Zylinderköpfe mit CT-Daten analysiert. Als Vergleichsmessung ist das Brennraumvolumen manuell erfasst worden. Aus der Messdatenanalyse der CT-Daten geht hervor, dass die Erfassung des Brennraumvolumens tendenziell ableitbar ist. Allerdings konnte das reale Volumen im Endzustand auf der bisher verfügbaren Datengrundlage nicht erfasst werden. Es sind zusätzliche zu der CT-Datenauswertung relative Faktoren zu berücksichtigen. Hierfür ist die spanende Bauteilbearbeitung in die Bauteilanalyse und für die Erarbeitung von automatisierbaren Algorithmen zur Brennraumvolumenerfassung notwendig.

Um abschätzen zu können, welche Kriterien bezüglich der Bauteilprüfung von Interesse sind, wurden die entwickelten Brennraummerkmale hinsichtlich des Einflusses auf den ottomotorischen Betrieb untersucht. Für einen sicheren und effizienten Motorbetrieb wird viel Entwicklungsaufwand zur Stabilisierung der Brennrauminnenströmung aufgewendet. Das heißt, geringfügige Formabweichungen können das Brennverfahren beeinflussen. Zur Untersuchung der Einflussfaktoren wurde das stationäre Strömungsverhalten durch Brennraumabweichungen gemessen. An kleinen Ventilhuben konnten merkmalspezifische Eigenschaften gemessen werden. Mittels einer 3D-CFD Simulation wurden diese Einflüsse weiter untersucht. Dabei konnten geringfügige Merkmalcharakteristika abgeleitet werden, wobei die Auswirkungen äußerst geringfügig sind und von einem weiteren Einflussfaktor, dem geometrischen Verdichtungsverhältnis, überlagert werden.

Die Messungen am Motorprüfstand bestätigen dieses Ergebnis. Der stationäre Kennfeldvergleich zeigt differenzierbare Ergebnisse. Allerdings lassen sich diese Differenzen mit dem Unterschied der geometrischen Verdichtungsverhältnisse der Versuchsbauteile erklären. Einen Hinweis auf eine Abhängigkeit zur Brennraumform konnte nicht abgeleitet werden. Auch der Vergleich der Klopfgrenzen konnte keine merkmalspezifischen Abhängigkeiten zeigen. Die Verschiebung der Klopfgrenzen der einzelnen Versuchsbauteile kann in den gemessenen Betriebspunkten eindeutig auf das Verdichtungsverhältnis zurückgeführt werden. Lediglich aus der Messung zur Partikelgrößenverteilung konnte eine geringfügige Abhängigkeit der Brennraumform abgeleitet werden. Es zeigte sich eine Drehzahlabhängigkeit bei Bauteilen mit Verschiebung des Brennraumdaches in der Zylinderachse. Diese Abhängigkeit ist bei einer Brennraumverkleinerung mit doppelter Lagetoleranz erkennbar. Bauteile, deren Brennraumlage geringfügig außerhalb des Toleranzbandes liegen, zeigen diese Eigenschaft nicht. Daher kann die erhöhte Partikelemission auch direkt mit dem stark erhöhten Verdichtungsverhältnis gekoppelt sein, weshalb auch hier kein eindeutiger Bezug zur Brennraumform hergestellt werden kann.

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

Aus der Untersuchung ist demnach ableitbar, dass die entwickelten Merkmale keinen primären Einfluss auf die Gemischbildung zeigen. Es ist ein tendenzieller Einfluss der Brennraumform aus der transienten Gemischbildungssimulation und aus dem Vergleich der Partikelgrößenverteilung der Versuchsbauteile ableitbar. Dieser ist dem Verdichtungsverhältnis unterzuordnen und zudem lediglich bei sehr hohen Brennraumabweichungen erkennbar. Daher kann geschlussfolgert werden, dass das Verdichtungsverhältnis als Qualitätsmerkmal zur Bauteilquantifizierung hinreichend ist.

