

Masterarbeit

BESTIMMUNG VON KENNGRÖßEN FÜR DIE BEWERTUNG DER ZYLINDER- INNENSTRÖMUNG BEI OTTOMOTOREN

Verfasser

Philipp Pichsenmeister, BSc

**Eingereicht am Institut für Verbrennungskraftmaschinen
und Thermodynamik der Technischen Universität Graz**

Vorstand: Univ.-Prof. DI Dr.techn. Helmut Eichlseder

Betreuer:

DI Christof Hepp

Mitwirkende Personen:

DI Marko Certic (AVL List GmbH)

Graz, 26.03.2014



Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich als solche kenntlich gemacht habe.

Philipp Pichsenmeister

Graz, am 26.03.2014

Vorwort

Die vorliegende Masterarbeit entstand im Anschluss an meine Tätigkeit als studentischer Mitarbeiter in der Firma AVL List GmbH.

Für die Durchführung dieser Arbeit war die Unterstützung einiger Personen nötig, die ich hier namentlich erwähnen möchte.

An erster Stelle möchte ich folgenden Personen danken, durch deren Genehmigung diese Masterarbeit möglich war. Dem Leiter des IVT und Begutachter dieser Arbeit, Univ.-Prof. Dr. Helmut Eichseder, dem Leiter der „Ottomotor-Versuchs“-Abteilung Dr. Paul Kapus und dem Leiter der „Kanalkonstruktions und -entwicklungs“-Abteilung DI Reinhard Glanz.

Ein besonderer Dank gilt meinem firmenseitigen Betreuer Herrn DI Marko Certic, durch dessen persönliches Engagement diese Masterarbeit überhaupt erst zustande gekommen ist. Die Zeit für deine intensive Betreuung war für mich sehr bereichernd.

Ein Dank gebührt natürlich auch meinem institutsseitigen Betreuer Herrn DI Christof Hepp, die kollegiale Atmosphäre während deiner Betreuung habe ich sehr geschätzt.

Des Weiteren möchte ich noch folgende Personen besonders hervorheben, die mich bei der Durchführung dieser Arbeit tatkräftig unterstützten. Dies sind alphabetisch gereiht Herr Dr. Rene Heindl, Herr Dr. Daniel Leitner und Herr Dr. Christian Skalla. Danke für eure Geduld, eure ständige Offenheit und natürlich euren praktischen sowie theoretischen Kenntnissen, die mir halfen, die grundlegende Funktionsweise eines Ottomotors sowie strömungsmechanische Grundlagen zu verstehen.

Weiteren Mitarbeitern der „Ottomotor-Versuchs“-Abteilung danke ich für die Bereitstellung von „Know-How“ und Daten, hervorzuheben sind hier Herr DI Alois Fürhapter und Herr DI (FH) Rudolf Gande.

Herrn DI (FH) Egon Petschenig und Herrn Rupert Hopper danke ich für die Unterstützung seitens der Auswerte-Programme der Strömungsmessungen.

Ein Dank gebührt zuletzt Frau Barbara Pilgram und Frau Catherine Siegenthaler, MLaw für das Korrektur-Lesen.

Kurzfassung

Ziel dieser Masterarbeit war es, die Auslegungssicherheit bei der Einlasskanal-Entwicklung, die in einem sehr frühen Stadium des Entwicklungsprozesses stattfindet, zu verbessern. Dies sollte mit Hilfe der Analyse von Motorprüfstands-Daten sowie Daten des stationären Strömungsprüfstandes erreicht werden.

Zu Beginn der Arbeit fand eine stark vereinfachte Bewertung der Verbrennungsergebnisse statt, die sich als iterativer Prozess gestaltete. Zeitgleich fand jeweils ein Vergleich mit den Ergebnissen des Strömungsprüfstandes und den bis dato berechneten Auslegungs-Kenngrößen statt. Unter den vorgestellten Voraussetzungen der Vergleichbarkeit fand eine Einteilung der verschiedenen Motoren in Gruppen statt. Mit Vernachlässigung aller anderen Einflussfaktoren fand eine Bewertung der Verbrennungsergebnisse, anhand der gewählten Bewertungs-Kriterien, statt.

In den drei aufgeteilten Gruppen befanden sich insgesamt sieben Motoren.

Besonders in der ersten Gruppe (T1) korrelierten die Ergebnisse des Motorprüfstandes mit den vorhandenen Auslegungs-Kenngrößen gänzlich sehr schlecht. Die zweiten Gruppe (T2) zeigten zwar ähnliche Verbrennungsergebnisse, die Auslegungskenngrößen wichen jedoch voneinander ab. In der dritten Gruppe (S1) entsprachen die Ergebnisse der berechneten Auslegungskenngrößen den Ergebnissen der Bewertung der Motorprüfstands-Daten, die Unterschiede in den Beträgen ließ jedoch Spielraum für Vermutungen.

Es wurden in weiterer Folge mit Hilfe von strömungsmechanischen Grundlagen neue Kenngrößen gebildet. Es wurden die Unterschiede zwischen den „alten“ und den „neuen“ Kenngrößen aufgezeigt und Vermutungen über deren Aussagen aufgestellt. Auf eine vollständige Interpretation wurde jedoch aufgrund der geringen Anzahl an untersuchten Motoren, den vielen nicht berücksichtigten Einflussfaktoren sowie dem hohen Potenzial an Fehlerquellen bewusst verzichtet.

Abstract

The aim of this thesis was to improve the design of the inlet-port development, which takes place at a very early stage of the development process of a gasoline engine. This should be achieved by the analysis of dynamometer data and data of the stationary flow-test-rig.

At the beginning a simplified evaluation of the combustion results took place, which turned out to be an iterative process. At the same time a comparison with the results of the flow-test-rig and the existing calculated parameters of these measurements was done. Among the presented conditions of comparability, a classification of the different engines took place in groups. An evaluation was done by neglecting all other influencing factors, based on the chosen criteria.

In three divided groups there was a total amount of seven engines.

The correlation between the results of the dynamometer and calculated parameters from the flow-test-rig was poor, particularly in the first group (T1). Although the second group (T2) showed similar combustion results, the calculated parameters from the flow-test-rig deviated from each other. In the third group (S1) the results of the calculated parameters corresponded to the results of the assessment of the dynamometer data. The differences in the amounts of the parameters in this group left scope for presumptions.

Therefore new parameters based on fundamentals of fluid dynamics were formed. The differences between the “old” and the “new” parameters were presented and suspicions about their meaning were established. Because of the small number of investigated engines, the many unrecognized influence factors and the high potential sources of errors, a complete interpretation was not achieved.

INHALTSVERZEICHNIS

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG.....	II
VORWORT.....	III
KURZFASSUNG.....	IV
ABSTRACT.....	V
INHALTSVERZEICHNIS.....	VI
FORMELZEICHEN.....	VIII
1 EINLEITUNG.....	10
2 THEORETISCHE GRUNDLAGEN.....	11
2.1 STRÖMUNGSMECHANISCHE GRUNDLAGEN.....	11
2.1.1 Kontrollvolumen.....	11
2.1.2 Kontinuität.....	11
2.1.3 Impulserhaltung.....	11
2.1.4 Energieerhaltung.....	12
2.1.5 Reibungsfreie inkompressible Strömungen.....	12
2.2 LADUNGSBEWEGUNG.....	13
2.2.1 Ladungsbewegungsformen.....	13
2.2.2 Beeinflussungsmöglichkeiten der Ladungsbewegung.....	14
2.2.3 Turbulenz.....	15
2.3 EINFLUSS DER LADUNGSBEWEGUNG.....	17
2.3.1 Gemischbildung.....	17
2.3.2 Zündung.....	18
2.3.3 Verbrennung.....	19
2.4 WEITERE EINFLUSSPARAMETER AUF ZÜNDUNG UND VERBRENNUNG.....	21
2.4.1 Zündung.....	21
2.4.2 Verbrennung.....	22
3 STRÖMUNGSPRÜFSTAND.....	25
3.1 ALLGEMEIN.....	25
3.2 UNTERSCHIED DRALL-TUMBLE MESSUNG.....	26
3.3 UNTERSCHIED INTEGRALE UND DIFFERENTIELLE MESSMETHODEN.....	27
3.4 PARTICLE IMAGE VELOCIMETRY (PIV).....	28
3.4.1 Allgemein.....	28
3.4.2 Meßprinzip.....	28
3.4.3 Auswerteverfahren.....	29
3.4.4 Partikel.....	29
3.4.5 Laser.....	30
3.4.6 Kamera.....	30
3.5 AVL PIV-STRÖMUNGSPRÜFSTAND.....	31
3.5.1 Aufbau.....	31
3.5.2 Betrieb des Strömungsprüfstands.....	32
3.5.3 Auswertung.....	33
4 KENNWERTE ZUR BESCHREIBUNG DER TUMBLE-STRÖMUNG.....	34
4.1 TUMBLE-KENNWERT.....	34
4.2 OMEGA-TUMBLE-KENNWERT.....	37
5 MOTORPRÜFSTANDS-DATEN.....	39
6 BEURTEILUNG VERBRENNUNG.....	40
6.1 EINFLUSSFAKTOREN.....	40
6.1.1 Geometrische Einflüsse.....	40
6.1.2 Einfluss der Steuerzeiten.....	42
6.1.3 Einfluss der Einspritzung.....	43

6.2	MOTORDATEN.....	43
6.3	BEWERTUNGSKRITERIEN	45
6.3.1	Zündverzug	45
6.3.2	Brenndauer.....	45
6.3.3	Standardabweichung des indizierten Mitteldrucks	45
6.4	INTERPRETATION DER MOTORPRÜFSTANDS-ERGEBNISSE	45
6.4.1	Gruppe T1.....	46
6.4.2	Gruppe T2.....	49
6.4.3	Gruppe S1.....	52
6.5	BEWERTUNGSERGEBNIS.....	53
7	ABGLEICH BEWERTUNG MIT AKTUELLEN KENNZAHLEN.....	54
7.1	ABGLEICH.....	54
7.2	GRUPPE T1.....	55
7.3	GRUPPE T2.....	56
7.4	GRUPPE S1.....	58
8	BESTIMMUNG VON KENNGRÖßEN	59
8.1	ALLGEMEIN	59
8.2	OMEGA-DRALL.....	60
8.2.1	Allgemein.....	60
8.2.2	Gruppe T1.....	61
8.2.3	Gruppe T2.....	62
8.2.4	Gruppe S1.....	62
8.2.5	Conclusio.....	63
8.3	WINKEL DER TUMBLE-ACHSE	63
8.3.1	Allgemein.....	63
8.3.2	Gruppe T1.....	63
8.3.3	Gruppe T2.....	64
8.3.4	Gruppe S1.....	64
8.4	GRAPHISCHE DARSTELLUNG DER STRÖMUNGSERGEBNISSE	65
8.4.1	Allgemein.....	65
8.4.2	Gruppe T1 - $h_v/d_v = 0.28$	66
8.4.3	Gruppe T2 - $h_v/d_v = 0.28$	67
8.4.4	Gruppe S1 - $h_v/d_v = 0.28$	68
8.5	STRÖMUNGSMECHANISCHE KENNGRÖßEN	69
8.5.1	Allgemein.....	69
8.5.2	Tumble-Moment.....	70
8.5.3	Omega-Drall-Moment	76
8.5.4	Omega-Tumble-Moment.....	78
8.5.5	Tumble-Moment vs. Omega-Drall-Moment.....	82
8.6	STANDARDABWEICHUNG DES GESCHWINDIGKEITSFELDES	83
9	ZUSAMMENFASSUNG DER ERGEBNISSE	86
10	AUSBLICK.....	87
	ABBILDUNGSVERZEICHNIS.....	88
	TABELLENVERZEICHNIS	91
	LITERATURVERZEICHNIS	92
	ANHANG	93
A.	MOTORPRÜFSTANDS-ERGEBNISSE GRUPPE T1	93
B.	MOTORPRÜFSTANDS-ERGEBNISSE GRUPPE T2	97

Formelzeichen

Lateinische Formelzeichen

A	m^2	Fläche
$c(\alpha)$	m/s	Kolbengeschwindigkeit
c_m	m/s	Mittlere Kolbengeschwindigkeit
D	m	Durchmesser, Bohrungsdurchmesser
e	m^2/s^2	Spezifische innere Energie
f^B	N/kg	Spezifische Volumenkraft
I	$kg \cdot m/s$	Impuls
m	kg	Masse
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
M	Nm	Drehmoment
N, n	min^{-1}	Drehzahl
p	Pa, bar	Druck
s	m	Motorhub
t	s	Zeit
v	m/s	Geschwindigkeit
\dot{V}	m^3/s	Volumenstrom
v_{fl}	m/s	Laminare Flammengeschwindigkeit
v_t	m/s	Turbulente Flammgeschwindigkeit
v_{flamme}	m/s	Gemittelte Flammgeschwindigkeit
x	m	Koordinate
y	m	Koordinate
z	m	Koordinate

Griechische Formelzeichen

α	$^\circ KW$	Kurbelwinkel
ρ	kg/m^3	Dichte
σ	-	Standardabweichung
τ	N/m^2	Schubspannung
λ	-	Verbrennungs-Luft-Verhältnis
ν	m^2/s	kinematische Viskosität
ω	$1/s$	Winkelgeschwindigkeit

Operatoren und Bezeichnungen

d	vollständiges Differential
∂	partielle Ableitung
∇	Divergenz
ppm	Parts per Million

Abkürzungen

°KW	Grad-Kurbelwinkel
BMEP	Brake Mean Effective Pressure
BSFC	Brake Specific Fuel Consumption
CCD	Charge-Coupled Device
CO	Kohlenmonoxid-Emissionen
COV	Coefficient of Variance (Standardabweichung des indizierten Mitteldrucks)
d_v	Ventildurchmesser
EVC	Exhaust Valve Closing @ 1mm (AS)
EO	Engine Out (Emissionen vor Katalysator)
h_v	Ventilhub
IGN	Ignition (Zündung)
IMEP	Indicated Mean Effective Pressure
IVO	Intake Valve Opening @ 1mm (EÖ)
LDA	Laser Doppler Anemometrie
MFB50%	Mass Fuel Burned 50% (Brennschwerpunktslage)
NO _x	Stickoxid-Emissionen
OT	Oberer Totpunkt
PIV	Particle Image Velocimetry
PTV	Particle Tracking Velocimetry
V_{h-z}	Zylinderhubvolumen
Z-OT	Zünd – OT

1 Einleitung

Die Verbrennungskraftmaschine, in heutiger Form im Personenverkehr hauptsächlich als Diesel- oder Ottomotor bekannt, kann als Wegbereiter der heutigen gesellschaftlichen und wirtschaftlichen Struktur angesehen werden. Aufgrund der noch immer vorhandenen Verwendung, seitens mangelnder wirtschaftlich relevanter Alternativen, wird auch in nächster Zeit die weltweite Entwicklung von Wohlstand und Gesellschaft eng verbunden mit der Verwendung der Verbrennungskraftmaschine sein. Aufgrund der auftretenden negativen Erscheinungen, wie dem CO₂-Anstieg in der Erdatmosphäre sowie den damit verbundenen Einflüssen auf das Klima, ist in Zukunft unter Umständen mit Beeinträchtigungen für alle Individuen auf diesem Planeten zu rechnen.

Aus diesem Grund sind unter anderen die Ingenieurwissenschaften gefordert, die Ressourcen der Erde überlegt einzusetzen und nachfolgenden Generationen die gleichen Möglichkeiten zu überlassen.

Diese Masterarbeit behandelt grundsätzlich keine neuen Erkenntnisse, sondern soll durch Aufarbeitung und Analyse bestehender Möglichkeiten, einen Beitrag zur Auslegungssicherheit des Entwicklungs-Prozesses des Ottomotors in der Firma AVL List GmbH leisten.

2 Theoretische Grundlagen

Im folgenden Kapitel werden die theoretischen Grundlagen erläutert, die zur Durchführung dieser Arbeit von Bedeutung waren. Beginnend bei den strömungsmechanischen Grundlagen, über die Beschreibung der Ladungsbewegungsformen und deren Einfluss, bis zu grundlegenden weiteren Einflussfaktoren für Zündung und Verbrennung. Diese Arbeit bezieht sich auf Ottomotor-PKW-Anwendungen.

2.1 Strömungsmechanische Grundlagen

In diesem Kapitel werden kurz die Grundlagen der Strömungsmechanik abgehandelt. Zuerst wird die Betrachtungsweise über ein Kontrollvolumen vorgestellt, danach in weitere Folge die Erhaltungssätze erläutert und schließlich die Anwendung der Annahme der Reibungsfreiheit und Inkompressibilität durchgeführt.

2.1.1 Kontrollvolumen

In der Strömungsmechanik wird ein Kontrollvolumen definiert als Körper, der aus dem Kontinuum herausgeschnitten wird und auf dem Axiome angewendet werden. [1]

Als differentielles Kontrollvolumen wird ein quaderförmiger, raumfester Körper definiert. [1]

2.1.2 Kontinuität

Axiom: Masse kann weder erzeugt noch vernichtet werden [1]

Die Kontinuitätsgleichung in Worten:

$$\left(\begin{array}{l} \text{zeitliche Änderung der Masse} \\ \text{des Kontrollvolumens} \end{array} \right) + \left(\begin{array}{l} \text{Massen -} \\ \text{abfluss} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{l} \text{Massen -} \\ \text{zufluss} \end{array} \right) = 0 \quad [1]$$

Die differentielle Darstellung angewendet auf das Kontrollvolumen:

$$\frac{d\rho}{dt} + \rho(\vec{\nabla} \cdot \vec{v}) = 0 \quad [1] \quad (1)$$

2.1.3 Impulserhaltung

Axiom: Die zeitliche Änderung des Impulses eines Körpers (=Kontrollvolumen) = Summe der am Körper angreifenden Oberflächen- und Volumenkräfte [1]

Die Impulserhaltung in Worten:

$$\left(\begin{array}{c} \text{zeitliche \u00c4nderung} \\ \text{des Impulses im} \\ \text{Inneren des} \\ \text{Kontrollvolumens} \end{array} \right) + \left(\begin{array}{c} \text{austretender} \\ \text{Impulsflu\u00df} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{c} \text{eintretender} \\ \text{Impulsflu\u00df} \end{array} \right) = \Sigma \vec{F} \quad [1]$$

Die differentielle Darstellung angewendet auf das Kontrollvolumen:

$$\rho \left(\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \vec{\nabla}) \vec{v} \right) = -\vec{\nabla} p + (\vec{\nabla} \cdot \tau) + \rho \vec{f}^B \quad [2] \quad (2)$$

2.1.4 Energieerhaltung

Axiom: Zeitliche \u00c4nderung der gesamten Energie (kinetische und innere Energie) eines K\u00f6rpers (=Kontrollvolumen) = Summe der Leistungen der am K\u00f6rper angreifenden Kr\u00e4fte, der durch Leitung transportierten W\u00e4rmeleistung und der W\u00e4rmezufuhr aus inneren W\u00e4rmequellen [1]

Die Energieerhaltungsgleichung in Worten:

$$\left(\begin{array}{c} \text{Energie -} \\ \text{\u00e4nderung} \\ \text{im Inneren} \end{array} \right) + \left(\begin{array}{c} \text{austretender} \\ \text{Energiestrom} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{c} \text{eintretender} \\ \text{Energiestrom} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{Leistung der} \\ \text{\u00e4u\u00dfere} \\ \text{Kr\u00e4fte} \end{array} \right) + \left(\begin{array}{c} \text{\u00fcbertragene W\u00e4rmeleistung} \\ \text{durch Leitung und} \\ \text{innere W\u00e4rmequellen} \end{array} \right) \quad [1]$$

Die differentielle Darstellung angewendet auf das Kontrollvolumen:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\rho \left(e + \frac{1}{2} |\vec{v}|^2 \right) \right) + \left(\vec{\nabla} \cdot \rho \vec{v} \left(e + \frac{1}{2} |\vec{v}|^2 \right) \right) = \rho \left(\vec{v} \cdot \vec{f}^B \right) - (\vec{\nabla} \cdot p \vec{v}) + (\vec{\nabla} \cdot (\tau \cdot \vec{v})) - (\vec{\nabla} \cdot \vec{q}) + q_Q \quad [2] \quad (3)$$

2.1.5 Reibungsfreie inkompressible Str\u00f6mungen

Bei einer reibungsfreien Str\u00f6mung werden die viskosen Spannungen in den Grundgleichungen vernachl\u00e4ssigt. Viskose Spannungen sind abh\u00e4ngig vom Geschwindigkeitsgradienten. Reale Fluide haften an der Kontur eines K\u00f6rpers und entsprechen dort der Geschwindigkeit des K\u00f6rpers. Daraus folgt, dass in Wand- bzw. K\u00f6rpern\u00e4he gro\u00dfe Geschwindigkeitsgradienten auftreten und somit die viskosen Spannungen dort nicht vernachl\u00e4ssigt werden k\u00f6nnen. In einiger Entfernung zu Wand- bzw. K\u00f6rpern\u00e4he ist es jedoch m\u00f6glich, die Str\u00f6mung als reibungsfrei zu betrachten. [1]

Angewendet mit der weiteren Annahme der Inkompressibilität führen die Erhaltungsgleichungen (Formel 1 bis 3) auf:

Kontinuität

$$(\vec{\nabla} \cdot \vec{v}) = 0 \quad [1] \quad (4)$$

Impulserhaltung

$$\frac{d\vec{v}}{dt} = \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \vec{\nabla})\vec{v} = -\frac{1}{\rho}\vec{\nabla}p + \vec{f}^B \quad [1] \quad (5)$$

Energieerhaltung (mit der weiteren Annahme: ohne Wärme)

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\frac{1}{2}\vec{v}^2\right) + \left(\vec{v} \cdot \vec{\nabla}\left(\frac{1}{2}\vec{v}^2\right)\right) = \left(\vec{v} \cdot \vec{f}^B\right) - \left(\vec{v} \cdot \vec{\nabla} \cdot \frac{p}{\rho}\right) \quad [1] \quad (6)$$

2.2 Ladungsbewegung

2.2.1 Ladungsbewegungsformen

Einlassseitig generierte Ladungsbewegungen lassen sich in zwei Kategorien unterteilen. In beiden Fällen handelt es sich bei der Strömung um Drehbewegungen um eine Achse. Dabei befindet sich die Drehachse bei der Drall-Strömung in einer der Zylinderachse parallelen Achse. Im Falle der Tumble-Strömung befindet sich die Drehachse senkrecht zur Zylinderachse. [3] Beide Drehbewegungsformen sind in Abbildung 1 abgebildet. Überlagerungen von beiden Ladungsbewegungen, die im realen Betrieb immer auftreten, werden auch Swumble genannt.