9 Literaturverzeichnis

- [1] Ambos, E., Neuber, D., Lux, H., Stuke, I., Besser, W., Ziesemann, M., Heikel, C. u. Huxol, A.: Schnelle Computertomographen in der Druckgussfertigung. Ein beachtenswerter Schritt in der Technologie. In: Giesserei, 2012, S. 40–49
- [2] Hagner, L. u. Mnich, F.: Inline-Computertomographie als Qualitätstool in der Serienfertigung. In: 3. Industrielle Computertomografie Tagung, 2010, S. 201–210
- [3] Hanke, R.: Computertomographie in der Materialprüfung. Stand der Technik und aktuelle Entwicklungen. In: DGZfP-Jahrestagung, 2010, S. 1–12
- [4] van Basshuysen, R. u. Schäfer, F.: Handbuch Verbrennungsmotor. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015
- [5] Merker, G. P. u. Teichmann, R.: Grundlagen Verbrennungsmotoren. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2014
- [6] List, H.: Grundlagen und Technologien des Ottomotors. Springer-Verlag Wien, 2008
- [7] Lenz: Gemischbildung bei Ottomotoren. Springer Vienna, 1990
- [8] van Basshuysen, R.: Ottomotor mit Direkteinspritzung und Direkteinblasung. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017
- [9] Geiger, J., Pischinger, S., Böwing, R., Koß, H.-J. u. Thiemann, J.: Ignition Systems for Highly Diluted Mixtures in SI-Engines. In: SAE Technical Paper Series, 1999
- [10] Merker, G. P. u. Teichmann, R. (Hrsg.): Grundlagen Verbrennungsmotoren. Funktionsweise und alternative Antriebssysteme Verbrennung, Messtechnik und Simulation. ATZ/MTZ-Fachbuch. Springer Vieweg Wiesbaden, 2018
- [11] Heywood, J. B.: Internal combustion engine fundamentals. McGraw-Hill series in mechanical engineering. McGraw-Hill New York, 1988
- [12] Franz Pischinger: Sonderforschungsbericht 224. Motorische Verbrennung. 2001. <http://www.sfb224.rwth-aachen.de/allgemeines.htm>
- [13] Talué, D., Whitewood, G., McAllister, M., Borean, F. u. Penfold, R.: Introducing the Ingenium SI Engine. Jaguar Land Rover's New Four-Cylinder Gasoline Engine. In: 38. Internationales Wiener Motorensymposium, 2017, S. 43–62

- [14] Hofer, M.: Optimierung der Einlasskanalgeometrie eines Ottomotors mit Hilfe transienter CFD Simulationen, Technische Universität Braunschweig u. Shaker Verlag GmbH Dissertation, 2016
- [15] Wurms, R., Budack, R., Grigo, M., Mendl, G., Heiduk, T. u. Knirsch, S.: Der neue 2.0l Motor mit innovativem Rightsizing - ein weiterer Meilenstein der TFSI-Technologie. 36. Internationales Wiener Motorensymposium, 2015, S. 60–77
- [16] Aiyoshizawa, E. u. Hori, K.: The new Nissan High Efficient 4-Cylinder 1.6L GDI turbocharged engine with low pressure EGR. Evolution for Lower Fuel Consumption combined with High Output Performance. In: 35. Internationales Wiener Motorensymposium, 2014, S. 105–124
- [17] Hart, M., Gindele, J., Ramstein, T., Thater, G., Tschamon, B., Karres, M., Keiner, B. u. Fischer, J.: Der neue Hochleistungsvierzylindermotor mit Turboaufladung von AMG. In: 34. Internationales Wiener Motorensymposium, 2013, S. 74–100
- [18] Soer, A., Covin, B., Levasseur, D. u. Boiarciuc, A.: Renault Energy TCe 90. The first Renault gasoline 3 cylinder turbocharged engine. In: 34. Internationales Wiener Motorensymposium, 2013, S. 121–141
- [19] Antoine Ser, Bruno Covin, Denis Levasseur u. Andrei Boiarciuc: RENAULT Energy TCe 90 The first RENAULT gasoline 3 cylinder turbocharged engine. In: 34. Internationales Wiener Motorensymposium, 2013
- [20] Yasuji Sasaki, Shoji Adachi, Koichi Nakata, Katsutoshi Tanei u. Shigenobu Shibuya: The new Toyota 1.0L L3 ESTEC gasoline engine Der neue Toyota 1.0L 3-Zylinder ESTEC Ottomotor. In: 35. Internationales Wiener Motorensymposium, 2014, S. 66–78
- [21] Wurms, R., Jung, M., Adam, S., Dengler, S., Heiduk, T. u. Eiser, A.: Innovative Technologies of Current and Future TFSI Engines from Audi. In: 20th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology, 2011, 9 ff
- [22] Proust, M., Arandyelovitch, A., Trochet, P., Gödecke, T., Koch, P., Maass, T. u. Schnüpke, H.: The New 1.0-Liter Turbo Gasoline Engine from the Renault-Nissan Alliance – HR10DDT. In: 27th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology, 2018, S. 27–42
- [23] Kazuki Maeyama, Yu Yoshio, Hirotaka Komatsu, Akira Terao, Hisashi Daicho, Kenji Sato, Yohei Harada u. Mitsuhiro Shibata: New 1.0 Liter Three-Cylinder Turbocharged Gasoline Direct Injection Engine from Honda. In: 26th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology, 2017, S. 57–84
- [24] H. Lee, J. Kim, K. Hwang u. Y. Kim: Hyundai-Kia's New 3-Cylinder 1.0L Turbo GDI Engine. In: 36. Internationales Wiener Motorensymposium, 2015, S. 104–122

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

- [25] De Marino, C., Maiorana, G., Pallotti, P., Quinto, S. u. Sacco, D.: The Global Small Engine 3 and 4 Cylinder Turbo: The New FCA's Family of Small High-Tech Gasoline Engines. In: 39. Internationales Wiener Motorensymposium, 2018
- [26] Hakariya, M., Toda, T. u. Sakai, M.: The New Toyota Inline 4-Cylinder 2.5L Gasoline Engine. In: SAE Technical Paper Series, 2017
- [27] Pischinger, R., Klell, M. u. Sams, T.: Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine. Der Fahrzeugantrieb. Wien: Springer 2009
- [28] Böhme, J., Hatz, W., Eiser, A., Dornhöfer, R., Ehret, W. u. Wurms, R.: Der neuer R4 1,8l TFSI-Motor von Audi. 15. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, 2006, S. 107–144
- [29] Grebe, U., Gebhard, P., Löhnert, T., Opacak, I. u. Theis, H.: Die neue Generation der mittleren Vierzylinder-Ottomotoren von Fiat-GM Powertrain. Motortechnische Zeitung 64 11, 2003, S. 898–909
- [30] Wolters, P., Geiger, J. u. Baumgarten, H.: Tumble.Brennverfahren für DO-Ottomotoren. Motortechnische Zeitung 61 11, 2000, S. 758–767
- [31] E. Matsumura, M. Kanda u. F. Hattori: Toyota's Innovative Concept for a SI Direct Fuel Injection System. In: 34. Internationales Wiener Motorensymposium, 2013
- [32] Eiji Aiyoshizawa u. Kenichi Hori: The New Nissan High Efficient 4-Cylinder 1.6L GDI turbocharged engine with low pressure EGR - Evolution for Lower Fuel Consumption combined with High Output Performance. In: 35. Internationales Wiener Motorensymposium, 2014, S. 105–124
- [33] J. Hadler, H.-J. Neußer, R. Szengel, H. Middendorf, J. Theobald u. N. Möller: The new TSI®. In: 33. Internationales Wiener Motorensymposium, 2012
- [34] Schüpke, H., Maass, T., Zimmer, S., Rehberger, A., May, M., Schmitt, J.-C., Langer, T., Proust, M., Mohsen, O., Trochet, P. u. Arandyelovitch, A.: Modern, Compact and Efficient: M 282 - The New 1.4-Liter Gasoline Engine from Mercedes Benz. In: 26th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology, 2017, S. 875–984
- [35] Karch, M., Budack, R., Adam, S., Wurms, R. u. Heiduk, T.: Der neue Audi 2.0l TFSI – Herausforderungen bei der Brennverfahrensentwicklung. In: 15th Conference "The Working Process of the Internal Combustion Engine", 2015, S. 127–141
- [36] Budack, R., Kuhn, M., Wurms, R. u. Heiduk, T.: Optimization of the Combustion Process as Demonstrated on the New Audi 2.0l TFSI. In: 24th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technologies, 2015, S. 169–187
- [37] N.N.: Audi 2,0l-TFSI-Motoren Baureihe EA888. Selbststudienprogramm Nr. 645, Audi AG, Ingolstadt, 2015

- [38] Schutting, E., Neureiter, A., Fuchs, C., Schatzberger, T., Klell, M., Eichlseder, H. u. Kammerdiener, T.: Miller- und Atkinson-Zyklus am aufgeladenen Dieselmotor. *Motortechnische Zeitung* 68, 2007, S. 480–485
- [39] Sens, M., Zwahr, S. u. Günther, M.: Potenziale des variablen Verdichtungsverhältnisses am voll gemillerten Ottomotor. *Motortechnische Zeitung* 77 4, 2016, S. 52–58
- [40] Gottschalk, W.: Einfluß kleiner Einlaßventilhübe auf die Gemischbildung in Ottomotoren, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg Dissertation. Magdeburg, 2001
- [41] Budack, R., Wurms, R., Mendl, G. u. Heiduk, T.: Der neue 2,0-l-R4-TFSI-Motor von Audi. *Motortechnische Zeitung* 77, 2016, S. 16–25
- [42] Merker, G.: *Verbrennungsmotoren*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2007
- [43] Pischinger, S. u. Seiffert, U. (Hrsg.): *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. ATZ / MTZ-Fachbuch. Springer Vieweg Wiesbaden, 2016
- [44] Rottengruber, H. u. Todsen, E.: Potentials and limits of downsizing. In: Kratzsch, M. u. Günther, M. (Hrsg.): *Knocking in Gasoline Engines*, 2013, S. 9–22
- [45] Reif, K. (Hrsg.): *Ottomotor-Management. Steuerung, Regelung und Überwachung*. Bosch Fachinformation Automobil. Springer Vieweg Wiesbaden, 2014
- [46] GESTIS-Stoffdatenbank: Ozon. Stoffdatenblatt. <https://www.dguv.de/ifa/gestis/gestis-stoffdatenbank/index.jsp>, abgerufen am: 27.04.2019
- [47] Merker, G. P. u. Teichmann, R. (Hrsg.): *Grundlagen Verbrennungsmotoren. Funktionsweise und alternative Antriebssysteme: Verbrennung, Messtechnik und Simulation*. ATZ/MTZ-Fachbuch. Springer Vieweg Wiesbaden, 2018
- [48] Golloch, R.: *Downsizing bei Verbrennungsmotoren. Ein wirkungsvolles Konzept zur Kraftstoffverbrauchssenkung*. VDI-Buch. Springer Berlin, 2005
- [49] Joos, F.: *Technische Verbrennung. Verbrennungstechnik, Verbrennungsmodellierung, Emissionen: mit 65 Tabellen*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006
- [50] Umweltbundesamt GmbH: Feinstaub (PM_{2,5}), Wien/Österreich. <http://www.umweltbundesamt.at/umweltsituation/luft/luftschadstoffe/staub/pm25/>, abgerufen am: 27.04.2019
- [51] Vogelezang, G., Anhalt, J. u. Kämpfe, H.: Die Zylinderköpfe der neuen Porsche Boxermotorenfamilie. In: *VDI Wissensforum - 9. VDI Tagung Gießerei im Motorenbau*, 2017
- [52] Molitor, M., Grote, K.-H., Herold, H. u. Karpuschewski, B.: *Einführung in die Fertigungslehre. Berichte aus der Fertigungstechnik*. Shaker Aachen, 2000
- [53] Ostermann, F.: *Anwendungstechnologie Aluminium*. Springer Berlin Heidelberg, 2014