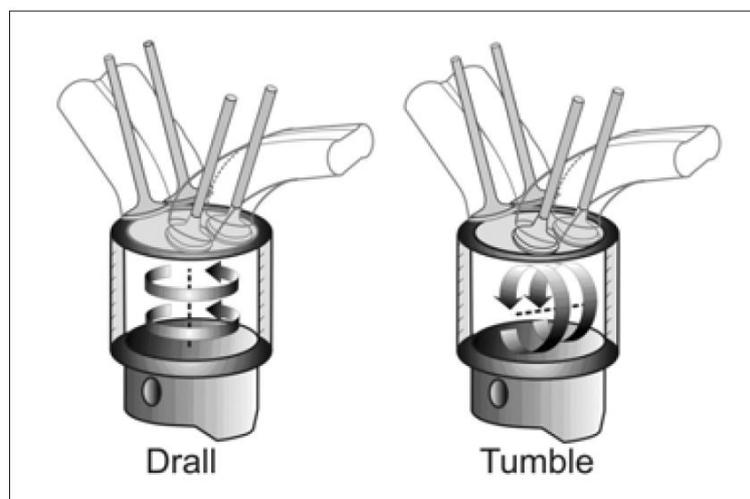


Abbildung 1: Drall, Tumble [3]

Der Unterschied in der Drehrichtung führt dazu, dass der Drall bis zum Ende des Kolbenhubes erhalten bleibt und durch das immer kleiner werdende Volumen sogar verstärkt werden kann (Drehimpulserhaltung). Auf der anderen Seite wird der Tumble zwischen Kolben und Brennraumdach zerquetscht und zerfällt kurz vor dem Zünd-OT in komplexe Strömungsstrukturen und Turbulenz. [4]

2.2.2 Beeinflussungsmöglichkeiten der Ladungsbewegung

Grundsätzlich lässt sich die Ladungsbewegung vielseitig beeinflussen. In diesem Unterkapitel wird deshalb nur ein kleiner Überblick über die „kanalseitige“ Beeinflussungsmöglichkeiten der Ladungsbewegung gegeben. Beeinflussungen über Brennraummaskierungen, Lage der Einlassventile im Brennraum, Unterschiede zwischen Zwei- und Vierventil-Motoren etc. werden nicht erwähnt.

Die Strömung wird aufgrund der Geometrie des Einlasskanals über die obere Hälfte des Ventilspaltes gelenkt. Hoch-Tumble-Einlasskanäle haben im Gegensatz zu reinen Füllkanälen eine scharfe Kante im Bereich der unteren Hälfte des Ventilsitzes, auch Abrisskante genannt. Ein Ablösen der Strömung erzeugt dadurch eine Umströmung des oberen Ventilbereichs. In Abbildung 2 ist der Vergleich der beiden Einlasskanalvarianten ersichtlich. [3] [5]

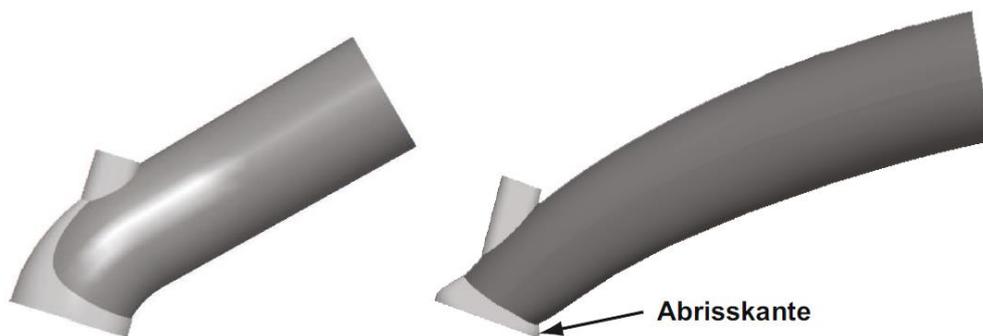


Abbildung 2: Unterschied Füllkanal – Tumblekanal [5]

Es entsteht somit ein asymmetrisches Einströmen in den Zylinder, das in Abbildung 3 skizziert ist. Wenn die Einlasströmung auf den Kolbenboden auftritt, wird sie umgelenkt und bildet so eine „Tumble-Walze“. [3] [5]

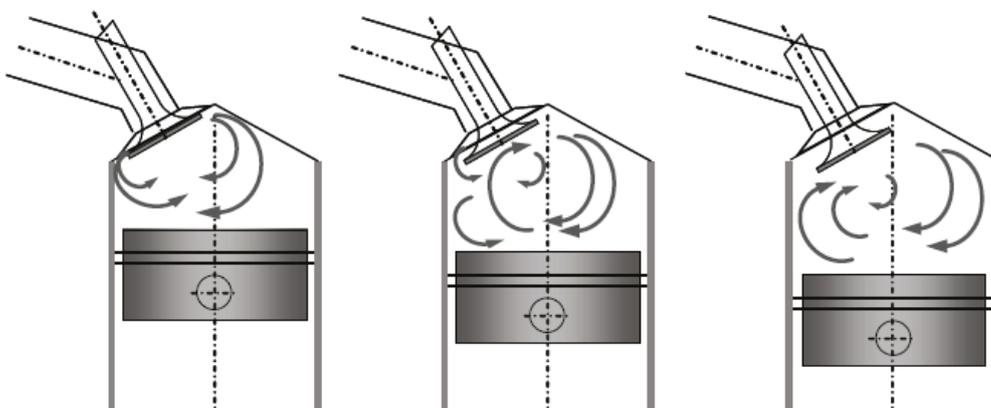


Abbildung 3: Tumble – Entstehung [5]

Während der Kompression wird der Tumble je nach Kolben- und Brennraumform in komplexe Strömungsbewegungen umgewandelt, bis der Hauptteil der Strömungsenergie kurz vor OT in Turbulenz zerfällt. [4]

Die Tumble-Strömung kann zusätzlich durch eine Tumble-Klappe (ersichtlich in Abbildung 4) im Ansaugkanal erhöht werden. Diese Klappe kann z.B. im Teillastbereich den unteren Teil des Ansaugkanals schließen, damit die Luftströmung durch den oberen Teil des Ventilspaltes gelenkt wird. Im höheren Teillastbereich und bei Vollast kann die Tumble-Klappe teilweise oder ganz geöffnet werden, um Ladungswechselverluste zu minimieren. [3] [5]

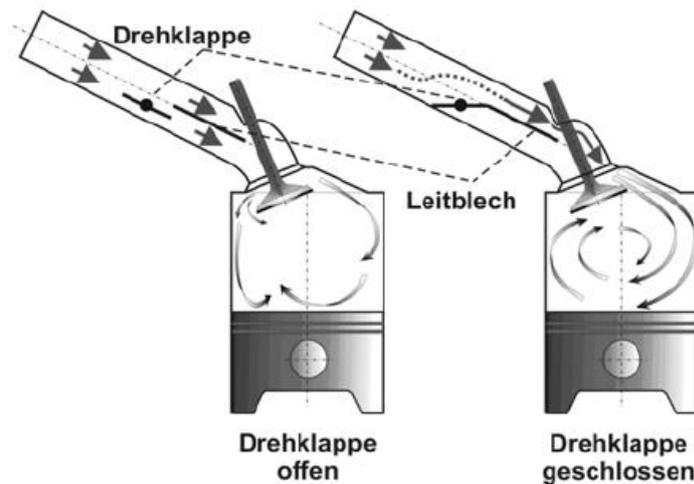


Abbildung 4: Drehklappe zur Erhöhung der Tumbleströmung [3]

2.2.3 Turbulenz

Eine turbulente Strömung wird als eine Fluidbewegung definiert, deren Geschwindigkeit, wie auch andere kennzeichnende Parameter, sich mit Ort und Zeit stochastisch ändern. Betrachtet man den zeitlichen Verlauf einer Größe, so erkennt man, dass der Wert zwar zeitlich fluktuiert, im Mittel aber konstant bleibt. Betrachtet man den zeitlichen Verlauf einer Strömung an einem festen Ort, wie in Abbildung 5 dargestellt, kann die lokale Strömungsgeschwindigkeit u in eine mittlere Geschwindigkeit \bar{u} und eine Schwankung u' aufgeteilt werden. [1] [6]



Abbildung 5: Zeitlicher Verlauf einer turbulenten Strömung [6]

Daraus folgt:

$$u = \bar{u} + u' \quad [1] \quad (7)$$

Diese Betrachtung enthält zwar keine Aussage über die räumlichen Strukturen der Strömung, jedoch können aufgelöste Punktmessungen (wie LDA oder PIV) gut interpretiert werden. [7]

Die Reynolds-Zahl als Verhältnis der Trägheits- zu Zähigkeitskräften ist eine dimensionslose Kennzahl.

$$Re = \frac{\text{Trägheitskräfte}}{\text{Zähigkeitskräfte}}, Re = \frac{v \cdot D}{\nu} \quad [1] \quad (8)$$

Mit einem Umschlag von laminarer zu turbulenter Strömung ist ab einer Reynolds-Zahl von Re größer als Re_{krit} zu rechnen. [1]

Für eine stationäre Strömung ist die mittlere Geschwindigkeit \bar{u} gleich der Geschwindigkeit u gemittelt über die Zeit.

$$\bar{u} = \lim_{\tau \rightarrow \infty} \frac{1}{\tau} \int_t^{t+\tau} u \cdot dt \quad [1] \quad (9)$$

Die Mittelung der Schwankungsbewegung ist gleich null:

$$\bar{u}' = \lim_{\tau \rightarrow \infty} \frac{1}{\tau} \int_t^{t+\tau} u' \cdot dt = 0 \quad [1] \quad (10)$$

Bezogen auf einen ortsfesten Punkt einer turbulenten Strömungsmessung folgt aus Formel 9:

$$\bar{u} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n u_1 + u_2 + \dots + u_n \quad (\text{arithmetisches Mittel}) \quad (11)$$

Als $\sigma(u)$ wird die Standardabweichung der Schwankungsgeschwindigkeit u' des Ensembles definiert (wird auch als Turbulenzintensität bezeichnet):

$$\sigma(u) = \sqrt{\text{Var}(u)} = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (u_i - \bar{u})^2} \quad (12)$$

Das Verhältnis aus Standardabweichung der Schwankungsgeschwindigkeit und mittlere Geschwindigkeit wird als Turbulenzgrad T_u definiert.

$$T_u = \frac{\sigma(u)}{\bar{u}} \quad (13)$$

Zur Vervollständigung sei kurz die Hypothese von A.N. Kolmogorov erläutert. Sie basiert auf der Grundvorstellung, dass die Turbulenzenergie in Form von großen Wirbeln produziert wird und in einer „Energiekaskade“ auf kleinere Wirbel übertragen wird, bis schließlich die viskose Dissipation auf Größe der kleinsten Wirbel (Kolmogorov-Wirbel) erfolgt. [7] Turbulenz bleibt also nur erhalten, wenn von außen Energie zugeführt wird.

In einem Verbrennungsmotor kann Turbulenz durch verschiedene Mechanismen entstehen. [3] Die wichtigsten Erzeugungsprozesse sind in Abbildung 6 ersichtlich.

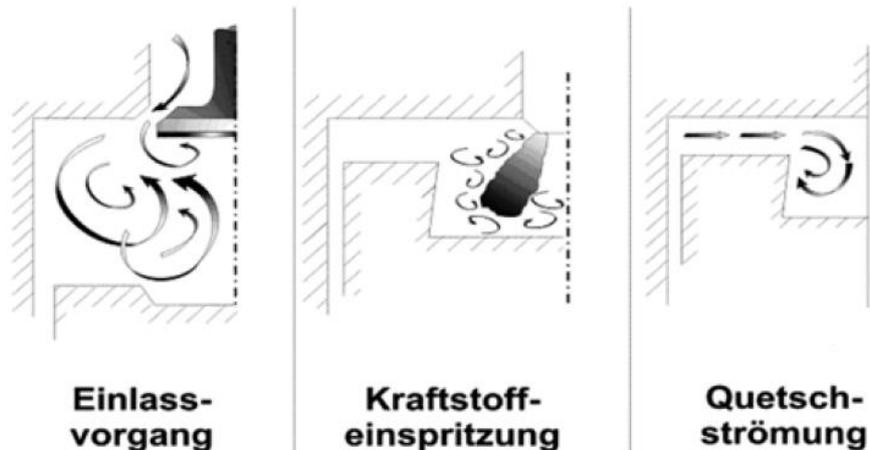


Abbildung 6: Turbulenzentstehungsmechanismen [3]

Der Einlassvorgang beeinflusst einen großen Teil der Ladungsbewegung in einer Verbrennungskraftmaschine. Die hohen Geschwindigkeiten am Einlassventil, die ungefähr zehn Mal größer sind als die mittlere Kolbengeschwindigkeit, erzeugen eine Ablösung des Luftstrahls am Ventilsitz, wodurch sich unterhalb des Ventils Rezirkulationsgebiete ausbilden. Am Ende der Kompressionsphase entsteht eine Quetschströmung, wenn der Abstand des Kolbens und des Zylinderkopfes klein genug wird. Die dritte relevante Turbulenzquelle ist die Einspritzung. Als wichtige Parameter, die die Turbulenz während des Einspritzvorgangs beeinflussen, können der Einspritzdruck, die Anzahl und Größe der Austrittsquerschnitte und die Lage des Einspritzsystems zum Brennraum aufgezählt werden. Als weitere sehr wichtige Quelle von Turbulenz in einer Verbrennungskraftmaschine kann die Verbrennung an sich angesehen werden. [5] [3]

2.3 Einfluss der Ladungsbewegung

2.3.1 Gemischbildung

Für eine möglichst vollständige und schadstoffarme Verbrennung eines mit stöchiometrischem Verbrennungs-Luft-Verhältnisses betriebenen Ottomotors, ist die Bildung eines homogenen gasförmigen Gemisches erforderlich. [8]

Beim Ottomotor mit Direkteinspritzung sind unter anderen folgende Parameter für die Gemischbildung im Zylinder von Bedeutung. Dies sind vor allem die Ladungsbewegung und die Einbringung des Kraftstoffes in den Brennraum. Wichtig ist der Injektor mit seiner Lage im Zylinder sowie dessen Strahlgeometrie und die Vermeidung von Interaktionen zwischen Einspritzstrahl und Bauteilen wie Kolben und Ventilen. Des Weiteren beeinflussen Einspritzzeitpunkt und Einspritzdruck die Gemischbildung. Unterschiede in Kolben- und Brennraumform können zu verschieden ausgeprägter Gemischbildung führen. Die Interaktion zwischen der Ladungsbewegung im Brennraum und Einspritzstrahl kann die Güte der Zerstäubung und die Verdampfung der Kraftstofftropfen verbessern. Bei Ottomotoren mit Direkteinspritzung wird der unter hohem Druck eingespritzte Kraftstoff mit großer Geschwindigkeit in den Brennraum eingebracht. Dadurch werden im Randbereich des Einspritzkegels Strömungseinflüsse auf das umgebende Gas induziert. Diese so genannte Entrainment-Strömung unterstützt durch diesen

Mechanismus den Gemischbildungsvorgang. Sie entsteht durch das Ansaugen von Luft aus der Umgebung des Sprays in Folge des im Spray durch die Verdampfung entstehenden Unterdrucks. Dieser Unterdruck ist bedingt durch die Geschwindigkeitsverteilung der Tröpfchen und die Abkühlung der Umgebung durch den Spray, da Verdampfungsenthalpie aus der Umgebung des Sprays entzogen wird. Aufgrund der geringen zur Verfügung stehenden Gemischbildungszeit bei Ottomotoren mit Direkteinspritzung hat die Entrainment-Strömung besondere Bedeutung für den Gemischbildungsprozess. [3]

2.3.2 Zündung

2.3.2.1 Allgemein

Bei Ottomotoren wird die Verbrennung durch eine Fremdzündung gegen Ende des Verdichtungstaktes ausgelöst. Diese Fremdzündung wird bei heutigen Motoren durch einen elektrischen Funkenüberschlag zwischen den Elektroden einer Zündkerze im Brennraum realisiert. Durch den Funken entsteht ein Hochtemperaturplasmakanal, der in einer dünnen Reaktionsschicht das Gemisch auf 3000 bis 6000K erhitzt. Es findet eine exotherme chemische Reaktion statt, die sich zu einer selbsterhaltenden und sich ausbreitenden Flammenfront entwickelt. [7]

Die Zeit zwischen Funkenüberschlag und Ausbildung einer selbständigen Flamme wird als Zündverzug oder Entflammungsphase bezeichnet. Die Dauer wird durch Gemisch- und Strömungszustand im Bereich der Elektrode sowie durch die Auslegung der elektrischen Zündanlage beeinflusst. [7]

2.3.2.2 Einfluss des Strömungszustandes auf die Zündung

Eine leichte Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit um die Elektroden der Zündkerze führt zu einem kürzeren Zündverzug. Dies beruht auf der Auslenkung des Zündplasmas, dessen Vergrößerung zu einer Erhöhung des erfassten Gemischvolumens führt. Darüber hinaus wird durch die Auslenkung, aufgrund der geringeren Wärmeverluste durch die Verringerung der Kontaktfläche zu den Elektroden, der Energieeintrag in das Gemisch erhöht. Eine zu hohe Strömungsgeschwindigkeit führt zu einem Funkenabriss und erhöht den Zündverzug. Abbildung 7 zeigt schematisch die beschriebenen Mechanismen, wobei beispielhaft die Magergrenze in Abhängigkeit der Strömungsgeschwindigkeit im Zündkerzenbereich gezeigt ist. [3]

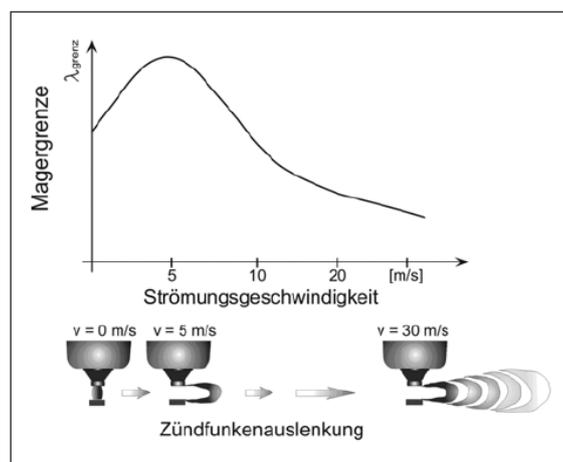


Abbildung 7: Magergrenze in Abhängigkeit der Strömungsgeschwindigkeit [3]

Eine hohe Turbulenz führt zu einer Verlängerung des Zündverzuges. [7]

2.3.3 Verbrennung

2.3.3.1 Allgemein

Grundsätzlich wird zwischen vorgemischter und nicht-vorgemischter Verbrennung unterschieden. Bei der vorgemischten Verbrennung sind Brennstoff und Oxidationsmittel weitgehend homogen vermischt, während bei der nicht-vorgemischten Verbrennung die Mischung erst während der Verbrennung geschieht. Man spricht auch im ersten Fall von einer Vormischflamme bzw. von einer Diffusionsflamme im zweiten Fall. Ottomotoren mit homogenen Gemischen brennen mit einer Vormischflamme, die im Gegensatz zur Diffusionsflamme die Fähigkeit besitzt, sich normal zu ihrer Oberfläche auszubreiten. [7] [8]

Nach Zündung des Gemisches bildet sich, ausgehend von der Zündkerze, eine laminare Flammenfront aus, die sehr schnell turbulent wird. Diese turbulente Flammenfront durchläuft den Brennraum und erlischt dann an Kolben, Zylinderkopf und Zylinder. [8] [9]

Die Flamme besteht aus einer Vorwärmzone, einer dünnen Reaktionszone sowie einer Oxidationszone. In der Vorwärmzone findet noch keine chemische Reaktion statt und das Gemisch wird aufgeheizt. In der dünnen Reaktionszone wird der Brennstoff in CO und H₂ umgesetzt und in der Oxidationsschicht findet in weiterer Folge der langsame Ausbrand dieser Moleküle statt. Diese grundsätzliche Strukturierung der Flamme ist für alle Kohlenwasserstoff- und Alkoholflammen gültig. [7]

Abgesehen von der Reaktionskinetik spielt das aufgeprägte Strömungsfeld die entscheidende Rolle. So wird zwischen einer laminaren und einer turbulente Flamme unterschieden. [8]

2.3.3.2 Laminare Flammenausbreitung

Befindet sich ein homogenes Gemisch in Ruhe (bezüglich des Strömungsfeldes) und wird es entzündet, so bildet sich eine geschlossene Flammenfront aus. Die Geschwindigkeit entspricht der laminaren Flammengeschwindigkeit v_{fl} . Sie hängt von Wärmeleitung und Diffusion der Radikale ab. Für die meisten Kohlenwasserstoff-Luft-Gemische stellt sich ein Wert von etwa 40cm/s, der mit der Temperatur steigt und bei zunehmendem Druck sinkt. [8]

2.3.3.3 Turbulente Flammenausbreitung

Befindet sich das Gemisch in einem turbulenten Strömungsfeld, bildet sich eine turbulente Flamme aus. Die turbulente Flammengeschwindigkeit v_t wird durch zwei wesentliche Mechanismen beeinflusst. Einerseits durch die Reaktionskinetik und der daraus resultierenden laminaren Flammengeschwindigkeit und andererseits durch die turbulente Strömungsbewegung. [8]

Die Interaktion von turbulenten Strömungsfeld und laminarer Flammengeschwindigkeit ist in Abbildung 8 schematisch dargestellt. Es können nur Wirbel im Strömungsfeld, deren Umfangsgeschwindigkeit größer ist als die laminare Flammengeschwindigkeit, die Flamme auf-falten. Durch die Auffaltung der laminaren Flammenfront wird die Reaktionsfläche vergrößert und es kann aus Kontinuitätsgründen vereinfacht angenommen werden: [8] [7]

$$\rho \cdot v_t \cdot A_t = \rho \cdot v_{fl} \cdot A_{fl} \quad [8] \quad (14)$$

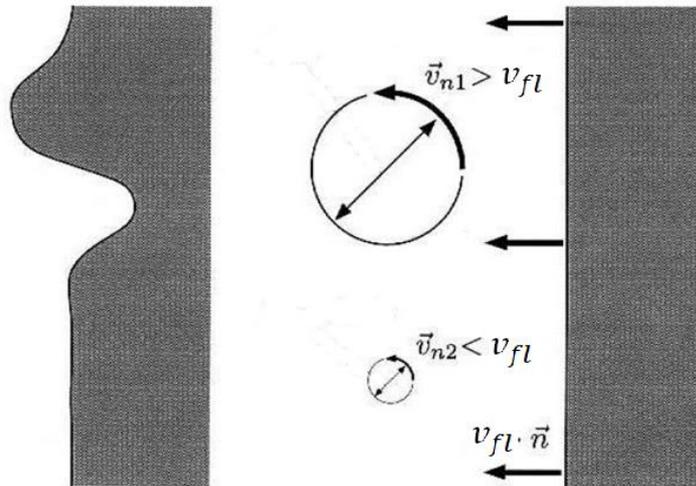


Abbildung 8: Interaktion einer laminaren Flammenfront mit diskreten Wirbeln verschiedener Größenordnungen [7]

Bei zunehmender Turbulenz im Brennraum ist mit einer zunehmenden Anzahl an Wirbelstrukturen zu rechnen, die zu einer Vergrößerung der turbulenten Flammenoberfläche führen und die Flammengeschwindigkeit erhöhen. [7]

In Abbildung 9 ist der Einfluss der Turbulenzintensität auf den Verbrennungsvorgang von C_3H_8 dargestellt. Es sind die Verbrennungs-Kenngrößen für drei verschiedene Turbulenzintensitäten dargestellt. In der oberen Hälfte der Abbildung ist der Druck und in der unteren Hälfte das Verhältnis von bereits umgesetzter Brennstoffmasse zu vorhandener Brennstoffmasse ersichtlich. Beide Kenngrößen sind über die Zeit aufgetragen.