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

- [54] Meishner, H. u. Feikus, F. J.: Gießverfahren zur Herstellung von Aluminium-Zylinderköpfen und -Zylinderkurbelgehäusen. In: Giesserei, 2015, S. 34–40
- [55] Bergmann, W.: Werkstofftechnik 2. Werkstoffherstellung, Werkstoffverarbeitung, Werkstoffanwendung. s.l.: Carl Hanser Fachbuchverlag, 2009
- [56] DIN 29850:1989-10. *Wärmebehandlung von Aluminium-Knetlegierungen. Luft- und Raumfahrt*, abgerufen am: 29.03.2019
- [57] DIN 65582:1990-12. *Wärmebehandlung von Gußstücken aus Aluminium- und Magnesiumlegierungen. Luft- und Raumfahrt*, abgerufen am: 29.03.2019
- [58] Fritz, A. H. (Hrsg.): Fertigungstechnik. Springer-Lehrbuch. Springer Vieweg Berlin, 2018
- [59] Dössel, O.: Bildgebende Verfahren in der Medizin. Von der Technik zur medizinischen Anwendung. Lehrbuch. Springer Vieweg Berlin Heidelberg, 2016
- [60] Beyerer, J., Puente León, F. u. Frese, C.: Automatische Sichtprüfung. Grundlagen, Methoden und Praxis der Bildgewinnung und Bildauswertung. Springer Berlin Heidelberg, 2012
- [61] Keferstein, C. P., Marxer, M. u. Bach, C.: Fertigungsmesstechnik. Alles zu Messunsicherheit, konventioneller Messtechnik und Multisensorik. Springer Vieweg Wiesbaden, 2018
- [62] Epple, U., Bangemann, T., Bauer, C., Braune, A., Diesner, M., Friedrich, J., Göbe, F., Greiner, T., Grüner, S., Heidel, R., Herfs, W., Hasselmann, K., Janßen, M., Jasperneite, J., Kehl, H., Koziolk, H., Lederer, A., Lohde, S., Loskyll, M., Löwen, U., Lubnau, F., Pfrommer, J., Schleipen, M., Schnurrer, M., Traszewski, H., Usländer, T., Westerkamp, C., Winter, A. u. Wollschlaeger, M.: Industrie 4.0. Wertschöpfungsketten. Statusreport, 2014. https://www.vdi.de/fileadmin/vdi_de/redakteur_dateien/sk_dateien/VDI_Industrie_4.0_Wertschoepfungs-ketten_2014.pdf, abgerufen am: 18.03.2019
- [63] Gevatter, H.-J. u. Grünhaupt, U.: Handbuch der Mess- und Automatisierungstechnik in der Produktion. VDI-Buch. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006
- [64] Tschöke, H., Blodig, G. u. Schmidt, M.: Einfluss der Mikro- und Makrogeometrie von Kanälen im Zylinderkopf unter besonderer Berücksichtigung der Gemischbildung und Motor-kühlung. Mahreg Gemeinschaftsinitiative Abschlussbericht, 2004
- [65] Seidel, T. u. Steuker, H.: Doppler-Global-Velocimetry (DGV) Anwendungen im Zylinder-raum und an Abgaskatalysatoren von Hubkolbenmotoren. In: 13. Fachtagung Lasermethoden in der Strömungsmesstechnik. 6. - 8. September 2005, Cottbus. Cottbus: Brandenburgische Techn. Univ 2005, 29-1 bis 29-10
- [66] Fischer, J., Kettner, M., Nauwerck, A., Gindele, J. u. Spicher, U.: Auswirkung einlassseitiger generierter Ladungsbewegung auf Strömungsverhältnisse und Schichtladefähigkeit im Otto mit Direkteinspritzung. In: Spicher, U. (Hrsg.): Direkteinspritzung im Ottomotor. Fachbuch / Haus der Technik, Bd. 10. Expert-Verlag, 2001, S. 249–274