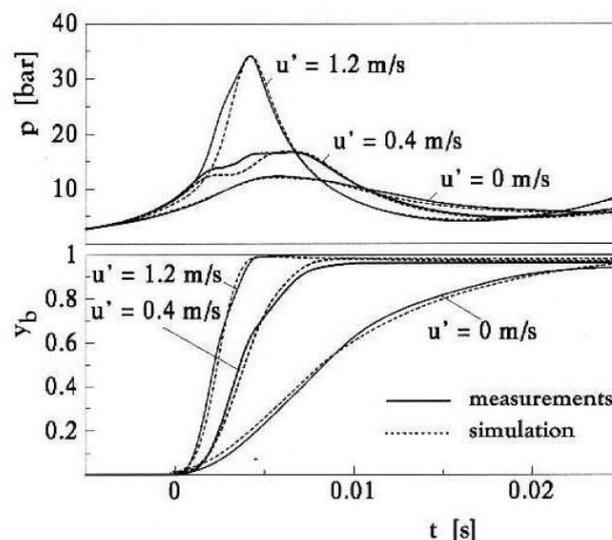


Abbildung 9: Einfluss der Turbulenzintensität auf den Verbrennungsvorgang von C_3H_8 , $\lambda=1$ [7]

Es wurde sowohl in Experimenten als auch im praktischen Motorbetrieb eine degressive Abhängigkeit zwischen turbulenter Brenngeschwindigkeit und Turbulenzintensität beobachtet.

2.3.3.4 Brennstabilität

Die Standardabweichung des indizierten Mitteldrucks, aus dem Englischen kurz COV (Coefficient of Variance) genannt, ist ein Maß für die Zyklus zu Zyklus Variation der Verbrennung und beschreibt somit die Brennstabilität. Sie wird üblicherweise als Prozentsatz angegeben und berechnet sich wie folgt:

$$\sigma_{IMEP} = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (IMEP_i - \overline{IMEP})^2} \quad (15)$$

$$COV_{IMEP} = \frac{\sigma_{IMEP}}{IMEP} \cdot 100 [\%] \quad [10] \quad (16)$$

Zyklische Schwankungen in der Verbrennung reduzieren die Laufruhe des Motors und verursachen weitere Probleme. Schnell brennende Zyklen tendieren zu klopfender Verbrennung. Langsam brennende Zyklen können eine unvollständige Verbrennung verursachen, was sich in erhöhten Schadstoffemissionen auswirkt. Ein weiterer negativer Effekt ist, dass die Ausweitung des Teillastbetriebs mit erhöhtem Restgasgehalt beschränkt wird, der aufgrund sinkender Ladungswechselverluste zu einer Verbrauchsminderung führt. [10] [11] Die Laufgrenze des Motors wird je nach Vereinbarung festgelegt und ist üblicherweise mit einem maximalen COV-Wert von 3,5-5% definiert.

Mögliche Ursachen für zyklische Schwankungen in der Verbrennung werden in [10] aufgelistet als:

- Schwankungen in der Gemischverteilung
- Schwankungen in der Zylinderinnenströmung
- Variation der globalen Parameter, wie Luftverhältnis und Restgasgehalt

Eine Erhöhung der Tumble-Strömung im Ottomotor führt im praktischen Motorbetrieb in der Regel zu einer besseren Brennstabilität.

2.4 Weitere Einflussparameter auf Zündung und Verbrennung

Die Kenntnis, welche weiteren Parameter eines Motors die Verbrennung beeinflussen, ist für die Durchführung dieser Arbeit von wichtiger Bedeutung. So können beispielsweise zwei Motoren, mit identer einlassseitig generierter Ladungsbewegung, eine völlig voneinander abweichende Entflammungsphase und anschließende Verbrennung aufweisen. Aus diesem Grund werden nachfolgend wichtige Einflussparameter aus der Literatur aufgelistet.

2.4.1 Zündung

Der Zündverzug nimmt mit steigender Temperatur und Dichte des Gemisches zum Zündzeitpunkt ab. Ein reaktionsträges Gemisch, mit einem hohen Restgasanteil bzw. einem mageren Luftverhältnis, verlängert den Zündverzug. [8] [7]

Natürlich wird die Zündung vor allem durch die Zündanlage selbst beeinflusst. Auf deren vielfältige Einflussmöglichkeiten wird jedoch in dieser Arbeit nicht näher eingegangen.

2.4.2 Verbrennung

In diesem Unterkapitel werden einige wichtige Beeinflussungsmöglichkeiten aufgezählt, die die Verbrennung im Ottomotor beeinflussen.

2.4.2.1 Geometrische Einflüsse

2.4.2.1.1 Hub-Bohrungs-Verhältnis

Unter den geometrischen Einflüssen stellt das Hub-Bohrungs-Verhältnis eine sehr leicht zu erfassende Kenngröße dar. Es beeinflusst wichtige Motoreigenschaften wie Verbrennungswirkungsgrad, Laufqualität, Abgasemissionen, Drehmomentverhalten und Leistungsdichte. [7]

Bei konstantem Zylinderhubvolumen wird bei steigendem Hub der Brennraum kompakter, was wiederum das Oberflächen-Volumen-Verhältnis des Brennraums verringert. Abbildung 10 zeigt diesen Zusammenhang. [7]

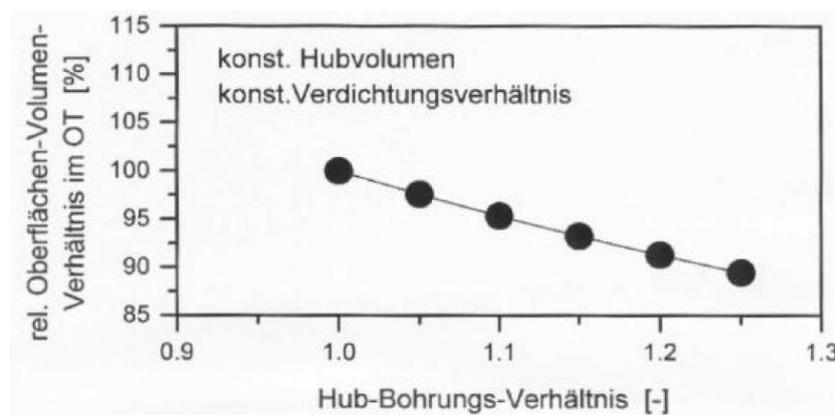


Abbildung 10: Oberflächen-Volumen-Verhältnisse
(von geometrisch ähnlichen Motoren) [7]

Ein steigendes Hub-Bohrungs-Verhältnis beeinflusst somit die Wärmeverluste und die Flammenwege. [7]

2.4.2.1.2 Zylinderhubvolumen

Die Beeinflussung des Zylinderhubvolumens bei konstantem Hub-Bohrungs-Verhältnis ist in Abbildung 11 ersichtlich. Die Parameter zur Charakterisierung von Zündung und Verbrennung sind beispielhaft über das Verbrennungs-Luft-Verhältnis aufgetragen. Weitere Informationen zu den untersuchten Motoren sind in [7] zu finden. Es sei nur angemerkt, dass es sich um geometrisch ähnliche Motoren handelt.

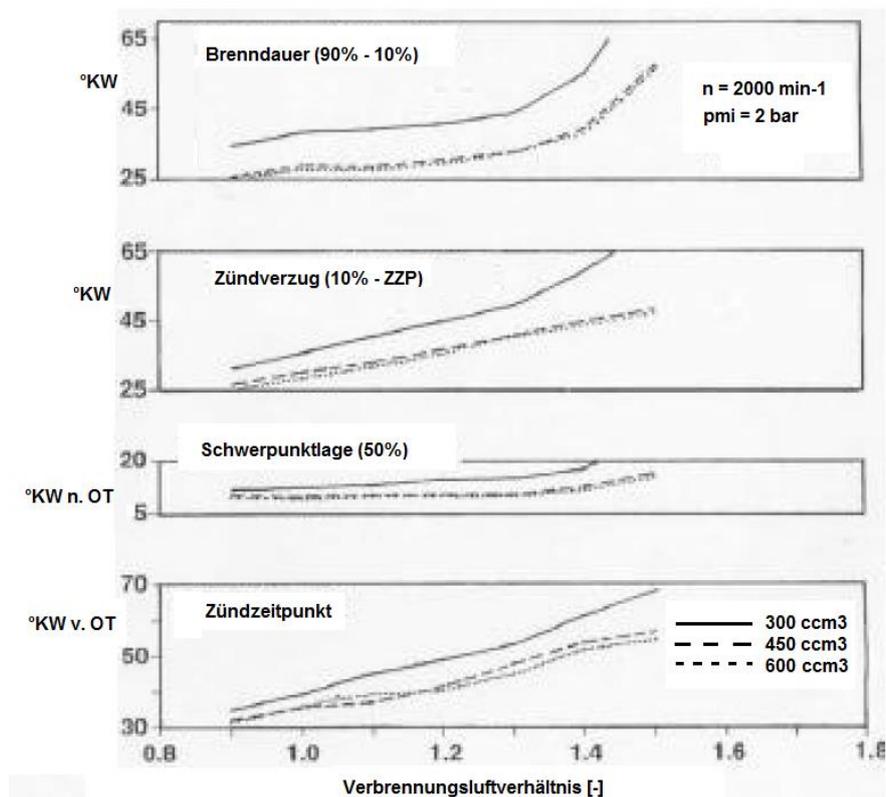


Abbildung 11: Verbrennungs-Kenngrößen in Abhängigkeit des Zylinderhubvolumens [7]

Die Beeinflussung des Zylinderhubvolumens kann an einem einfachen Beispiel mit zwei Zylindern, die ein unterschiedliches Hubvolumen aufweisen, erklärt werden. Das Hub-Bohrungs-Verhältnis ist bei beiden Zylindern identisch. Der Vergleich wird an einem identen Betriebspunkt, der durch eine Drehzahl und einen effektiven Mitteldruck beschrieben wird, durchgeführt. Die Drehzahl stellt einen Zeitbereich dar und unter der Annahme, dass der Einlassvorgang beider Zylinder im gleichen Kurbelwinkelbereich stattfindet, ist die Zeit für den Einlassvorgang identisch. Der effektive Mitteldruck stellt, unter der Annahme von gleichem Wirkungsgrad etc., einen Füllungsgrad dar. Dies bedeutet, dass der Zylinder mit dem größeren Volumen in der gleichen Zeit schneller gefüllt werden muss. Die Strömungsgeschwindigkeit ist aus diesem Grund höher.

2.4.2.2 Restgasgehalt

Bei heutigen Ottomotoren wird der Restgasgehalt hauptsächlich durch die Steuerzeiten beeinflusst. Man spricht in diesem Fall von einer internen Abgasrückführung. Abgesehen von der Qualität der Spülung beim Ladungswechsel kann der Restgasgehalt über die Veränderung des Zeitpunktes von Auslassschluss und Einlassbeginn variiert werden. [11]

Das beim Ottomotor zurückgehaltene Restgas beeinflusst die Zündung und anschließende Verbrennung auf zwei verschiedene Arten. Einerseits wirkt es als Inertgas verlangsamernd als reaktionsträges Gemisch auf die Zündungseinleitung und die Verbrennung. Andererseits wird durch heißes, zurückgehaltenes Restgas die Ladungstemperatur angehoben. Dadurch verkürzt sich der Zündverzug. [5] Dominierend wirkt im realen Motorbetrieb der erste Effekt, so dass mit einem längeren Zündverzug und einer längeren Verbrennungsdauer zu rechnen ist.

Für die Interpretation des Restgasgehalts über die Stickoxidemissionen sei angemerkt, dass eine schnelle Verbrennung die Verbrennungstemperatur erhöht und somit die Stickoxidemissionen begünstigt. Der vorhandene Restgasgehalt verringert die Verbrennungstemperatur und senkt die Stickoxidemissionen. Es sind somit, neben anderen nicht erwähnten Einflussfaktoren, zwei Effekte die zu berücksichtigen sind.

2.4.2.3 Steuerzeiten

Wie bereits erwähnt beeinflussen die Steuerzeiten, besonders der Schluss des Auslassventils und die Öffnung des Einlassventils im Gaswechsel-OT den Restgasgehalt. Der Bereich in denen beide Ventile gleichzeitig geöffnet sind, wird auch als Ventilüberschneidung bezeichnet.

Des Weiteren erzeugt ein späteres Einlassöffnen nach dem Gaswechsel-OT, bei bereits geschlossenem Auslassventil, ein höheres Druckgefälle zwischen Einlasskanal und Zylinder.

3 Strömungsprüfstand

3.1 Allgemein

Optische Messverfahren zur Visualisierung von Strömungen werden seit vielen Jahren in der Firma AVL eingesetzt. Zwischen 1998 und 2009 wurden Strömungsmessungen mittels eines LDA-Systems durchgeführt. Seit 2009 kommt ein PIV-System zum Einsatz.

Der prinzipielle Aufbau des Strömungsprüfstands ist bei beiden Systemen ähnlich. In einem optisch zugänglichen Glaszylinder wird die Strömung gemessen. Am oberen Ende des Glaszylinders können Zylinderköpfe oder Flowboxen montiert werden. Abbildung 12 zeigt das LDA-System schematisch mit montierter Flowbox. In Abbildung 13 ist das PIV System mit montierter Flowbox ersichtlich.

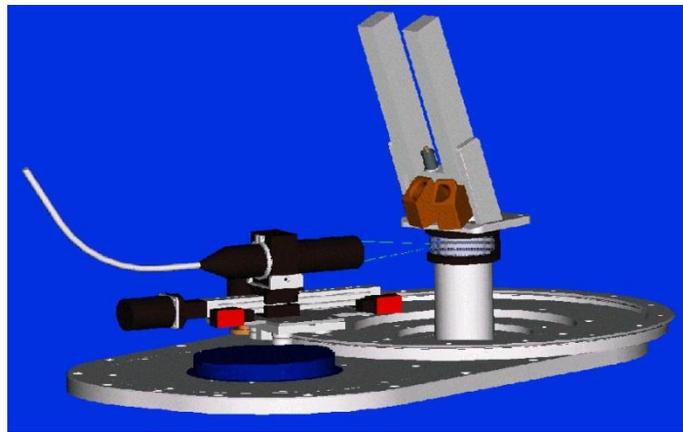


Abbildung 12: LDA – Strömungsprüfstand, Firma AVL List GmbH

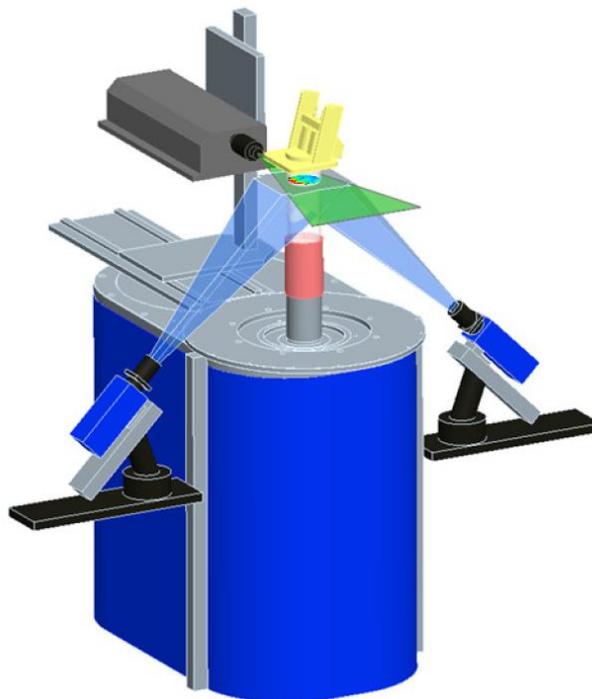


Abbildung 13: PIV – Strömungsprüfstand, Firma AVL List GmbH

3.2 Unterschied Drall-Tumble Messung

Der Unterscheid bei der Erfassung von Drall und Tumble-Strömungen ist in Abbildung 14 skizziert. Wie bereits in den einleitenden Kapiteln beschrieben, ist die Drall-Strömung sowohl am Strömungsprüfstand als auch im realen Motor vorhanden. Bei der Tumble-Strömung hingegen tritt aufgrund des Fehlens eines Kolbens am Strömungsprüfstand keine Tumble-Strömung auf. Es kommt lediglich zu einem asymmetrischen Strömungsfeld. [4]

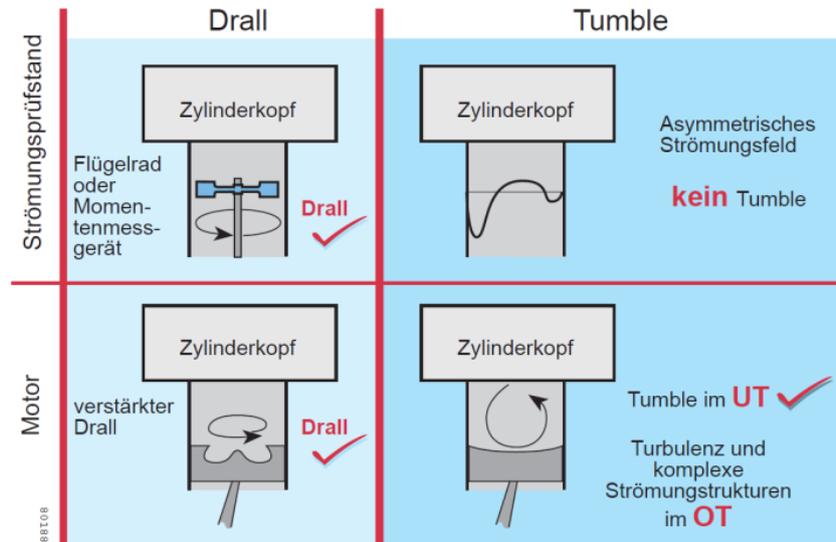


Abbildung 14: Unterschied bei der Messung von Drall und Tumble am Strömungsprüfstand [4]

3.3 Unterschied integrale und differentielle Messmethoden

Integrale Messmethoden werden für die schnelle und kostengünstige Erfassung von Ladungsbewegungsformen eingesetzt. [9] Hierbei interagiert das einlassseitig erzeugte Strömungsfeld mit dem Messinstrument, wobei ein resultierendes Moment oder eine Drehzahl gemessen werden kann. Das Strömungsfeld wird somit auf eine Kennzahl reduziert, eine lokale Auflösung des Geschwindigkeitsfeldes findet nicht statt. [9] [4] Abbildung 15 zeigt beispielhaft einige Messinstrumente, die einen Summenwert des Strömungsfeldes messen.

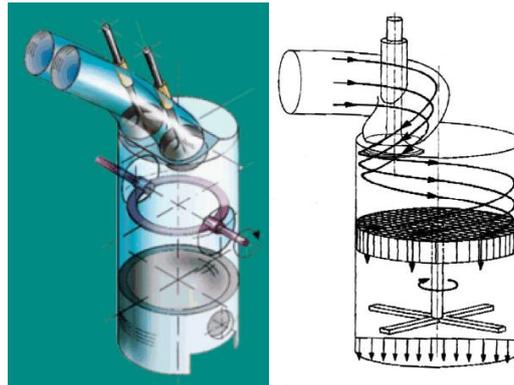


Abbildung 15: Messinstrumente nach dem integralen Messverfahren [12]

Bei differentiellen Methoden erfolgt eine punktuelle Auflösung des Strömungsfeldes, womit die Struktur des Geschwindigkeitsfeldes bestimmt wird. Aus diesem erfassten Geschwindigkeitsfeld können dann in weiterer Folge beliebige integrale Kennwerte ausgerechnet werden. [4]

Abbildung 16 zeigt die differentielle Erfassung von zwei Strömungsstrukturen, deren integrale Kennwerte nahezu identisch sind. Dies zeigt beispielhaft die Einschränkung bei der Interpretation der berechneten integralen Kennwerte. [9]

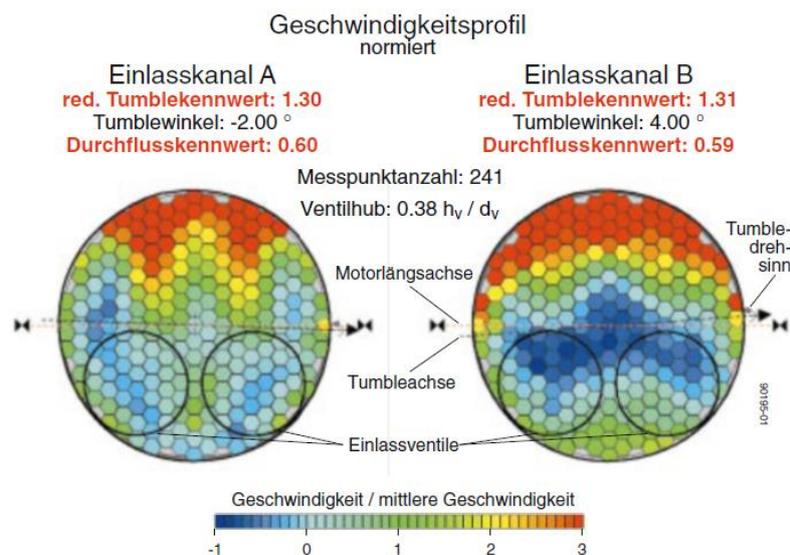


Abbildung 16: Differentielle Erfassung zweier Strömungsfelder mit identen integralen Kennwerten [4]

3.4 Particle Image Velocimetry (PIV)

3.4.1 Allgemein

Particle Image Velocimetry (PIV) ist ein laseroptisches Messverfahren zur Bestimmung von Geschwindigkeitskomponenten in der Strömungs-Messtechnik. [13]

PIV wie auch LDA sind den Streulichtmethoden zuzuordnen. Streulichtmethoden nutzen die Information, welche das an Molekülen oder Teilchen gestreute Licht enthält. Deshalb werden Partikel (Tracer) der Strömung beigemischt. Beim PIV-Verfahren gibt das Streulicht Auskunft über die Position der Partikel. Im Gegensatz dazu gibt beim LDA-Verfahren das Streulicht Information über den Bewegungszustand. [13] [7]

Im Gegensatz zu den punktuellen, eindimensionalen Messungen der LDA handelt es sich beim PIV um eine zweidimensionale Ganzfeldmethode. [7]