- [67] Schulz, F.: Untersuchung der Wandfilmbildung bei der Benzindirekteinspritzung unter Nutzung optischer Messverfahren, Fakultät für Verfahrens- und Systemtechnik Dissertation. Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2016
- [68] Paulweber, M. u. Lebert, K.: Powertrain instrumentation and test systems. Development, hybridization, electrification. Powertrain. Springer, 2016
- [69] Tippelmann, G.: Räumlicher Drallmesser für Drall- und Tumblemessung. MTZ (MTZ - Motortechnische Zeitschrift) 58, 1997 6, 327-363
- [70] Laurien, E. u. Oertel, H.: Numerische Strömungsmechanik. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2013
- [71] Ferziger, J. H. u. Perić, M.: Numerische Strömungsmechanik. Berlin: Springer, 2008
- [72] Oertel, H., Böhle, M. u. Reviol, T.: Strömungsmechanik. Für Ingenieure und Naturwissenschaftler. Springer Vieweg Wiesbaden, 2015
- [73] Spurk, J. H.: Aufgaben zur Strömungslehre. Springer-Lehrbuch. Springer Berlin Heidelberg, 1996
- [74] Bschorer, S.: Technische Strömungslehre. Lehr- und Übungsbuch. Springer Vieweg Wiesbaden, 2018
- [75] Epple, B., Leithner, R., Linzer, W. u. Walter, H. (Hrsg.): Simulation von Kraftwerken und Feuerungen. Springer Wien New York, 2012
- [76] Versteeg, H. K. u. Malalasekera, W.: An introduction to computational fluid dynamics. The finite volume method. Pearson/Prentice Hall, 2007
- [77] Lecheler, S.: Numerische Strömungsberechnung. Schneller Einstieg durch anschauliche Beispiele. Studium. Vieweg+Teubner Verlag / Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH Wiesbaden, 2011
- [78] Kistner, B.: Modellierung und numerische Simulation der Nachlaufstruktur von Turbomaschinen am Beispiel einer Axialturbinenstufe, Technische Universität Darmstadt Dissertation. Darmstadt, 1999
- [79] Schwarze, R.: CFD-Modellierung. Grundlagen und Anwendungen bei Strömungsprozessen. Springer Berlin Heidelberg, 2013
- [80] Wendling, I.: Dynamische Large-Eddy Simulation Dynamische Large-Eddy Simulation turbulenter Strömungen in komplexen Geometrien, Technische Universität Darmstadt. Darmstadt, 2007
- [81] Paschedag, A. R.: CFD in der Verfahrenstechnik. Wiley-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, 2004

3 FERTIGUNGSPROZESS UND ABLEITUNG VON DIMENSIONALEN BAUTEILMERKMALEN

- [82] Kuerten, H.: Direct and large-eddy simulation VIII. Contents of the ERCOFTAC Series of Workshops on Direct and Large-Eddy Simulation. ERCOFTAC series, Bd. 15. Springer Dordrecht, 2011
- [83] Malcherek, A.: Hydromechanik für Bauingenieure, Universität der Bundeswehr München Vorlesungsumdruck, Version 6.3. München, 2004
- [84] Sebastian, B.: Numerische Simulation von Wirbelaufrollvorgängen an Tragflügeln, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen Dissertation. Aachen, 2016
- [85] Heschl, C.: Ein Beitrag zur numerischen Berechnung turbulenter Raumluftrömung, Technische Universität Graz Dissertation. Graz, 2010
- [86] Wilcox, D. C.: Turbulence modeling for CFD. La Canada: DCW Industries, 1994
- [87] Menter, F., Kuntz, M. u. Langtry, R.: Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model. Turbulence Heat and Mass Transfer 4, 2003, S. 625–632
- [88] Sieber, R.: Numerische Simulation technischer Strömungen mit Fluid-Struktur-Kopplung, Technische Universität Darmstadt Dissertation. Darmstadt, 2002
- [89] Meier, G. E. A. (Hrsg.): Ludwig Prandtl, ein Führer in der Strömungslehre. Biographische Artikel zum Werk Ludwig Prandtls. Vieweg+Teubner Verlag Wiesbaden, 2000
- [90] Hübner, B. C.: Simultane Analyse von Bauwerk-Wind-Wechselwirkungen, Technische Universität Braunschweig Dissertation. Braunschweig, 2003
- [91] N.N.: Audi 1,8l- und 2,0l-TFSI-Motoren der Baureihe EA888. 3. Generation. Selbststudienprogramm Nr. 606, Audi AG, Ingolstadt, 2012
- [92] Schilling, M.: Betriebsstrategien zur Emissionsreduzierung beim Ottomotor mit strahlgeführtem Brennverfahren, Karlsruher Institut für Technologie Dissertation. Karlsruhe, 2012