3.4.2 Meßprinzip

Abbildung 17 zeigt den prinzipiellen Messaufbau. Ein gepulster Laserlichtschnitt definiert die Messebene. Die Lichtblitze beleuchten Partikel, die der Strömung folgen. Eine zur Messebene senkrecht angeordnete Kamera erfasst bei jedem Laserpuls ein ebenes Feld aufleuchtender Partikel. Bei kurz aufeinanderfolgenden Belichtungen kann aus den Partikelverschiebungen das gesuchte Geschwindigkeitsfeld bestimmt werden. [13] [7]

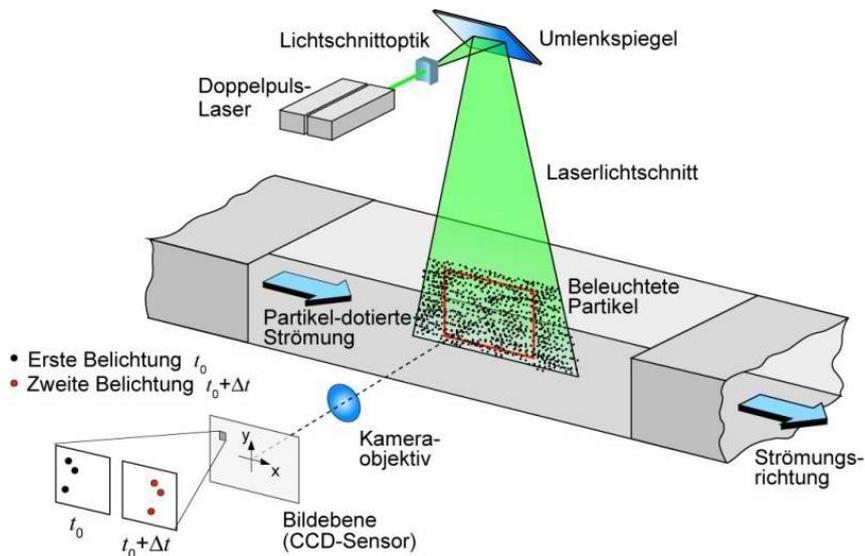


Abbildung 17: PIV Messprinzip [14]

Das Messverfahren arbeitet berührungslos und ist damit rückwirkungsfrei. Systeme mit einer Kamera können zweidimensionale Strömungsbewegungen, während Systeme mit zwei Kameras, mit Hilfe eines Korrelationsalgorithmus, Strömungsbewegungen in allen drei Koordinatenrichtungen messen können. [13] [7]

3.4.3 Auswerteverfahren

Der PIV-Auswertung liegt ein statistischer Ansatz zugrunde. Ein Korrelationsalgorithmus beruht auf der Feststellung, dass in einem Gebiet konstanter Geschwindigkeit, die durch die Strömung verursachte Doppelbildverschiebung signifikanter ist als die zufällige Partikelabstandsverteilung. [7]

Grundsätzlich stellt sich ein Korrelationsalgorithmus wie folgt dar. Ausgegangen wird von zwei quadratischen Bildausschnitten A und B, die zwischen den Beleuchtungsschritten aufgenommen wurden. Bildbereich B wird verschoben und mit Bildbereich A verglichen, wobei ein Korrelationskoeffizient C berechnet wird. [7] [10]

$$C(x, y) = \sum_{i=1}^K \sum_{j=1}^L A_{ij} \cdot B(i + x, j + y) \quad [10] \quad (17)$$

Wird der Korrelationskoeffizient für eine Verschiebung (x,y) maximal, ist die größte Übereinstimmung zwischen A und B und damit die Verschiebung des Partikelschwarms gefunden. Bei der PIV wird also die nicht wie bei PTV (Particle Tracking Velocimetry) die Bewegung einzelner Partikel nachverfolgt, sondern nur die Verschiebung von ganzen Partikelstrukturen innerhalb eines Auswertefensters betrachtet. Daraus ergibt sich, dass die berechnete Geschwindigkeit eine gemittelte Größe über das Auswertefenster darstellt. Strömungsstrukturen die kleiner als das Auswertefenster sind können somit nicht aufgelöst werden. [7] [10]

3.4.4 Partikel

PIV misst die Strömungsgeschwindigkeit indirekt durch die statistische Bewegung eines Partikelschwarms zwischen zwei Beleuchtungsschritten. Deshalb sind die strömungsmechanischen Eigenschaften der Partikel essentiell um Unterschiede in der Partikel- und Fluidbewegung zu vermeiden. [13] [7]

Ein Unterscheidungsmerkmal ist die Größe der Partikel. Kleine Partikel benötigen eine höhere Energie der Beleuchtungsquelle, da sie das Licht schlechter streuen als große Partikel. Das mit der Größe verbundene Gewicht der Partikel hat Einfluss auf die Bewegung in der Strömung, so können leichtere Partikel der Strömung besser folgen. Bei der Auswahl wird deshalb meist ein Kompromiss zwischen guter Sichtbarkeit und Strömungseigenschaften gewählt. [13] [7]

Partikel für Anwendungen in Flüssigkeiten können aus festen, flüssigen oder gasförmigen Materialien gewählt werden. Für Gasströmungen werden hauptsächlich feste oder flüssige Partikel verwendet. [13] [7]

3.4.5 Laser

Laser werden verwendet, da sie monochromatisches Licht mit hoher Energiedichte emittieren und leicht zu dünnen Schicht gebündelt werden können. Chromatische Aberrationen (Licht mit unterschiedlicher Wellenlänge bzw. Farbe wird unterschiedlich stark gebrochen) treten dabei nicht auf. Ein großer Vorteil ist die hohe Pulsenergie in Verbindung mit kurzen Pulsdauern. [13] Die Repititionsraten von Lasern sind für Stationär-Messungen im Hz-Bereich angesiedelt und für Transient-Messungen reichen sie bis in den kHz-Bereich.

Die Bündelung des Laserstrahls zu einem Laserlichtschnitt wird mit einer oder mehreren Linsen realisiert. [13]

Der Zeitabstand zwischen den beiden Einzelpulsen des Lasers wird an die jeweilige Strömungsgeschwindigkeit angepasst und liegt bei motorischen Anwendungen im μs -Bereich.

3.4.6 Kamera

Die Partikelpositionen werden mit einem Objektiv auf die CCD Sensoren einer Kamera abgebildet. Die Funktionsweise der CCD Sensoren basiert auf der Konvertierung von Photonen in eine elektrische Ladung. Der CCD Sensor besteht aus einer Anzahl von CCD Elementen, die verschieden angeordnet werden können (z. B.: Linien, Quadrate oder Rechtecke). Das individuelle CCD Element wird auch Pixel genannt. [13]

Für zweidimensionale Geschwindigkeitskomponenten wird eine Kamera, für dreidimensionale Geschwindigkeitskomponenten im Laserlichtschnitt werden zwei Kameras und ein Korrelationsalgorithmus zur Nachbearbeitung benötigt.

3.5 AVL PIV-Strömungsprüfstand

3.5.1 Aufbau

Der PIV Prüfstands Aufbau mit seinen Bestandteilen ist in Abbildung 18 ersichtlich. Zum Einsatz kommt ein System mit zwei Kameras womit dreidimensionalen Geschwindigkeitskomponenten im Laserlichtschnitt berechnet werden können. Dazu verwendet das Messsystem einen weiteren Korrelationsalgorithmus, der aus zwei zweidimensionalen ein dreidimensionales Geschwindigkeitsfeld berechnet.

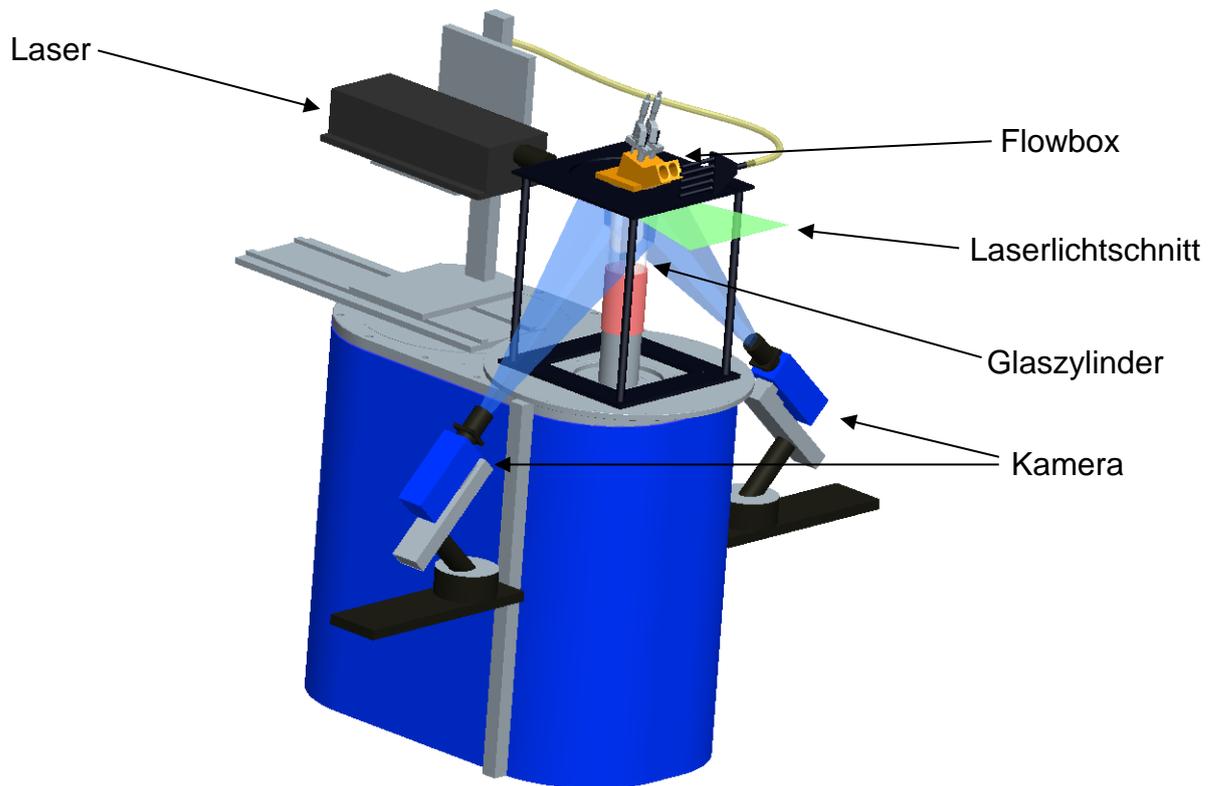


Abbildung 18: PIV – Strömungsprüfstand, Firma AVL

Der Glaszylinder ist auswechselbar, womit der Durchmesser an den Bohrungsdurchmesser des jeweiligen Motors angepasst werden kann.

3.5.2 Betrieb des Strömungsprüfstands

Der Strömungsprüfstand wird jeher stationär betrieben. Die Strömung wird durch eine konstante Druckdifferenz von 20mbar getrieben, wobei an der freien Oberfläche des Zylinderkopfes bzw. der Flowbox der Umgebungsdruck wirkt.

Die Lage der Messebene befindet sich in einem Abstand von der Hälfte des Bohrungsdurchmessers der Zylinderkopfdichtung. Diese Position wurde aufgrund der guten Korrelation zu CFD-Ergebnissen gewählt. In Abbildung 19 ist eine schematische Darstellung des Messsystems mit der Lage des horizontalen Schnittes dargestellt.

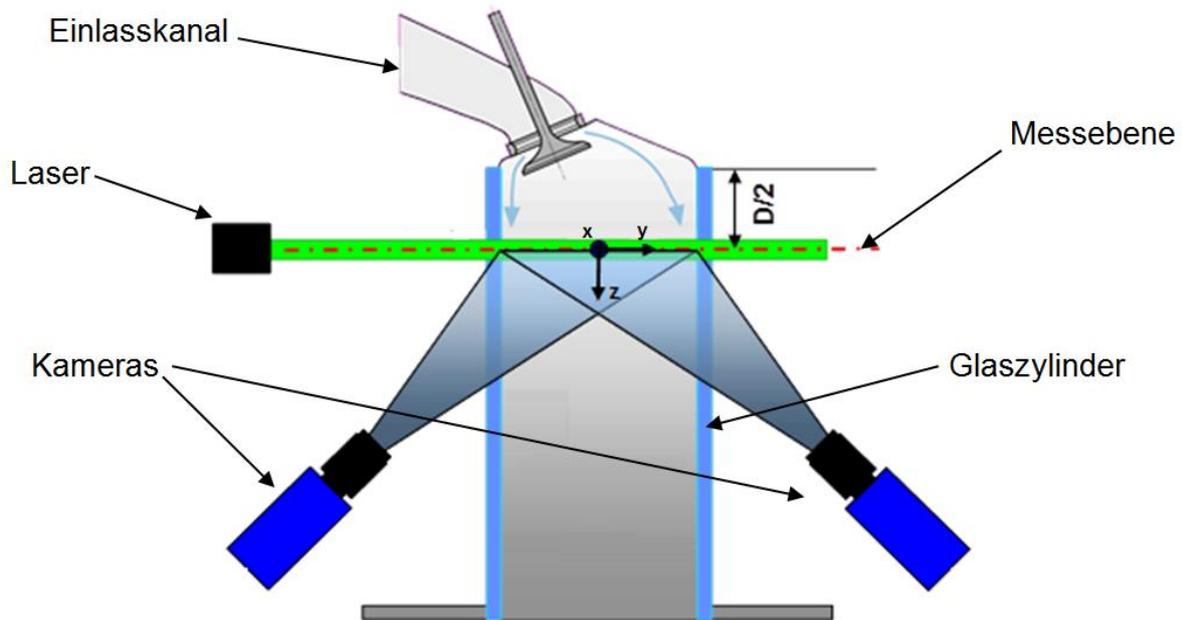


Abbildung 19: Grundsätzlicher Aufbau PIV – Strömungsprüfstand, Firma AVL List GmbH [15]

Die stationären Messungen werden für verschiedene Ventilhübe aufgezeichnet. Aufgrund der besseren Vergleichbarkeit zwischen verschiedenen Motoren wird der Ventilhub h_v mit dem Ventildurchmesser d_v normiert. Dieses Verhältnis h_v/d_v wird in Abständen von 0.04 bis 0.40 variiert.

3.5.3 Auswertung

Die Auswertung der Strömungsmessungen erfolgt mit der Software DaVis Version 8.1.6. DaVis ist eine Komplettssoftware-Lösung im Bereich der Strömungsmesstechnik.

Abbildung 20 zeigt die die verschiedenen Stadien der Strömungsmessung. Die Abbildung zeigt links die Aufnahme des Rohbildes, in der Mitte das Strömungsfeld einer Einzelaufnahme und rechts die Mittelung aus den 100 Einzelbildern.

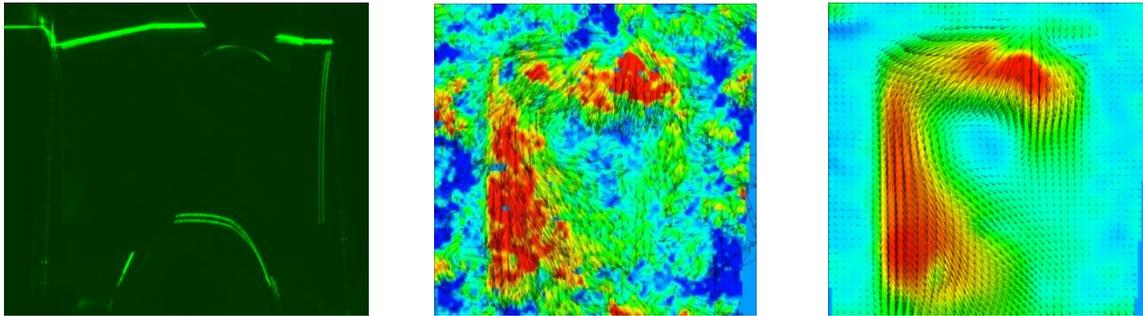


Abbildung 20: Auswertung Strömungsfeld

Die Wahl zur Bestimmung des Strömungsfeldes durch die Aufnahme von 100 Einzelbildern wurde aufgrund des benötigten Speicherplatzes getroffen. Eine Erhöhung der Anzahl der Einzelbilder wirkt sich ab einer Anzahl von 100 Bildern nur in geringer werdendem Maße aus. Dies gilt sowohl für das gemittelte Geschwindigkeitsfeld als auch für die Standardabweichung.

Die Größe eines Auswertefensters beträgt in etwa 1×1 mm.

Nachfolgend werden die Kennwerte beschrieben, die momentan für die Ottomotoren-Auslegung in der Firma AVL List GmbH verwendet werden.

4 Kennwerte zur Beschreibung der Tumble-Strömung

4.1 Tumble-Kennwert

Der Tumble-Kennwert und in weiterer Folge die gemittelte Tumble-Zahl wird wie folgt berechnet:

Es wird angenommen, dass die Zylinderladung als Festkörper um eine der Motorlängsachse parallele und in der Zylinderbohrungsmitte positionierte Achse rotiert. Damit wird ein Verhältnis zwischen der Winkelgeschwindigkeit der Zylinderladung ω_{FK} und der Winkelgeschwindigkeit des Motors ω_{MOT} gebildet, der Tumble-Kennwert T .

$$T = \frac{\omega_{FK}}{\omega_{MOT}} [4] \quad (18)$$

Die Winkelgeschwindigkeit der Zylinderladung ω_{FK} wird, wie in Abbildung 21 ersichtlich, aus der Geschwindigkeitsverteilung der horizontalen Messebene berechnet. Dabei wird die Messebene in eine Anzahl von Zellen unterteilt. Eine Zelle stellt ein Auswertefenster des PIV Systems dar. Die mittlere Winkelgeschwindigkeit der Festkörperrotation berechnet sich aus:

$$\omega_{FK} = \frac{\sum w_i r_i f_i}{\sum r_i^2 \cdot f_i}, \quad \omega_{FK} = \frac{\sum \omega_i r_i^2 \cdot f_i}{\sum r_i^2 \cdot f_i} [4] \quad (19)$$

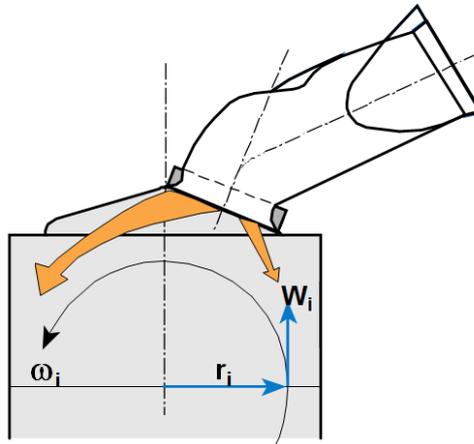


Abbildung 21: Berechnung ω_{FK} [4]

Die Winkelgeschwindigkeit der einzelnen Zelle berechnet sich aus der jeweiligen relativen axialen Geschwindigkeit w_i . Diese erhält man, wenn die gemessene Geschwindigkeit des Auswertefensters des PIV-Strömungsprüfstands w_{PIV} um die mittlere Geschwindigkeit w des Strömungsfeldes reduziert wird.

$$w_i = w_{PIV} - w \quad (20)$$

$$\omega_i = \frac{w_i}{r_i} [4] \quad (21)$$

Für die Berechnung der fiktiven Winkelgeschwindigkeit des Motors ω_{MOT} wird die mittlere Geschwindigkeit des Strömungsfeldes w_m (gemittelt über die Messebene) der fiktiven mittleren Kolbengeschwindigkeit c_m gleichgesetzt:

$$w_m = c_m = \frac{2 \cdot s \cdot n}{60} \quad (22)$$

Mit Kenntnis des Motorhubes s ergibt sich ω_{MOT} :

$$\omega_{MOT} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{w \cdot \pi}{s} \quad (23)$$

Der Tumble-Kennwert T wird für alle Messungen bzw. für alle Variationen des Verhältnisses von Ventilhub zu Ventildurchmesser h_v/d_v durchgeführt. Anschließend erfolgt eine Mittelung auf eine mittlere Tumble-Zahl T_m .

Es sei anzumerken, dass es sich um eine fiktive Winkelgeschwindigkeit ω_{MOT} des Motors handelt. Die mittlere Geschwindigkeit des Strömungsfeldes hängt von der Drosselung durch den Ventilhub ab. Mit steigendem Ventilhub ist auch mit einer Zunahme der mittlere Geschwindigkeiten zu rechnen und damit mit einer Erhöhung von ω_{MOT} .

Die Tumble-Zahl T_m errechnet sich wie folgt, wobei V_h dem Zylinderhubvolumen und α dem Kurbelwinkel entspricht.

$$T_m = T(\alpha)_m = \frac{1}{V_h} \cdot \int_{OT}^{UT} T(\alpha) \cdot dV \quad (24)$$

Dabei ist $T(\alpha)$ entsprechend dem zugeordnetem Verhältnis aus Kolbengeschwindigkeit $c(\alpha)$ und mittlerer Kolbengeschwindigkeit c_m gewichtet und berechnet sich aus:

$$T(\alpha) = T \cdot \frac{c(\alpha)}{c_M} = \frac{\omega_{FK}}{\omega_{MOT}} \cdot \frac{c(\alpha)}{c_m} \quad (25)$$

Der Tumble-Kennwert T wird, wie bereits erwähnt, bei verschiedenen Verhältnissen aus Ventilhub zu Ventildurchmesser h_v/d_v errechnet. Die Zuordnung zwischen dem jeweiligen Tumble-Kennwert T bei einem gewählten h_v/d_v und dem Geschwindigkeitsverhältnis $c(\alpha)/c_m$ wird über die Stellung der Ventilhubkurve zum Kurbelwinkel durchgeführt. Dabei wird neben der Ventilhubkurve des jeweiligen Motors, aufgrund der besseren Vergleichbarkeit, auch eine Referenz-Ventilhubkurve verwendet.