Anhang

A-1. Validierung der stationären Strömungssimulation.....	146
A-2. Fertigungsübersicht der Versuchsbauteile.....	148

A-1. Validierung der stationären Strömungssimulation

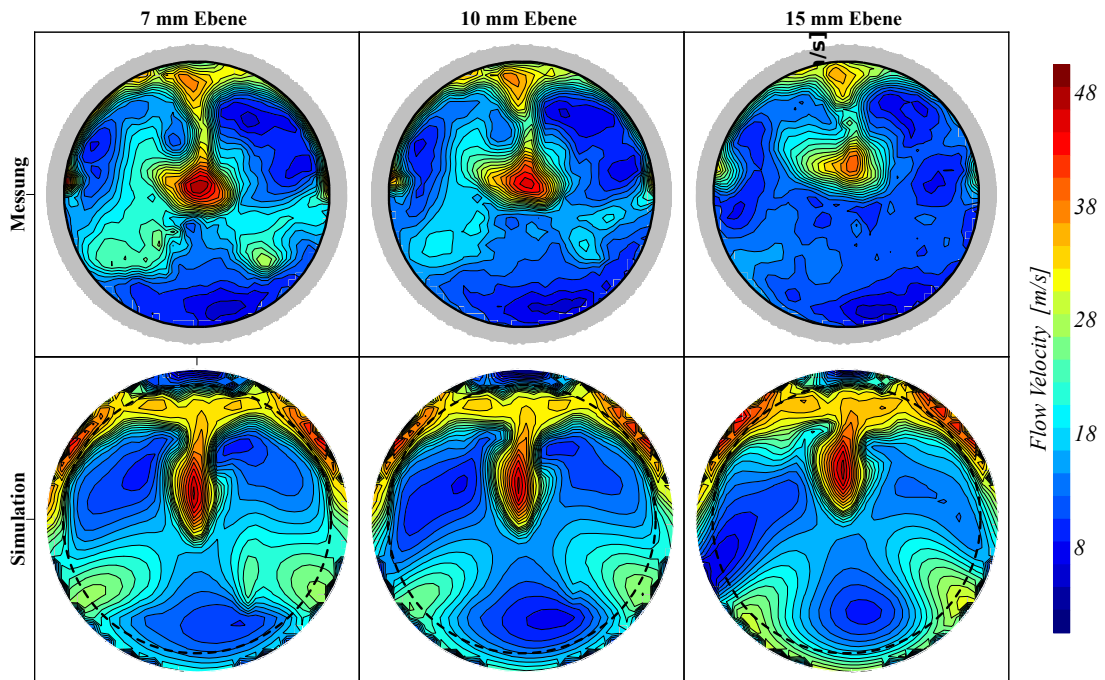


Abbildung A 1: Abgleich der stationären Strömungssimulation – positive Brennraumhöhenabweichung (Merkmal ZAV)

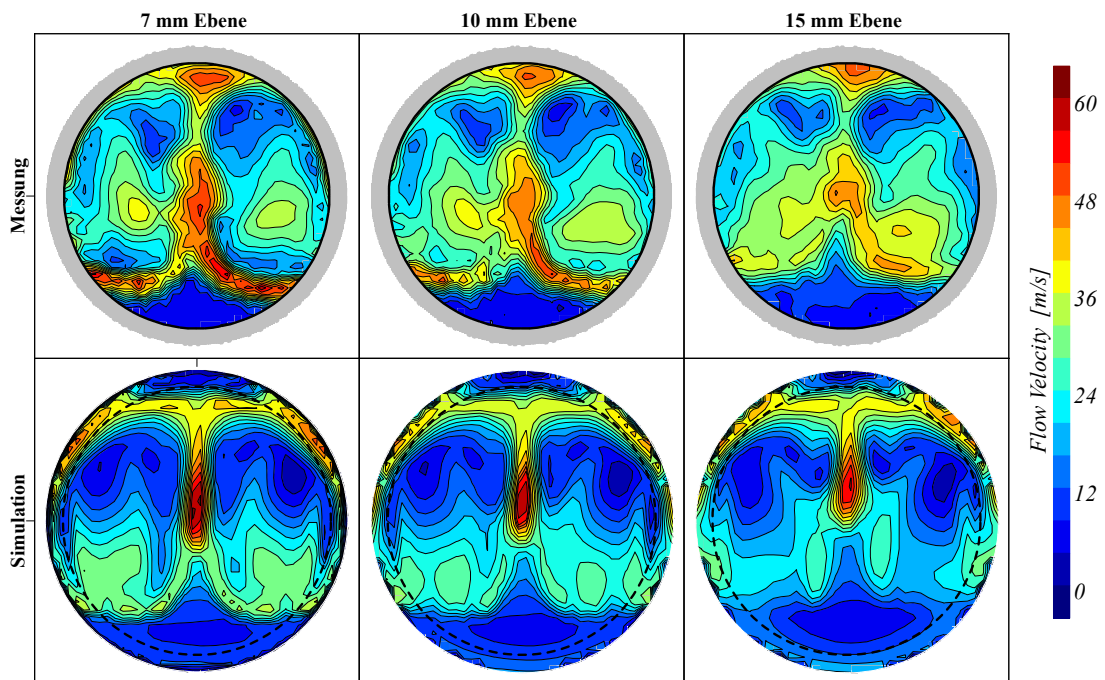


Abbildung A 2: Abgleich der stationären Strömungssimulation – negative Brennraumhöhenabweichung (Merkmal ZAV)