Für die Berechnung von T_m muss folgende Transformation durchgeführt werden, wobei A die Zylinderfläche darstellt (siehe Abbildung 22).

$$dV = A \cdot s \cdot dz(\alpha) = V_h \cdot \frac{dz(\alpha)}{d\alpha} \cdot d\alpha \quad (26)$$

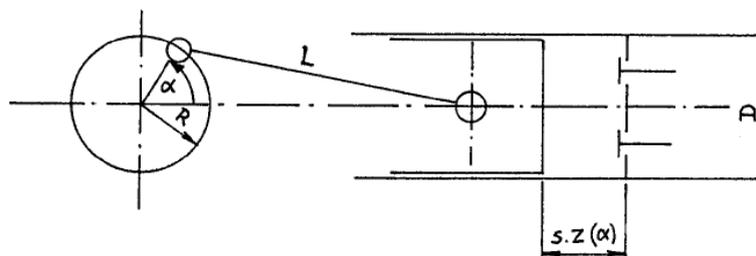


Abbildung 22: Skizze Kurbeltrieb

Für die momentane Kolbengeschwindigkeit $c(\alpha)$ in Abhängigkeit des Kurbelwinkels α ergibt sich:

$$c(\alpha) = s \cdot \frac{dz(\alpha)}{dt} = s \cdot \frac{dz(\alpha)}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} \quad (27)$$

Mit dem Zusammenhang einer fiktiven Winkelgeschwindigkeit und einer fiktiven Drehzahl:

$$\omega_{MOT} = \frac{d\alpha}{dt} = \frac{n \cdot \pi}{30} \quad (28)$$

folgt

$$c(\alpha) = s \cdot \frac{n \cdot \pi}{30} \cdot \frac{dz(\alpha)}{d\alpha} \quad (29)$$

und mit

$$c_m = \frac{2 \cdot s \cdot n}{60} \quad (30)$$

führt Formel 29 zu Formel 31:

$$\frac{c(\alpha)}{c_m} = \pi \cdot \frac{dz(\alpha)}{d\alpha} \quad (31)$$

Formel 24 kann in folgender Form angeschrieben werden:

$$T_m = T(\alpha)_m = \frac{1}{V_h} \cdot \int_{OT}^{UT} T(\alpha) \cdot A \cdot s \cdot dz(\alpha) \quad (32)$$

Und in weiterer Folge führt Formel 32 auf:

$$T_m = T(\alpha)_m = \frac{1}{\pi} \cdot \int_{OT}^{UT} T(\alpha) \cdot \frac{c(\alpha)}{c_m} \cdot d\alpha \quad (33)$$

Schließlich lässt sich die mittlere Tumble-Zahl T_m darstellen als:

$$T_m = T(\alpha)_m = \frac{1}{\pi} \cdot \int_{OT}^{UT} \frac{\omega_{FK}}{\omega_{MOT}} \cdot \left(\frac{c(\alpha)}{c_m} \right)^2 \cdot d\alpha = \frac{1}{\pi} \cdot \int_{OT}^{UT} T \cdot \left(\frac{c(\alpha)}{c_m} \right)^2 \cdot d\alpha [4] \quad (34)$$

Da alle Tumble-Kennwerte nicht nur vom Strömungsfeld in der horizontalen Messebene, sondern auch vom Hub des jeweiligen Motors bestimmt werden, wird zur besseren Vergleichbarkeit eine reduzierte Tumble-Kennzahl T_{red} verwendet. Diese berechnet sich wie folgt:

$$T_{red} = T \cdot \frac{D}{s} \quad (35)$$

Die Mittelung erfolgt wieder analog zur ursprünglichen Tumble-Zahl.

Der Tumble-Kennwert gibt somit ein Verhältnis wieder, das sich aus den Ergebnissen des stationären Strömungsprüfstandes sowie den geometrischen Abmessungen des realen Motors zusammensetzt.

Durch Veränderung des Winkels der Tumble-Achse, verändert sich auch der berechnete Tumble-Kennwert. Die Tumble-Kennwerte in der Firma AVL List GmbH werden als Maximal-Werte, die durch die Veränderung des Tumble-Winkels erreicht werden, angegeben. Neben diesem Wert wird aus diesem Grund auch die Lage der dazugehörigen Tumble-Achse über den Tumble-Winkel (vom Auswerteprogramm) ausgegeben. Dies gilt für alle gezeigten Tumble-Kennwert-Verläufe in dieser Arbeit.

4.2 Omega-Tumble-Kennwert

Neben dem Tumble-Kennwert wird zur Auslegung von Ottomotoren in der Firma AVL auch der sogenannte Omega-Tumble-Kennwert verwendet. In Abbildung 23 und 24 sind die Lagen der Tumble- sowie der beiden Omega-Tumble-Achsen ersichtlich. Beim Omega-Tumble handelt es sich im Grunde um zwei Tumble-Strömungen, die entstehen können, wenn die Einlassströmung am Kolbenboden auftrifft.

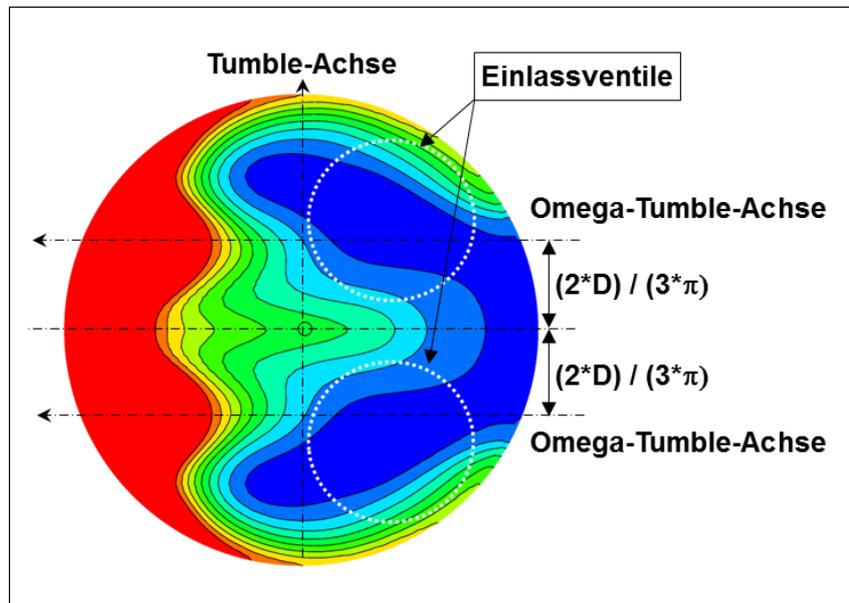


Abbildung 23: Definition der Tumble-Achsen in der horizontalen Messebene

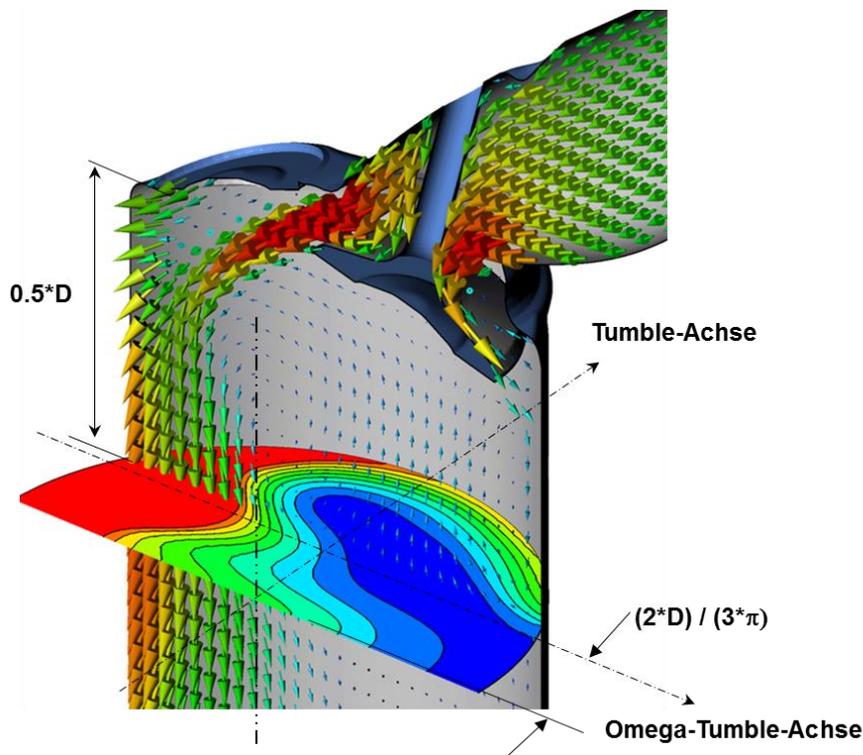


Abbildung 24: Definition der Tumble-Achsen im dreidimensionalen Zylinderschnitt

Omega-Tumble-Strömungen werden in der Firma AVL wie folgt interpretiert:

Durch Erfahrungen im praktischen Motorbetrieb können sich Omega-Tumble-Strömungen nachteilig auf das Entflammungsverhalten und die weitere Flammenausbreitung auswirken. Dies beruht darauf, dass sich die beiden Omega-Tumble-Achsen im Zylinderraum aufdrehen können und somit in zwei Drall-Bewegungen überführt werden können. Abbildung 25 zeigt beispielhaft die Simulationsergebnisse der Strömungsbewegung im Zeitpunkt 15° vor Zünd-OT. Die beiden ursprünglichen Omega-Tumble-Achsen wirken bereits als Omega-Drall-Achsen. Dies wirkt sich einerseits aufgrund hoher Strömungsgeschwindigkeiten nachteilig auf die Zündung des Gemisches aus und andererseits wird der überführte Drall-Anteil nicht in die für die Verbrennung wichtige Turbulenz umgewandelt.

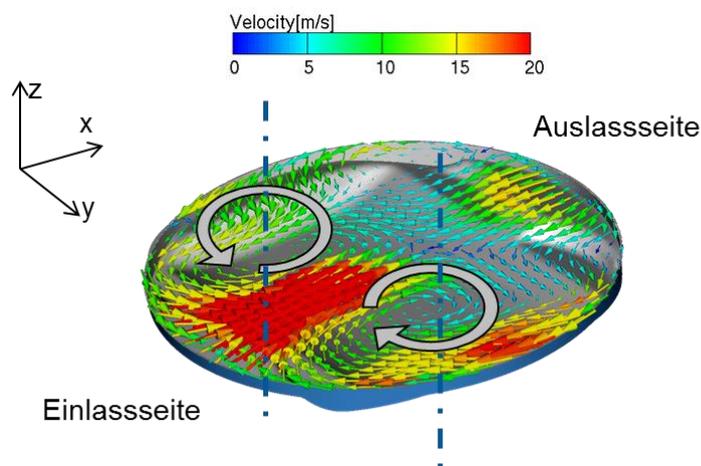


Abbildung 25: Omega-Tumble Simulationsergebnis

Des Weiteren kann folgender Effekt entstehen, der im praktischen Motorbetrieb beobachtet wurde: Strömungskomponenten die nach Zündverzögerung noch bestehen, bewegen sich aufgrund der globalen Geometrie der Einlassströmung in Richtung Auslassventile. Dies beschleunigt die Flamme in diese Richtung, was durchaus erwünscht ist, da einer klopfenden Verbrennung weniger Zeit zur Vorreaktion zur Verfügung steht. Beim realen Motorbetrieb von Motoren mit hohen Omega-Tumble-Werten konnte beobachtet werden, dass sich die Richtung, dieser zu Brennbeginn bestehenden Strömungskomponenten, bei höheren Drehzahlen ändert und die Flamme in Richtung Einlassventile beschleunigt wird. Damit wird die Flammengeschwindigkeit in Richtung Auslass verzögert, die Zeit für die Vorreaktion der klopfenden Verbrennung erhöht sich, womit sich eine niedrigere Klopfestigkeit einstellt.

Ein Einlasskanal mit einem hohen Omega-Tumble führt nicht zwangsläufig zu schlechteren Verbrennungsergebnissen, es kann sich aber im praktischen Motorbetrieb nachteilig auswirken, wenn zuvor Beschriebenes eintritt.

Die Berechnung des Omega-Tumble-Kennwerts wird, mit Ausnahme der Lage der Achsen, analog zum Tumble-Kennwert durchgeführt, weshalb aufgrund der ausführlichen Herleitung im vorigen Unterkapitel auf eine Herleitung des Omega-Tumble-Kennwerts verzichtet wird. Wiederholt sei festgestellt, dass es sich beim Omega-Tumble um zwei Tumble-Strömungen um zwei Achsen handelt.

5 Motorprüfstands-Daten

Als Daten standen Kennfeld-Rasterungen der verschiedenen Motoren zur Verfügung. Diese wurden stationär bestimmt und beinhalten „schnelle“ und „langsame“ Daten. Die „schnelle“ Datenerfassung beinhaltet Daten, die sich von Zyklus zu Zyklus verändern wie z.B. der Zylinderdruck. Eine Veränderung von „langsamen“ Daten wird erst bei der Betrachtung über eine größere Anzahl von Zyklen sichtbar, wie dies z.B. bei Emissionskomponenten der Fall ist. In einer Kennfeld-Rasterung sind die „schnellen“ und „langsamen“ Daten, bis auf wenige Ausnahmen, als Mittelwerte dargestellt. Bei einer vollständigen Kennfeld-Rasterung sind Betriebspunkte des gesamten Betriebsbereichs des jeweiligen Motors vermessen. Üblicherweise wird dabei der effektive Mitteldruck (BMEP Brake Mean Effective Pressure) in Schritten von ein oder zwei bar und die Drehzahl N in Schritten von 500 oder 1000 1/min variiert. Der maximale BMEP wird durch die stationäre Vollastlinie begrenzt. Abbildung 26 zeigt die Kennfeld-Rasterung eines Ottomotors mit Abgasturboaufladung, wobei die Emissionskomponente Kohlenmonoxid (CO) des Motors dargestellt ist.

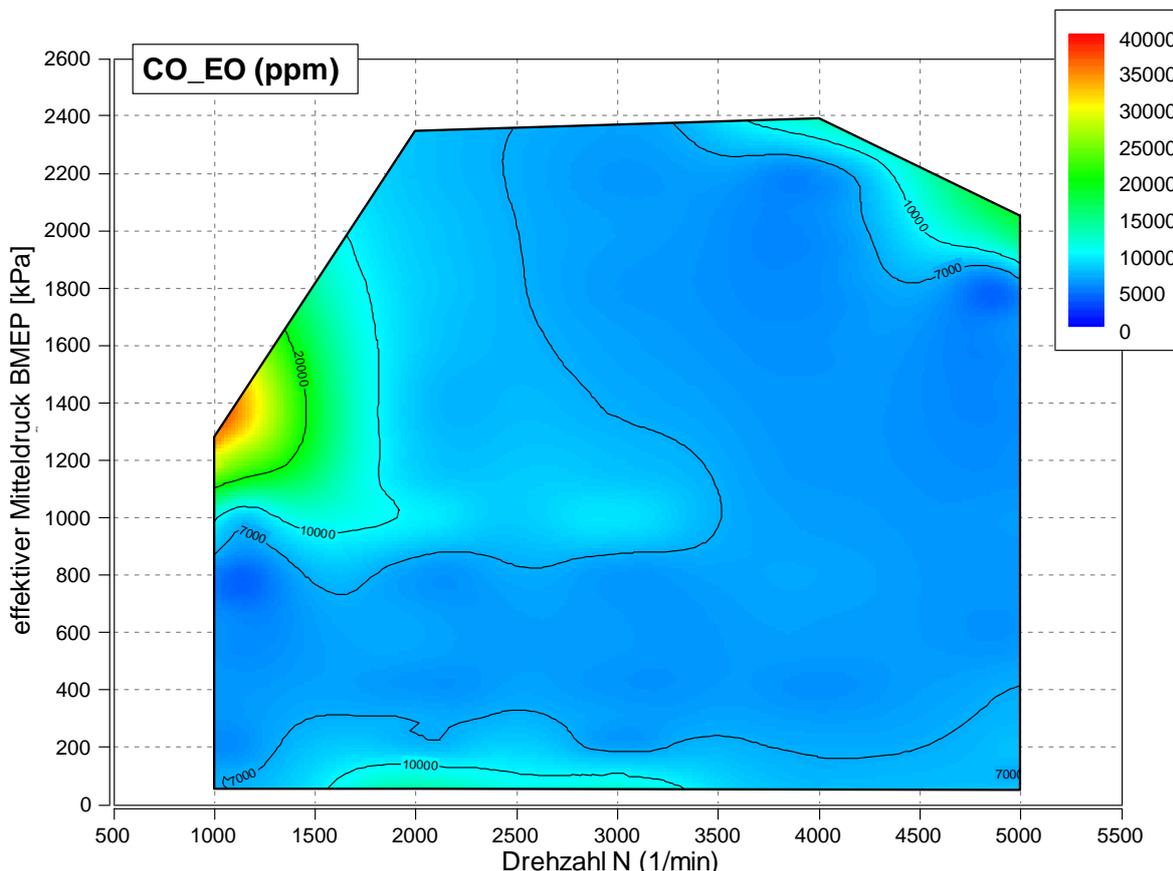


Abbildung 26: Kennfeld-Rasterung, Parameter CO Emissionen

Des Weiteren sind Daten von Variationen der verschiedenen Parameter wie Steuerzeiten der Nockenwellen, Einspritzzeitpunkt, Einspritzdruck oder Zündzeitpunkt in diskreten Betriebspunkten des Motors vorhanden. Gleiche Betriebspunkte zwischen den verschiedenen Motoren beschränken sich deshalb meist auf wenige Betriebspunkte.

6 Beurteilung Verbrennung

Die Bewertung der verschiedenen Motoren hinsichtlich der Auswirkung der Ladungsbewegung auf die ottomotorische Verbrennung ist aufgrund der vielen unterschiedlichen Einflüsse sehr schwierig. Der Idealfall für eine gute Korrelation wäre ein Motor mit variierender Kanalgeometrie. Dies ändert zwar nichts an einer „Blackbox“ Betrachtungsweise, die Korrelation würde sich aber aufgrund der gleichen Randbedingungen einfacher gestalten. Diese Möglichkeit bestand für diese Arbeit nicht, weshalb sich die Frage stellte, ob Informationen durch die Analyse der bestehenden Daten aus Kundenprojekten gewonnen werden könnten.

In den weiteren Unterkapiteln werden die verschiedenen Einflüsse aufgezählt, Annahmen werden für die Bewertung getroffen, die Bewertung wird an sich durchgeführt und schließlich das Ergebnis vorgestellt.

Die Beurteilung der Verbrennung bezieht sich auf die vorgestellten Kriterien und vernachlässigten Einflussfaktoren und kann somit als „vereinfacht“ angesehen werden.

6.1 Einflussfaktoren

6.1.1 Geometrische Einflüsse

Die Motoren wurden im ersten Schritt aufgrund ihres Ladungsbewegungsniveaus in eine Gruppe von frei-ansaugenden und eine Gruppe von aufgeladenen Motoren unterteilt. Bei erster Betrachtung der nachfolgenden Bewertungskriterien bestand grundsätzlich eine sehr schlechte Korrelation zwischen den verwendeten Auslegungs-Kennwerten und den Verbrennungsergebnissen. Im ersten Schritt erfolgte deshalb zunächst eine Trennung nach dem Hub-Bohrungs-Verhältnis. Im zweiten Schritt wurde eine Trennung nach dem Zylinderhubvolumen durchgeführt. Die Aufteilung der Motoren in die verschiedenen Gruppen ist in Abbildung 27 gezeigt.

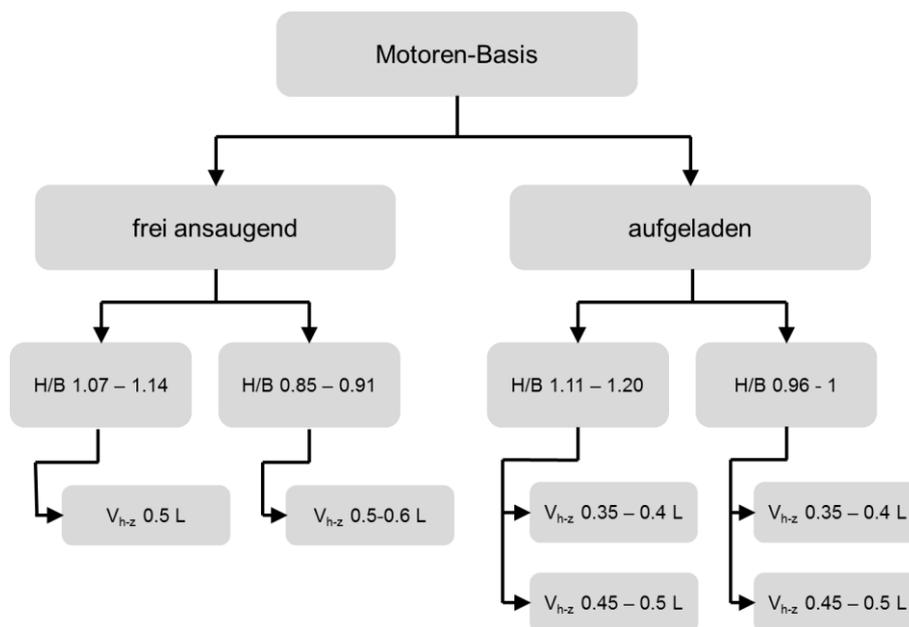


Abbildung 27: Gruppierung der Vergleichsmotoren

Weitere geometrische Einflüsse, die unter den verschiedenen Motoren unterschiedlich die Ladungsbewegung beeinflussen, sind natürlich weiterhin vorhanden. Während der Einlasskanal in Kombination mit Ventilen und Brennraum die Zylinderinnenströmung während dem Einlassvorgang maßgeblich beeinflusst, spielt die Geometrie des Kolbens bei der Schaffung von guten Zünd- und Verbrennungsbedingungen eine wichtige Rolle. Wenn die Strömung auf den Kolbenboden auftrifft, ist dessen Geometrie für die Erhaltung der Tumble-Strömung von Bedeutung. Bei der Kompression der Zylinderladung hat der Kolben eine wichtige Rolle um ein Strömungsfeld zu schaffen, das eine gute Zündung und Verbrennung gewährleistet. Der Kolben wandelt im eigentlichen Sinn die erzeugte, gerichtete Einlassströmung in die benötigten Strömungsstrukturen und Turbulenz um. In Abbildungen 28 und 29 sind CFD-Simulationsergebnisse von einem Motor zu einem Zeitpunkt von 5°KW vor Z-OT ersichtlich. Bei der Betrachtung wird schnell klar, dass unterschiedliche Kolbengeometrien zu unterschiedlichen Zünd- und Verbrennungsbedingungen führen können.

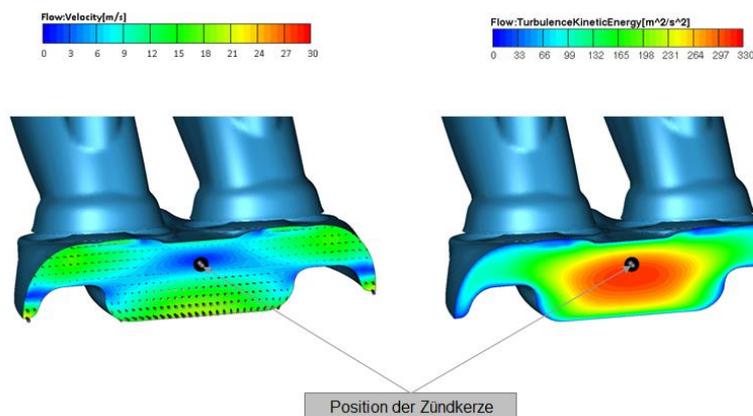


Abbildung 28: CFD-Simulationsergebnis; mittlere Geschwindigkeitsverteilung und turbulente kinetische Energie; 5°KW vor OT

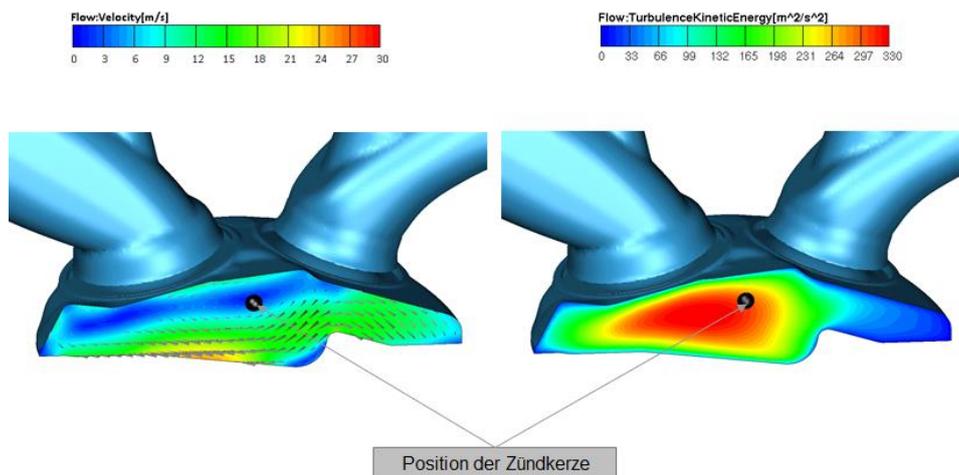


Abbildung 29: CFD-Simulationsergebnis; mittlere Geschwindigkeitsverteilung und turbulente kinetische Energie; 5°KW vor OT

Diesen Einfluss unter den verschiedenen Motoren zu quantifizieren ist nicht Teil dieser Arbeit und es wird deshalb ausdrücklich darauf hingewiesen, dass dieser Einfluss nicht berücksichtigt wird.

6.1.2 Einfluss der Steuerzeiten

Einen wesentlichen Einfluss auf die Verbrennung haben die Steuerzeiten eines Motors. So kann der Restgasgehalt über den Auslassschluss und den Einlassbeginn beeinflusst werden und damit Zündverzug, Brenndauer und -stabilität. Der Restgasgehalt hängt jedoch auch von anderen, hier nicht beschriebenen Einflussfaktoren ab (Spülung, Abgasgedruck, etc...).

Neben der Beeinflussung des Restgasgehalts über die Steuerzeiten, nimmt auch der Zeitpunkt des Öffnens des Einlassventils Einfluss auf die Ladungsbewegung.

Die Auswirkung von unterschiedlichen Steuerzeiten auf die Verbrennung, sei am Beispiel von Motor 5 gezeigt. In Abbildung 30 sind Verbrennungsparameter in einem Betriebspunkt bei einer Drehzahl von 2000 min^{-1} und 2 bar effektiven Mitteldruck gezeigt. 360°KW bezieht sich auf den Gaswechsel-OT.

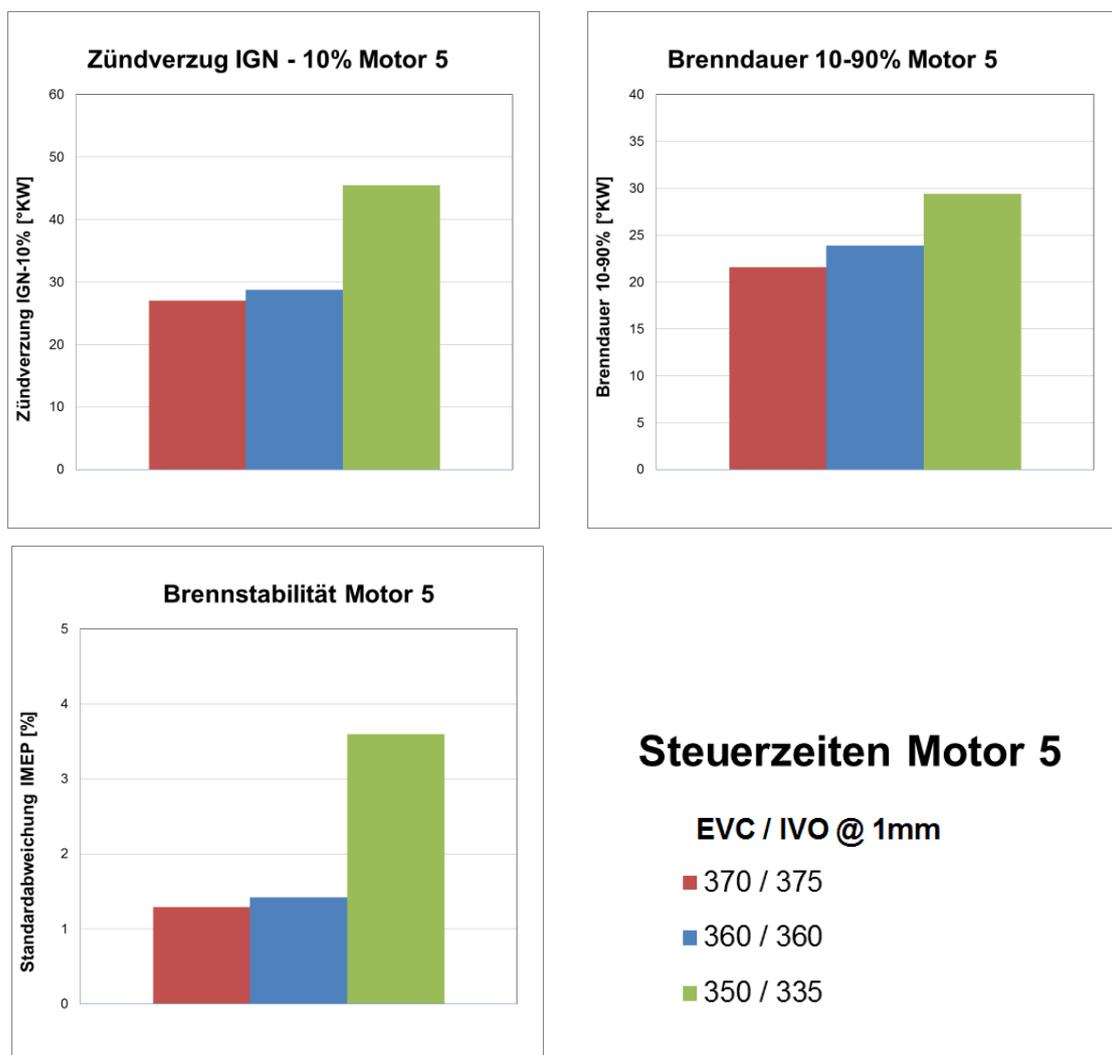


Abbildung 30: Einfluss der Steuerzeiten auf die Verbrennung

Aus diesem Grund wurden die Motoren innerhalb einer „Gruppe“ mit dem Kriterium der ähnlichen Steuerzeit verglichen. Aufgrund unterschiedlicher Steuerzeiten-Strategien beschränkte sich die Auswahl der Betriebspunkte im stationären Kennfeld stark.

6.1.3 Einfluss der Einspritzung

Der Einfluss der Einspritzung wurde bei der Verbrennungs-Bewertung der Motoren nicht berücksichtigt.

6.2 Motordaten

Abbildung 31 zeigt die Trennung der verschiedenen Motoren anhand der geometrischen Einflussfaktoren.

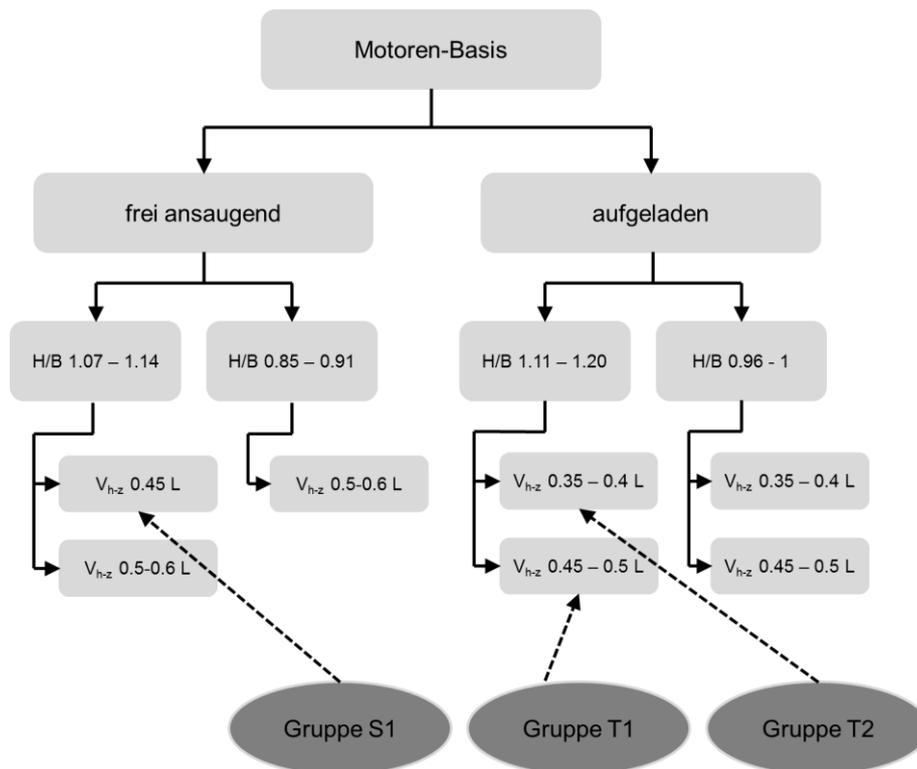


Abbildung 31: Aufteilung der Motoren gemäß den geometrischen Einflussfaktoren

In den folgenden Tabellen auf der nächsten Seite sind einige Daten der Vergleichsmotoren der verschiedenen Gruppen aufgelistet.

	Motor 1	Motor 2	Motor 3
Zylinderhubvolumen [ccm]	500	500	450
Hub-Bohrungs-Verhältnis	1.12	1.19	1.16
Verdichtung	9.6 : 1	10 : 1	9.5 : 1
Ventilwinkel Einlass [°]	15	15	15
Ventildurchmesser Einlass [mm]	30.7	31.1	27.5
Einspritzung	DI	DI	DI
max. Drehmoment	370Nm @ 1500rpm	380Nm @ 1800rpm	316Nm @ 1500rpm
max. Leistung	170 kW @ 4500rpm	206kW @ 6000rpm	152kW @ 4600rpm

Tabelle 1: Motor-Daten Gruppe T1

	Motor 4	Motor 5
Zylinderhubvolumen [ccm]	400	350
Hub-Bohrungs-Verhältnis	1.11	1.12
Verdichtung	9.7 : 1	10 : 1
Ventilwinkel Einlass [°]	15	15
Ventildurchmesser Einlass [mm]	28.8	26.9
Einspritzung	DI	DI
max. Drehmoment	295Nm @ 1750 rpm	234 Nm @ 2000rpm
max. Leistung	131kW @ 5000rpm	111kW @ 5500rpm

Tabelle 2: Motor-Daten Gruppe T2

	Motor 6	Motor 7
Zylinderhubvolumen [ccm]	450	450
Hub-Bohrungs-Verhältnis	1.10	1.10
Verdichtung	12.5 : 1	12.5 : 1
Ventilwinkel Einlass [°]	15	15
Ventildurchmesser Einlass [mm]	30.7	30.7
Einspritzung	DI	DI
max. Drehmoment	165Nm @ 4500rpm	165Nm @ 4500rpm
max. Leistung	100kW @ 5500rpm	100kW @ 5500rpm

Tabelle 3: Motor-Daten Gruppe S1

6.3 Bewertungskriterien

Unter Berücksichtigung der vorher genannten Einflussfaktoren bzw. Vernachlässigung aller anderen Einflussfaktoren wurden für die Bewertung folgende Kriterien gewählt.

6.3.1 Zündverzug

Als Zündverzug ist der Bereich in °KW definiert, der zwischen Zündzeitpunkt und der Umsetzung von 5 bzw. 10% der Brennstoffmasse vergeht. Allgemein sei angemerkt, dass alle Brennstoffmasse-Umsatzpunkte aus dem Heizverlauf des Motors berechnet sind.

6.3.2 Brenndauer

Als Brenndauer wird der Bereich in °KW definiert, der zwischen dem 5 bzw. 10% und 90%-Brennstoffmasse-Umsatzpunkt liegt.

Um den Einfluss einer größeren Bohrung zu berücksichtigen, wurde stark vereinfacht eine mittlere Flammenfrontgeschwindigkeit berechnet. Diese setzt sich aus der Zeit, die vergeht zwischen den Umsatzpunkten 5 bzw. 10% und 90%, und dem Radius der Bohrung zusammen. Da die letzte Iterationsschleife der Verbrennungs-Bewertung auch das Zylinderhubvolumen separiert, besteht ein sehr geringer Unterschied zwischen dem Vergleich der Brenndauer in [°KW] und mittlere Flammengeschwindigkeit in [m/s] innerhalb einer Gruppe. Sie berechnet sich wie folgt:

$$v_{flamme} = \frac{D}{2} \cdot \frac{n}{60} \cdot \frac{360}{Brenndauer} \left[\frac{m}{s} \right] \quad (36)$$

6.3.3 Standardabweichung des indizierten Mitteldrucks

Die Standardabweichung des indizierten Mitteldrucks (angegeben als Prozentsatz des indizierten Mitteldrucks) wurde als Maß für die Brennstabilität, als Kriterium zur Bewertung gewählt.

6.4 Interpretation der Motorprüfstands-Ergebnisse

Die Darstellung der Motorprüfstands-Ergebnisse erfolgt in Lastschnitten, Einlass-Steuerzeit-Variation und Vollastlinien. Der Lastbereich wird durch den effektiven Mitteldruck (BMEP) ausgedrückt. Die Zeitpunkte von Auslassschluss und Einlassbeginn sind bei jedem Betriebspunkt einem Kurbelwinkel zugeordnet. 360° bezieht sich auf den Gaswechsel-OT. Die Brennschwerpunktlage (MFB=50%) ist ebenfalls bei jedem Betriebspunkt einem Kurbelwinkel zugeordnet, wobei 0° sich auf den Z-OT bezieht. Dies ist für alle Gruppen gültig.

6.4.1 Gruppe T1

Vergleichbare Betriebspunkte in der Gruppe der langhubigen Turbo-Motoren mit einem Zylinderhubvolumen zwischen 0.45 bis 0.5 Liter beschränkte sich, aufgrund der unterschiedlichen Steuerzeiten-Strategie, auf höhere Lasten im Drehzahlbereich von 2000, 3000 und 4000 min^{-1} . Deshalb sind die Daten jeweils als Lastschnitte in diesen Drehzahlen dargestellt. In Abbildung 32 und 33 sind die Ergebnisse des Lastschnittes bei einer Drehzahl von 2000 min^{-1} ersichtlich. Die weiteren Lastschnitte bei 3000 und 4000 min^{-1} sind im Anhang A in den Abbildungen 86 bis 89 abgebildet. In Abbildung 32 sind die Bewertungskriterien aufgetragen und in Abbildung 33 sind Steuerzeiten, Brennschwerpunkt-Lage MFB=50%, Verbrennungsluft-Verhältnis λ und die Emissionskomponenten CO und NO_x zu sehen.

Lastschnitt @ 2000rpm

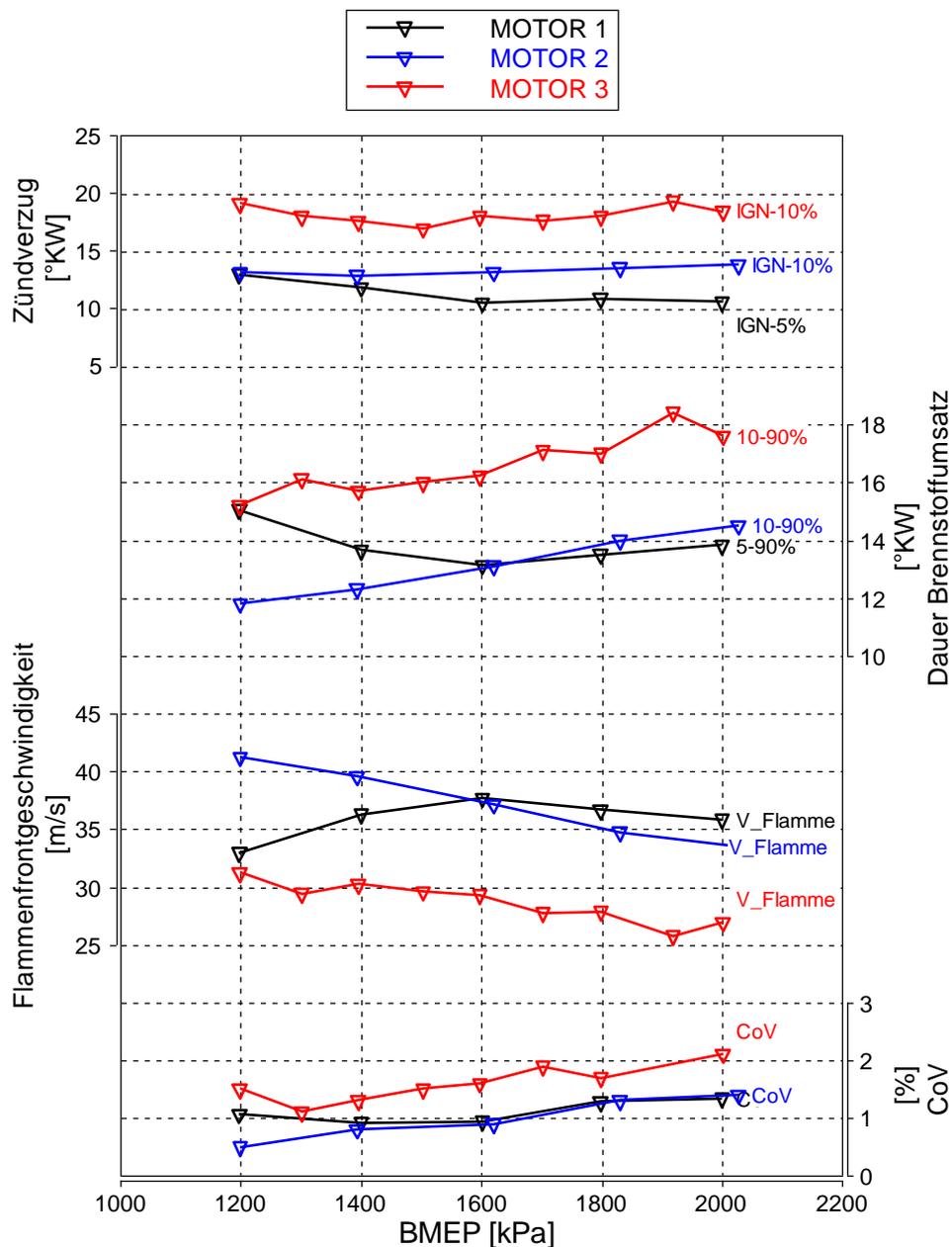


Abbildung 32: Motorprüfstands-Ergebnisse, Lastschnitt bei 2000 min^{-1} , Gruppe T1

Lastschnitt @ 2000rpm

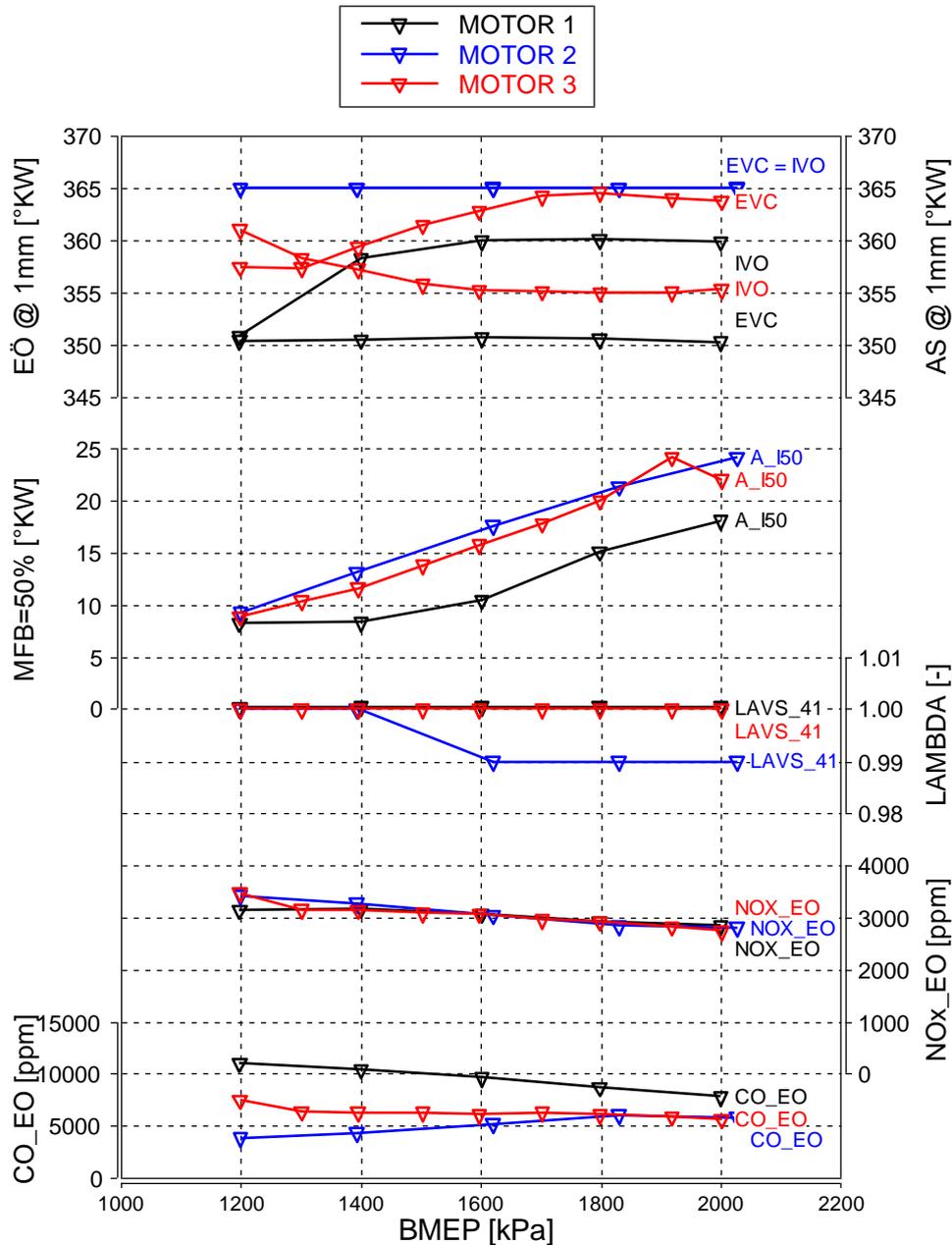


Abbildung 33: Motorprüfstands-Ergebnisse, Lastschnitt bei 2000 min⁻¹, Gruppe T1

Im Lastschnitt bei 2000 min⁻¹ weisen Motor 1 und 2 eine ähnliche Dauer des Zündverzuges sowie Dauer des Brennstoffumsatzes auf. Motor 3 besitzt einen längeren Zündverzug und eine langsamere Verbrennung und hat einen klaren Abstand zu den Verbrennungsergebnissen von Motor 1 und 2. In der Brennstabiltät zeigen Motor 1 und 2 ähnliche Ergebnisse. Motor 3 hat über den gesamten hier gezeigten Lastschnitt eine niedrigere Stabilität.