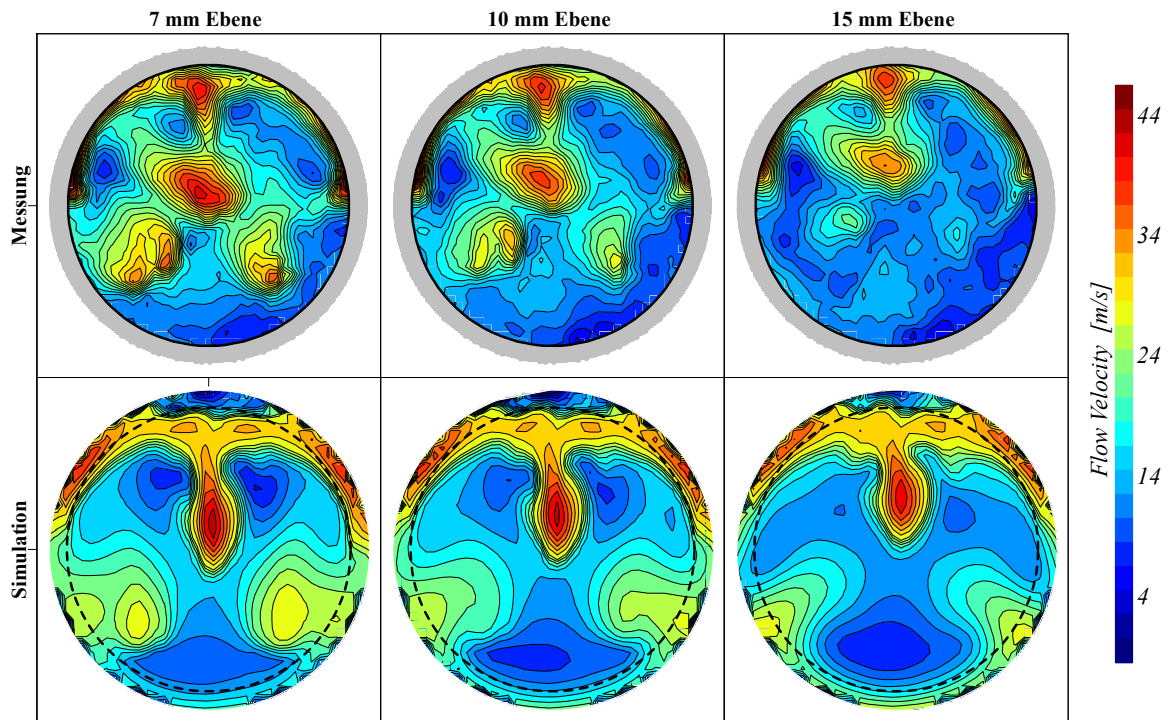


Abbildung A 3: Abgleich der stationären Strömungssimulation – verkleinertes Brennraumvolumen (Merkmal BR-Vol)