Der Lastschnitt für die Drehzahl von 3000 min^{-1} (Abbildung 86 und 87 im Anhang A) zeigt die Ergebnisse für die effektiven Mitteldrücke zwischen 12 und 20 bar. Wiederrum zeigen die Motorprüfstands-Daten einen verkürzten Zündverzug und eine schnellere Verbrennung von Motor 1 und 2. Motor 3 hat wie im Lastschnitt bei 2000 min^{-1} einen deutlichen Abstand im Zündverzug und der Brenndauer. In der Brennstabilität sind, bis auf einen Ausreißer von Motor 3 bei einem effektiven Mitteldruck von 17 bar, geringe Unterschiede erkennbar. Motor 1 hat hier die höchste Stabilität, gefolgt von Motor 2 und schließlich Motor 3.

Für den Lastschnitt von 4000 min^{-1} (Abbildung 88 und 89 im Anhang A) sind nur Daten von Motor 1 und Motor 3 vorhanden. Motor 1 hat wiederum einen kürzeren Zündverzug und eine schnellere Verbrennung sowie eine geringfügig bessere Stabilität. Die Unterschiede in den Verbrennungsergebnisse sind nicht mehr so deutlich vorhanden wie in den Lastschnitten bei 2000 und 3000 min^{-1} .

In den für diese Arbeit zur Verfügung stehenden Motorprüfstands-Daten und unter dem Kriterium der Vergleichbarkeit ergab sich für diese Gruppe folgendes Bild. Motor 1 und 2 weisen die besseren Verbrennungsergebnisse auf. Ein klares Ergebnis zeigt Motor 3, der einen längeren Zündverzug, eine langsamerer Verbrennung sowie eine niedrigere Brennstabilität im Vergleich zu Motor 1 und 2 besitzt.

Obwohl der Einfluss der Einspritzung nicht berücksichtigt wurde, sei festgestellt, dass Motor 1 eine zentrale Injektor-Lage besitzt, im Gegensatz dazu haben Motor 2 und 3 eine seitliche Injektor-Lage.

Es wird noch einmal ausdrücklich darauf aufmerksam gemacht, dass sich die Bewertung auf die vorgestellten Bewertungskriterien und unter Vernachlässigung der nicht berücksichtigten Einflussfaktoren sowie den hier gezeigten Ergebnissen bezieht. Es kann somit, mit den für diese Arbeit zur Verfügung stehenden Mitteln, nicht auf die Verbrennungsergebnisse in anderen Bereichen des Kennfeldes bzw. auf ein Verhalten bei Variation von verschiedenen Parametern wie Steuerzeiten, Zündzeitpunkt, etc. geschlossen werden. Dies ist für die Bewertung von allen hier aufgeführten Motorengruppen gültig.

6.4.2 Gruppe T2

Für diese Gruppe bestand, aufgrund der ähnlichen Steuerzeiten-Strategie, eine große Anzahl an vergleichbaren Motorprüfstands-Daten. Motor 4 und 5 werden in Lastschnitten bei Drehzahlen von 1000, 2000, 3000, 4000 und 5000 min^{-1} im gesamten Lastbereich verglichen. Zusätzlich sind Variationen der Steuerzeiten bei den Betriebspunkten von 2000 min^{-1} / 2 bar, 2000 min^{-1} / 4 bar und 4000 min^{-1} / 6 bar vorhanden. Dies erlaubt im Gegensatz zur vorherigen Motorgruppe eine Bewertung der Kriterien in einem großen Kennfeldbereich.

Abbildungen 34 und 35 zeigen den Lastschnitt bei einer Drehzahl von 2000 min^{-1} , Abbildungen 36 die Variation der Einlass-Steuerzeit bei 2000 min^{-1} / 2 bar. Die restlichen Lastschnitte bzw. Einlass-Steuerzeit-Variationen sind im Anhang B ersichtlich.

Lastschnitt @ 2000rpm

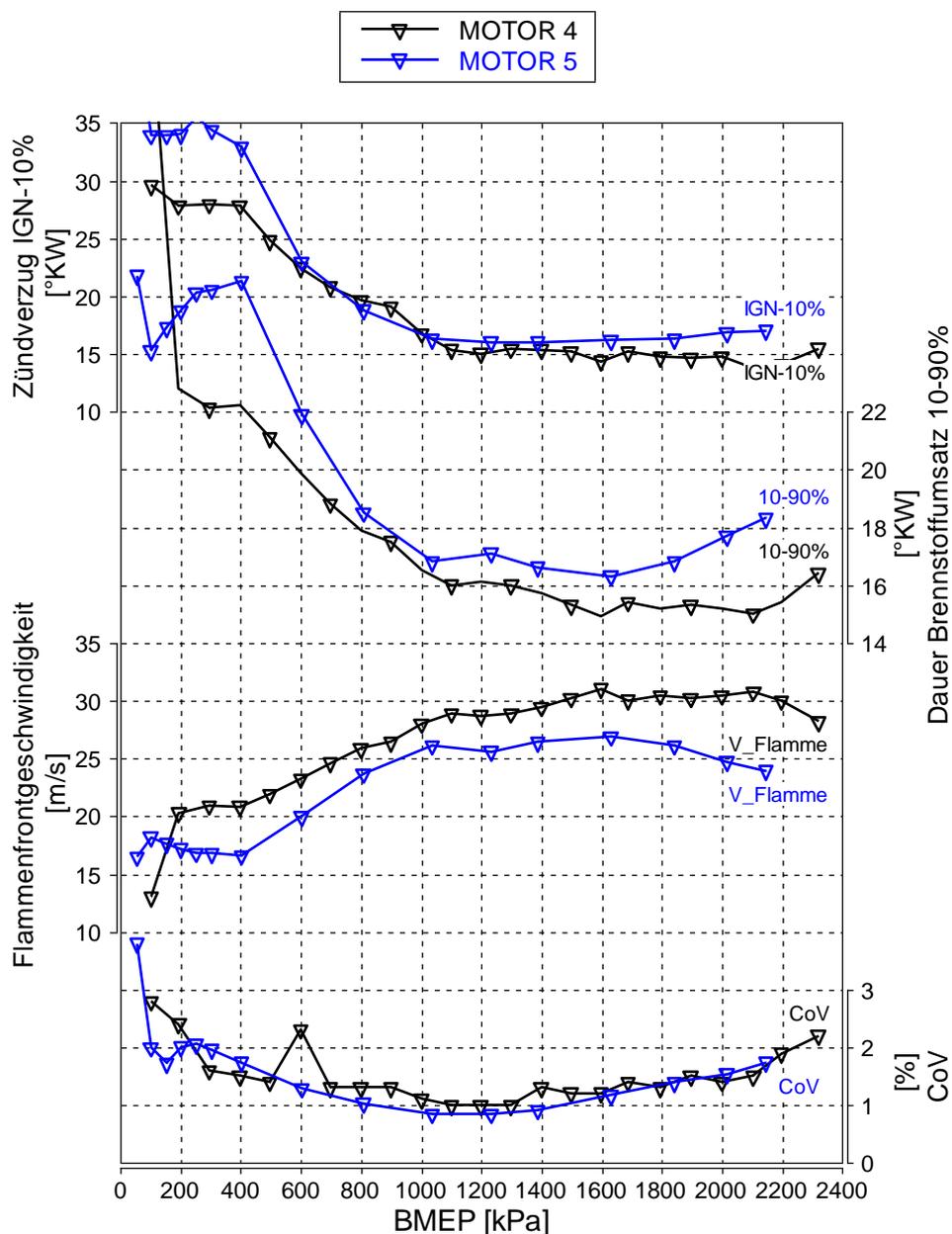


Abbildung 34: Motorprüfstands-Ergebnisse, Lastschnitt bei 2000 min^{-1} , Gruppe T2

Lastschnitt @ 2000rpm

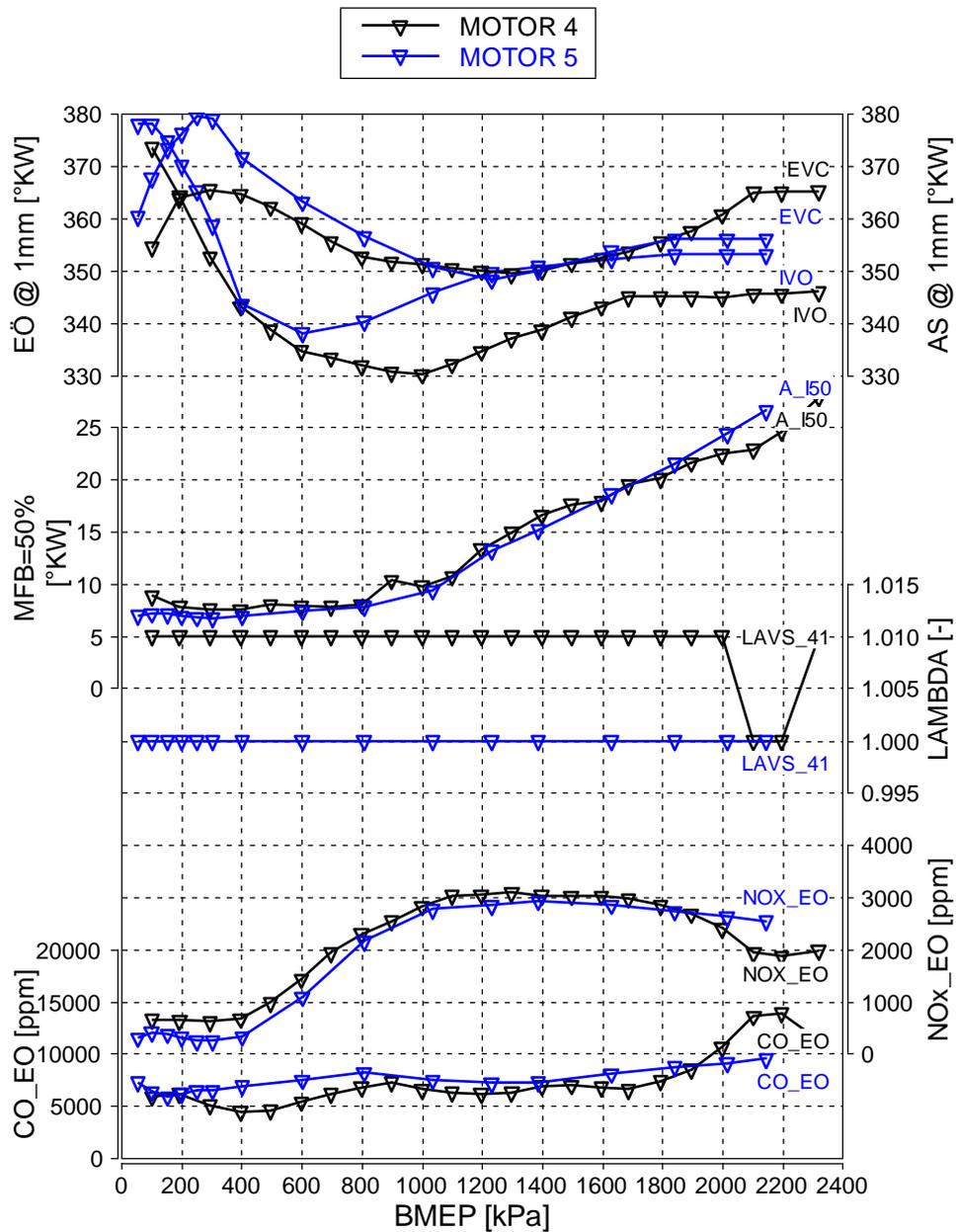


Abbildung 35: Motorprüfstands-Ergebnisse, Lastschnitt bei 2000 min⁻¹, Gruppe T2

Einlasssteuerzeiten-Variation @ 2000rpm / 2 bar

AS @ 1mm = 0°KW bezüglich Ladungswechsel-OT
 Ventilüberschneidung [°KW] = AS@1mm [°KW] - EÖ@1mm [°KW]

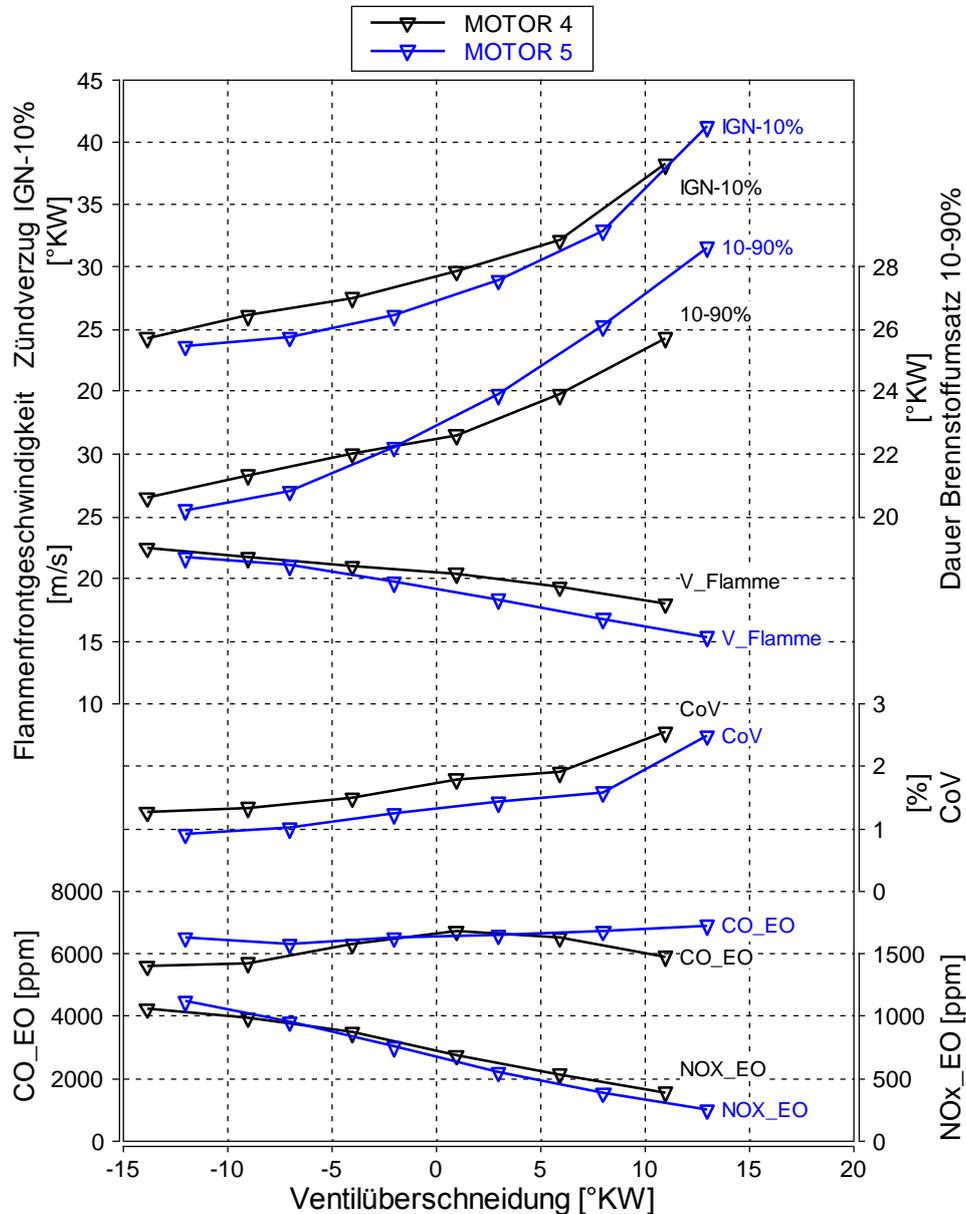


Abbildung 36: Motorprüfstands-Ergebnisse, Einlass-Steuerzeiten-Variation bei 2000 min^{-1} / 2 bar, Gruppe T2

Motor 4 und Motor 5 weisen über den ganzen Kennfeldbereich sowie der Steuerzeit-Variation einen ähnlichen Zündverzug auf. Der Kurbelwinkelbereich, den die Brenndauer erfasst, ist ebenfalls als ähnlich zu bewerten, eventuell besitzt Motor 4 eine geringfügig schnellere Verbrennung im Gegensatz zu Motor 5. Die Brennstabilität ist bei Motor 5 besser zu bewerten als bei Motor 4.

6.4.3 Gruppe S1

Gruppe 3 stellt einen Idealfall für eine Korrelation zwischen Ladungsbewegung und Verbrennung dar. Es handelt sich bei Motor 6 und 7 um denselben Grundmotor, lediglich die Kanalgeometrie ist unterschiedlich. In Motor 6 wurde die erste Kanalgeometrie verwendet, wobei diese Konfiguration schlechte Verbrennungsergebnisse lieferte. Aus diesem Grund wurde von der Firma AVL eine neue Kanalgeometrie entwickelt, die in Motor 7 verwendet wurde. Zündung und Verbrennung verbesserte sich durch die Änderung der Kanalgeometrie maßgeblich. Das Ergebnis der stationär ermittelten Vollastlinie der beiden Motoren ist in Abbildung 42 dargestellt. Der Zündverzug konnte in einem weiten Drehzahlbereich fast um die Hälfte reduziert werden. Ebenso die Verbrennung, die sich um durchschnittlich 5 °KW verkürzte. Die Brennstabilität der beiden Motoren ist ähnlich zu bewerten.

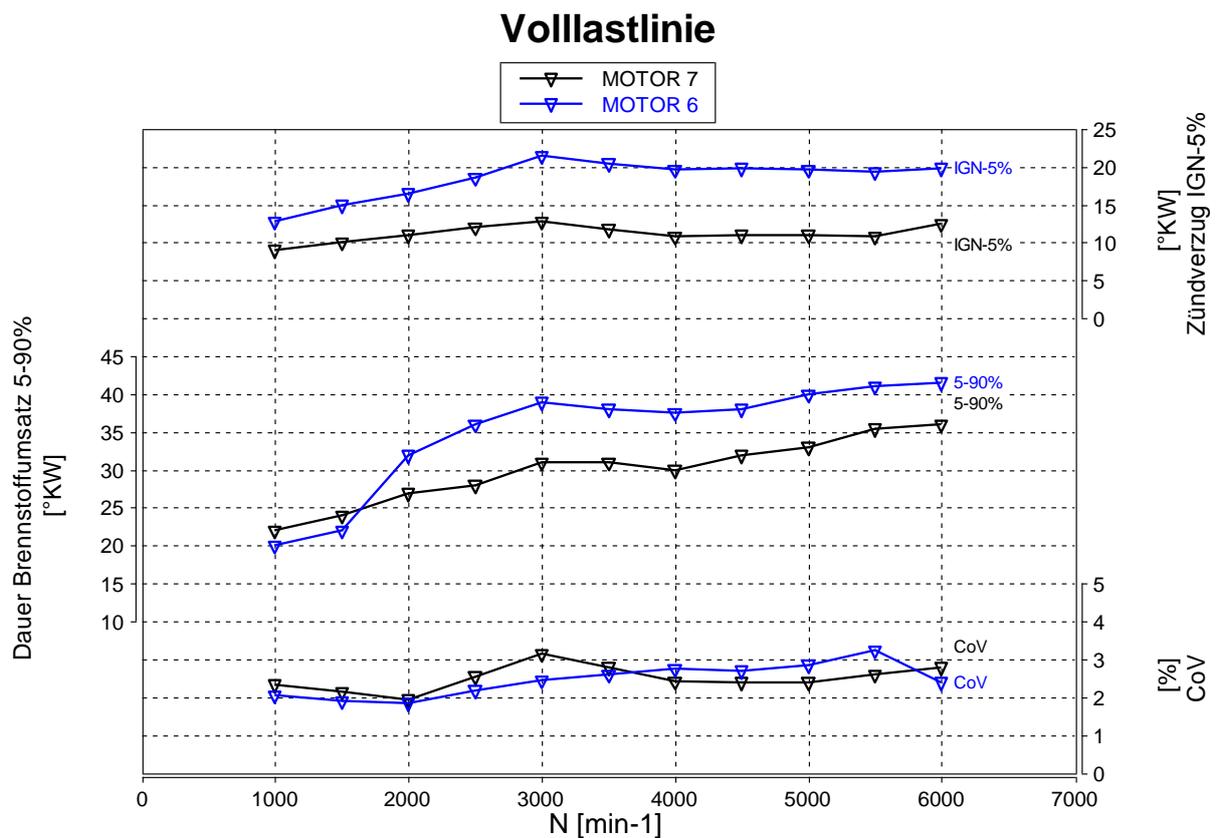


Abbildung 37: Motorprüfstands-Ergebnisse, Vollast, Gruppe S1

Die Daten wurden nicht von der Firma AVL generiert, weshalb sich relevante Daten für die Korrelation auf diese Vollastlinie beschränken. Weitere Messdaten zu dieser Messung sind leider nicht vorhanden.

Das Ergebnis ist in dieser Gruppe eindeutig mit einem kürzeren Zündverzug und kürzere Brenndauer des Motors 7 zu bewerten.

6.5 Bewertungsergebnis

Anhand der Interpretation der Motorprüfstands-Ergebnisse im vorherigen Unterkapitel wurde eine subjektive Bewertung der unterschiedlichen Motoren durchgeführt. Dies bezieht sich, wie bereits erwähnt, auf die hier gezeigten Ergebnisse und Bewertungskriterien sowie die berücksichtigten bzw. vernachlässigten Einflussfaktoren.

Für Gruppe T1 ergab sich somit folgendes (subjektives) Bewertungsergebnis:

Rang	Motor
1	Motor 1
1	Motor 2
3	Motor 3

Tabelle 4: Bewertung Gruppe T1

Für Gruppe T2 ergab sich:

Rang	Motor
1	Motor 4
1	Motor 5

Tabelle 5: Bewertung Gruppe T2

Und für Gruppe S1 konnte folgendes festgestellt werden:

Rang	Motor
1	Motor 7
2	Motor 6

Tabelle 6: Bewertung Gruppe S1

7 Abgleich Bewertung mit aktuellen Kennzahlen

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der Verbrennungs-Bewertung mit den Ergebnissen des stationären Strömungsprüfstandes unter Verwendung der aktuellen Auslegungs-Kennzahlen abgeglichen. Jede Motorengruppe wird in einem Unterkapitel gesondert betrachtet, wobei jeweils der Verlauf des Tumble- sowie Omega-Tumble-Kennwerts enthalten ist. Die gemittelten Tumble- bzw. Omega-Tumble-Kennzahlen sind tabellarisch im ersten Unterkapitel aufgelistet.

7.1 Abgleich

Tabellen 7-9 zeigen die Erweiterung der Bewertung der Motorprüfstands-Ergebnisse mit den gemittelten Tumble- sowie Omega-Tumble-Kennzahlen.