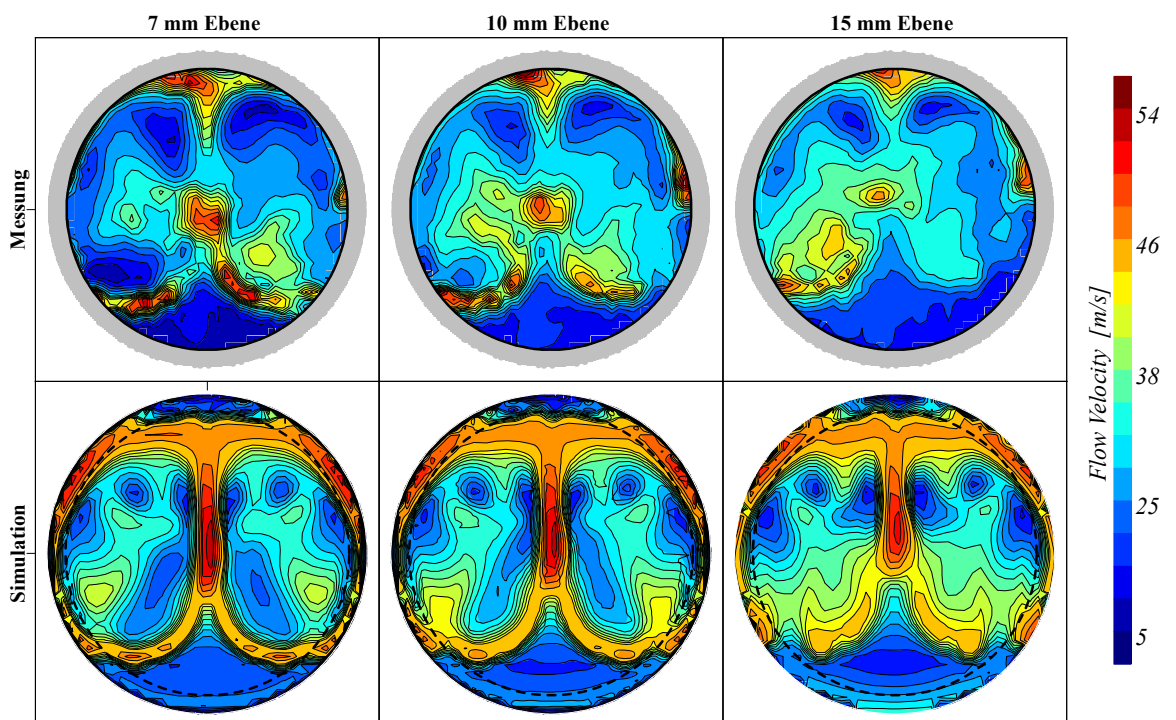


Abbildung A 4: Abgleich der stationären Strömungssimulation – vergrößertes Brennraumvolumen (Merkmal BR-Vol)

A-2. Fertigungsübersicht der Versuchsbauteile

Tabelle A 1: Bauteilübersicht der gefertigten Zylinderköpfe mit manipulierten Brennraummerkmalen

#	Merkmalform	Merkmalausprägung	
<i>Idealform</i>			
01	-	alle Brennräume Nennmaß	
<i>Merkmalausprägung innerhalb der Toleranzanforderungen</i>			
02	ZAV	Positive ZAV (alle Brennräume)	
03	ZAV	Negative ZAV (alle Brennräume)	
04	ZAV	Nennmaß	Positive ZAV
		Brennräume 2 & 3	Brennräume 1 & 4
05	ZAV	Nennmaß	Negative ZAV
		Brennräume 2 & 3	Brennräume 1 & 4
06	ZAV	Positive ZAV	Negative ZAV
		Brennräume 2 & 3	Brennräume 1 & 4
<i>Merkmalausprägung außerhalb der Toleranzanforderungen</i>			
07	ZAV	Positive ZAV (alle Brennräume)	
08	ZAV	Negative ZAV (alle Brennräume)	
09	ZAV	Nennmaß	Positive ZAV
		Brennräume 2 & 3	Brennräume 1 & 4
10	ZAV	Nennmaß	Negative ZAV
		Brennräume 2 & 3	Brennräume 1 & 4
11	ZAV	Positive ZAV	Negative ZAV
		Brennräume 2 & 3	Brennräume 1 & 4
<i>Merkmalausprägung außerhalb der Toleranzanforderungen</i>			
12	BR-Vol	Positive BR-Vol (alle Brennräume)	
13	BR-Vol	Negative BR-Vol (alle Brennräume)	
14	BR-Vol	Nennmaß	Positives BR-Vol
		Brennräume 2 & 3	Brennräume 1 & 4
15	BR-Vol	Nennmaß	Negatives BR-Vol
		Brennräume 2 & 3	Brennräume 1 & 4
16	BR-Vol	Positives BR-Vol	Negatives BR-Vol
		Brennräume 2 & 3	Brennräume 1 & 4

Tabelle A 2: Sollmatrix der gefertigten Zylinderköpfe mit manipulierten Brennraummerkmalen

#	Sollmatrix Versuchsmuster			
Nennmaß	<i>ZAV - Merkmalausprägung innerhalb der Toleranzanforderungen (10)</i>			
Z +	Brennraum 1	Brennraum 2	Brennraum 3	Brennraum 4
Z -	Z +	Z +	Z +	Z +
Z ++	Z -	Z -	Z -	Z -
Z --	Z +	± 0	± 0	Z +
Form -				
Form +				

ANHANG

05	Z -	± 0	± 0	Z -
06	Z +	Z -	Z -	Z +
<i>ZAV - Merkmalausprägung außerhalb der Toleranzanforderungen (NIO)</i>				
07	Z ++	Z ++	Z ++	Z ++
08	Z --	Z --	Z --	Z --
09	Z ++	± 0	± 0	Z ++
10	Z --	± 0	± 0	Z --
11	Z ++	Z --	Z --	Z ++
<i>BR-Vol - Merkmalausprägung außerhalb der Toleranzanforderungen (NIO)</i>				
12	Form -	Form -	Form -	Form -
13	Form +	Form +	Form +	Form +
14	Form -	± 0	± 0	Form -
15	Form +	± 0	± 0	Form +
16	Form +	Form -	Form -	Form +