Für Gruppe T1:

Rang	Motor	T_m	$\Omega-T_m$
1	Motor 1	1.4	2.6
1	Motor 2	1.7	2.6
3	Motor 3	2	1.5

Tabelle 7: Abgleich Gruppe T1

Für Gruppe T2:

Rang	Motor	T_m	$\Omega-T_m$
1	Motor 4	1.5	2.1
1	Motor 5	1.8	1.9

Tabelle 8: Abgleich Gruppe T2

Für Gruppe S1:

Rang	Motor	T_m	$\Omega-T_m$
1	Motor 7	0.95	2.9
2	Motor 6	0.7	2.7

Tabelle 9: Abgleich Gruppe S1

7.2 Gruppe T1

Bei Betrachtung der Ergebnisse des stationären Strömungsprüfstandes ergab sich ein interessantes Bild. Motor 1 und 2 mit den besser bewerteten Verbrennungsergebnissen besitzen nicht die höchsten Tumble-Zahlen mit 1.4 bzw. 1.7, aber gleichzeitig die höchsten gemittelten Omega-Tumble-Zahlen von 2.6. Motor 3 mit den schlechter bewerteten Verbrennungsergebnissen besitzt die höchste mittlere Tumble-Zahl von 2 und die niedrigste mittlere Omega-Tumble-Zahl von 1.5. Durch diese Gegenüberstellung der Verbrennungsergebnissen in den betrachteten Betriebspunkten mit den Strömungsergebnissen, ermittelt am stationären Strömungsprüfstand, bestand eine geringe Korrelation, wonach eine hohe Tumble-Zahl (und eine niedrige Omega-Tumble-Zahl) zu guten Verbrennungsergebnissen führt.

In Abbildungen 38 und 39 sind die Strömungsergebnisse für den Tumble- sowie den Omega-Tumble-Kennwert über das dimensionslose Ventilhub-Ventildurchmesser-Verhältnis h_v/d_v dargestellt.

Bei Motor 1 handelt es sich um die Strömungsergebnisse eines Zylinderkopfes, bei Motor 2 und 3 jeweils um die Ergebnisse einer Flowbox. Unterschiede zwischen gemessenen Zylinderköpfen und Flowboxen sind aufgrund von Fertigungstoleranzen und Oberflächengüte vorhanden. Diese Unterschiede zu quantifizieren ist nicht Aufgabe dieser Arbeit, wobei Abweichungen in der Regel klein gegenüber den gemessenen Absolut-Werten sind. Die Strömungsergebnisse werden deshalb als „gleichwertig“ betrachtet. Diese Annahme ist für die Auswertung der Strömungsergebnisse aller Gruppen gültig.

Alle gemittelten Tumble-Zahlen wurden mit derselben Referenz-Ventilhubkurve ermittelt, das wiederum für alle Strömungsergebnisse aller Gruppen gültig ist.

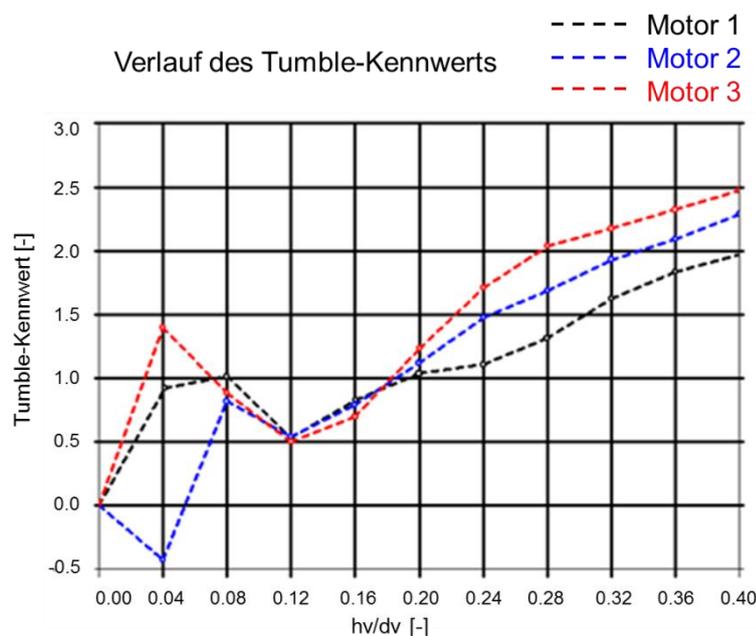


Abbildung 38: Verlauf des Tumble-Kennwerts, Gruppe T1

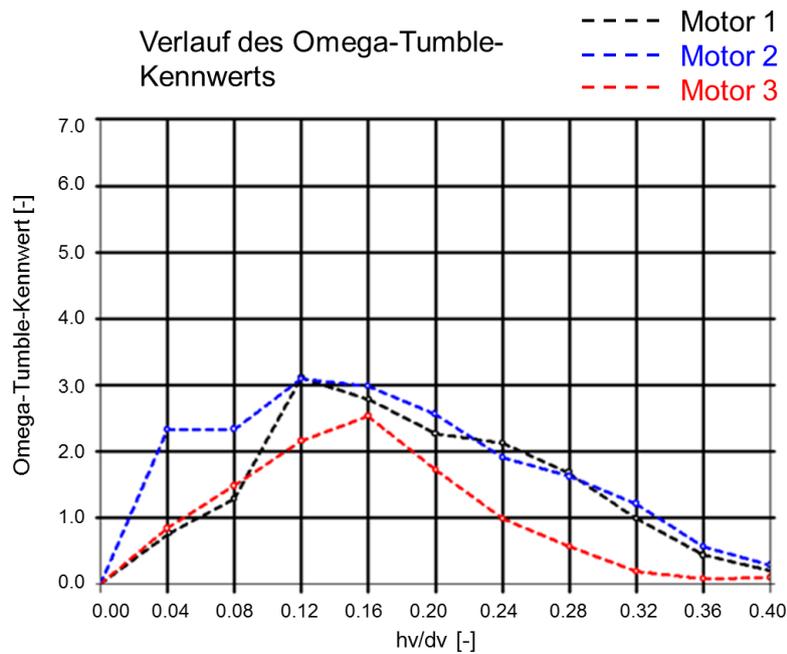


Abbildung 39: Verlauf des Omega-Tumble-Kennwerts, Gruppe T1

7.3 Gruppe T2

Wie bereits erwähnt sind in dieser Gruppe die Verbrennungsergebnisse auf einem ähnlichen Niveau und als gleichwertig bewertet. Die Strömungsergebnisse ergeben eine mittlere Tumble-Zahl von 1.5 für Motor 4 und 1.8 für Motor 5. Die Omega-Tumble-Zahlen sind in etwa gleich, mit einem Wert von rund 2. Die Verläufe der beiden Kennwerte sind Abbildung 40 und 41 ersichtlich.

Motor 5 mit seiner höheren Tumble-Zahl verfügt über keine bessere Verbrennung (anhand den Bewertungskriterien).

Hier wurden die Strömungsergebnisse von Motor 4 an einem Zylinderkopf und von Motor 5 an einer Flowbox ermittelt.

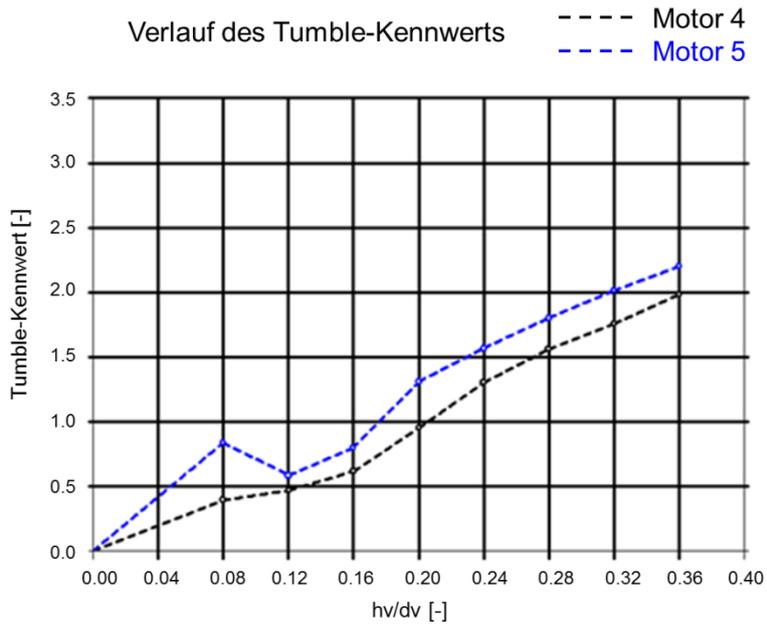


Abbildung 40: Verlauf des Tumble-Kennwerts, Gruppe T2

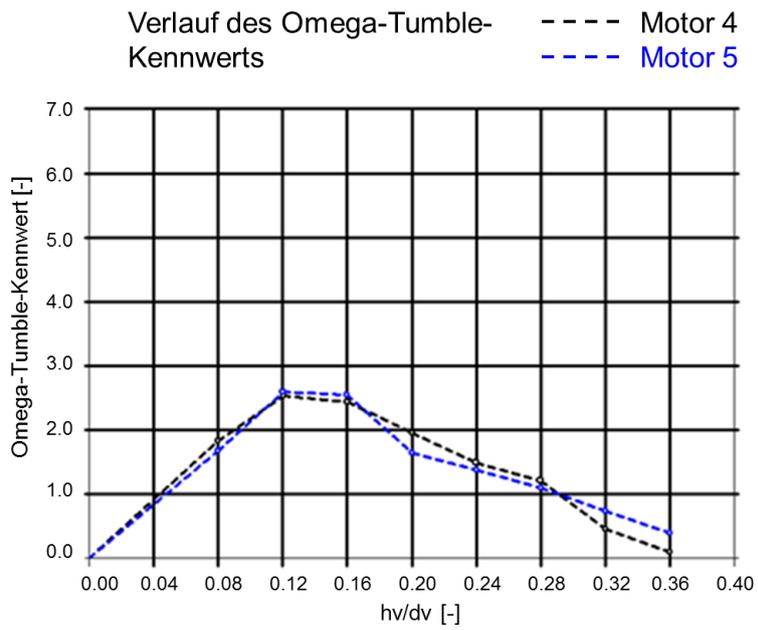


Abbildung 41: Verlauf des Omega-Tumble-Kennwerts, Gruppe T2

7.4 Gruppe S1

In den Abbildungen 42 und 43 sind wieder die Strömungsergebnisse von Tumble und Omega-Tumble ersichtlich. Motor 7, mit den besser bewerteten Verbrennungsergebnissen, besitzt eine Tumble-Zahl von rund 1. Motor 6, mit den schlechteren Ergebnissen, hat einen Tumble-Zahl von 0.7. Die Omega-Tumble-Zahlen sind für beide Einlasskanäle nahezu identisch mit einem Wert von rund 2.8.

Das Bild, dass eine höhere Tumble-Zahl eine bessere Verbrennung bewirkt, bestätigt sich zwischen diesen beiden Motoren.

Die Strömungsergebnisse aus beiden Motoren stammen jeweils von einem Zylinderkopf.

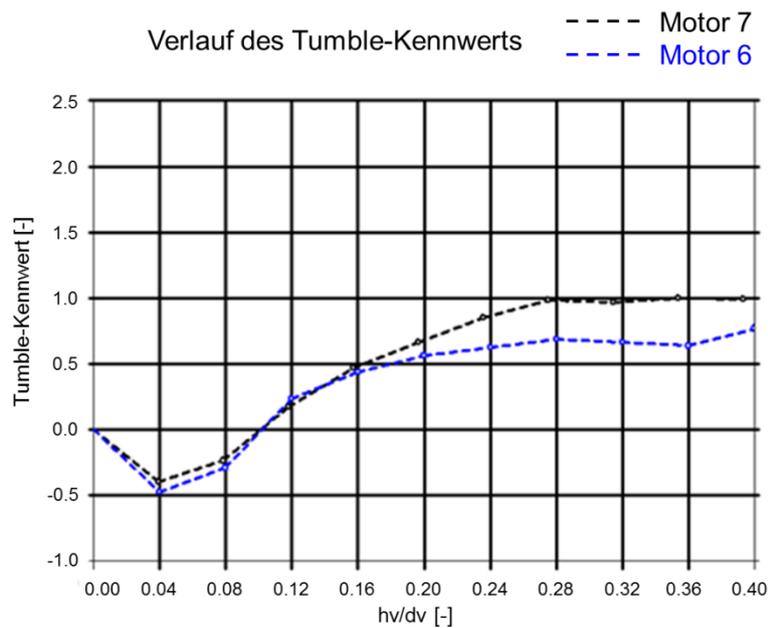


Abbildung 42: Verlauf des Tumble-Kennwerts, Gruppe S1

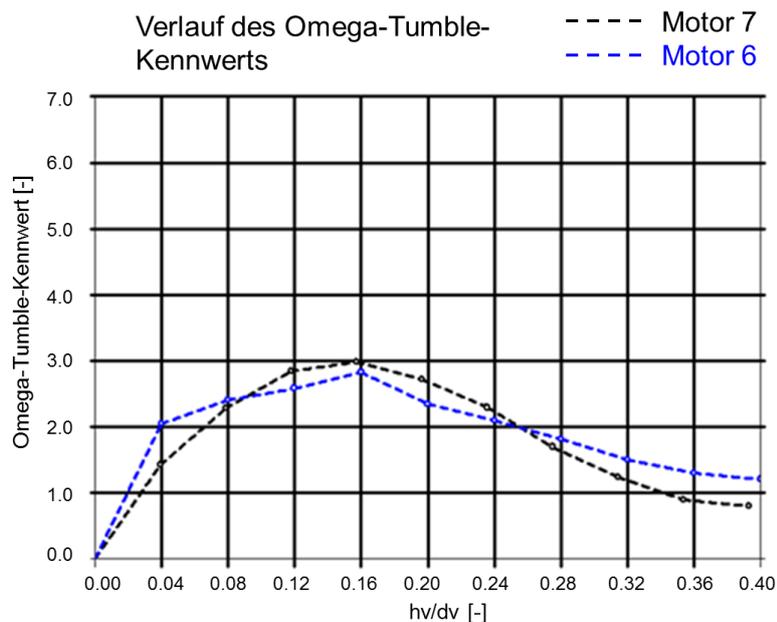


Abbildung 43: Verlauf des Omega-Tumble-Kennwerts, Gruppe S1

8 Bestimmung von Kenngrößen

8.1 Allgemein

Zu Beginn dieses Kapitels wird die Herangehensweise zur Bestimmung von Kenngrößen zur Bewertung der Zylinderinnenströmung kurz erläutert. Wie bereits erwähnt, war die Bewertung der Verbrennung unter den verschiedenen Motoren ein iterativer Prozess. Nach jeder „Bewertungsrunde“ der Motorprüfstands-Ergebnissen fand ein Abgleich mit den Strömungsergebnissen statt. Dabei wurde nach „Mustern“ gesucht, womit die Ergebnisse der beiden Prüfstände interpretiert werden konnten.

Durch eine Erweiterung des bekannten Tumble-Kennwerts wurde versucht, die Ergebnisse des berechneten Turbulenzgrades der verschiedenen Motoren zu interpretieren. Aufgrund der widersprüchlichen Ergebnisse werden diese hier nicht beschrieben. Die gewonnen Erkenntnisse dieser Betrachtungsweise sind im letzten Unterkapitel erläutert.

Zu einem späteren Zeitpunkt wurde die physikalische Bedeutung des Tumble-Kennwerts hinterfragt. Aufbauend darauf wurden aus dem Geschwindigkeitsfeld strömungsmechanische Kenngrößen berechnet.

Für die Berechnung der Kenngrößen wurden Geschwindigkeitsfelder aus der Messung des Strömungsfeldes am stationären Strömungsprüfstand ermittelt. Dies bedeutet wiederum, dass sich die definierten Kenngrößen im realen Motor sowohl im Betrag als auch zeitlich verändern. Aus diesem Grund sei noch einmal darauf hingewiesen, dass eine vollständige Interpretation der Ergebnisse offen gelassen wird.

8.2 Omega-Drall

8.2.1 Allgemein

Beim Omega-Drall handelt es sich um zwei Drall-Strömung, die in entgegengesetzte Richtung drehen und beim Einlassvorgang eines „typischen“ Tumble-Kanals immer auftreten. Aufgrund der symmetrischen Konstruktion des Einlasskanals beim Ottomotor, entsteht nahezu kein globaler Drall (Drall-Achse in der Bohrungsmitte), da sich beide Omega-Drall Anteile mit unterschiedlichen Vorzeichen aufheben. Abbildung 44 zeigt Strömungs-Ergebnisse, wobei für die axiale Geschwindigkeit die zuvor gezeigte Legende wieder Gültigkeit besitzt. Die Geschwindigkeitskomponenten in der Ebene sind durch Vektoren angedeutet. Es sind in beiden Zylinderhälften zwei Drall-Strömungen ersichtlich. Die Drall-Strömung in der linken Zylinderhälfte dreht in mathematisch negativer Richtung (rechts), die Drall-Strömung in der rechten Hälfte mathematisch positiv (links).

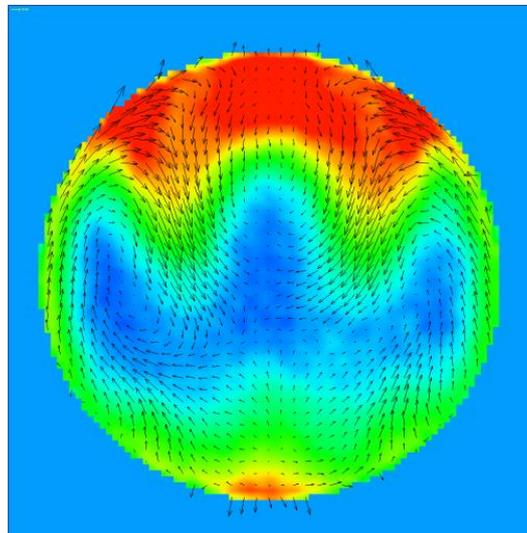


Abbildung 44: Strömungsergebnisse mit Geschwindigkeitsvektoren in der Ebene

Ähnlich wie beim Omega-Tumble besteht beim Omega-Drall, aufgrund von Beobachtungen im realen Motorbetrieb, die Vermutung, dass dieser Teil der erzeugten Ladungsbewegung nicht in Turbulenz umgewandelt werden kann bzw. sich in ungünstige Strömungsstrukturen für Zündung und Verbrennung auswirkt. Aus diesem Grund wurde der Omega-Drall definiert und für die bewerteten Vergleichsmotoren berechnet.

Die beiden Achsen des Omega-Dralls werden, wie in Abbildung 45 dargestellt, als Schnittpunkte der herkömmlichen Tumble-Achse mit den beiden Omega-Tumble-Achsen definiert.

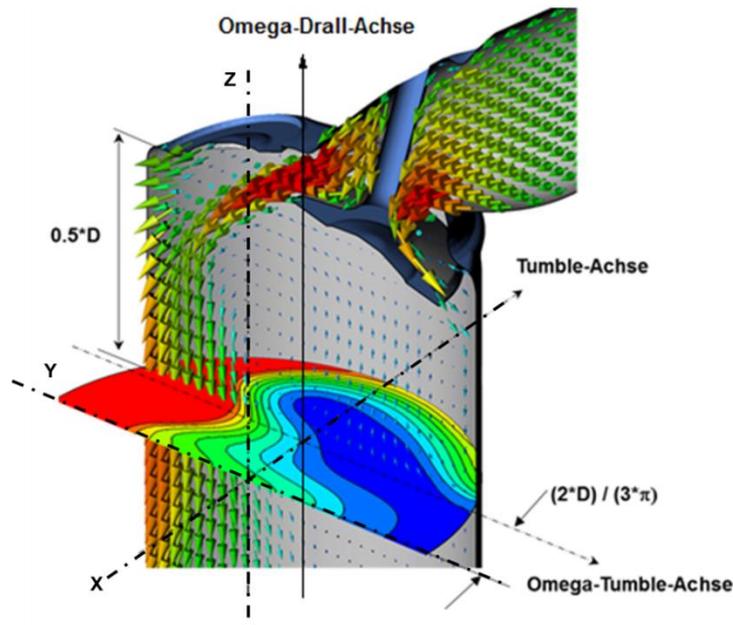


Abbildung 45: Lage der Omega-Drill Achse

Wie bereits erwähnt handelt es sich um zwei Drill-Anteile, die entgegengesetzt drehen, weshalb der Omega-Drill als Summe der beiden Absolut-Werte gebildet wird. In Anlehnung an die Definition des Tumble-Kennwerts wurde eine ähnliche Definition aus dem Verhältnis zweier Winkelgeschwindigkeiten getroffen.

8.2.2 Gruppe T1

Abbildung 46 zeigt den Verlauf von Omega-Drill über h_v/d_v . Auffällig ist grundsätzlich das niedrige Niveau zwischen einem h_v/d_v von 0.12 bis 0.20 sowie die Steigung ab einem h_v/d_v von 0.16 bei Motor 1. Motor 2 und 3 weisen einen ähnlichen Verlauf des Omega-Drills auf.

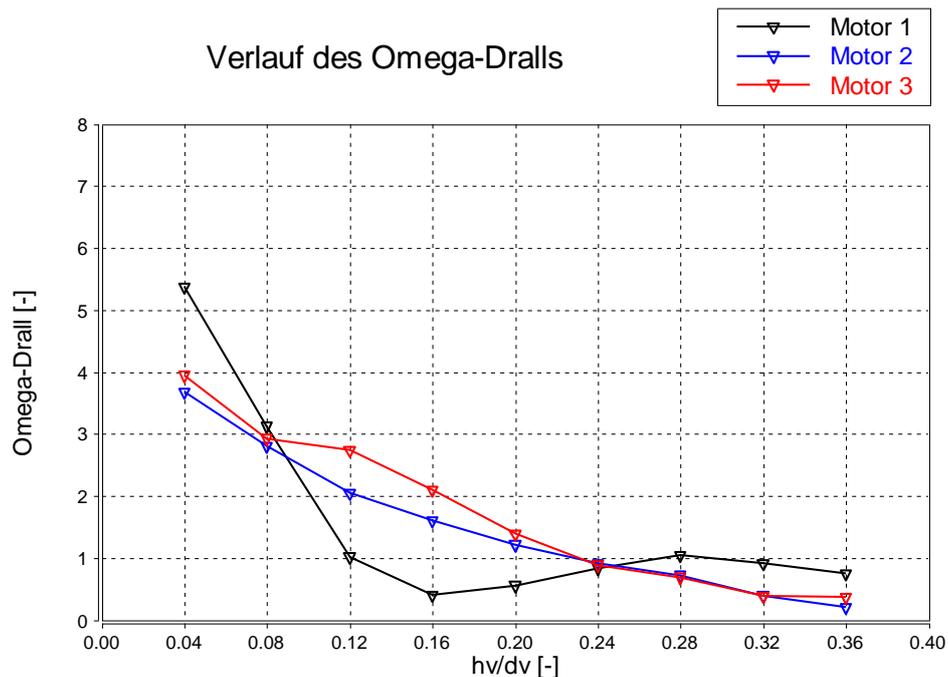


Abbildung 46: Omega-Drill, Gruppe T1

8.2.3 Gruppe T2

In der Gruppe T2 sind die Verläufe des Omega-Dralls ähnlich, ersichtlich in Abbildung 47.

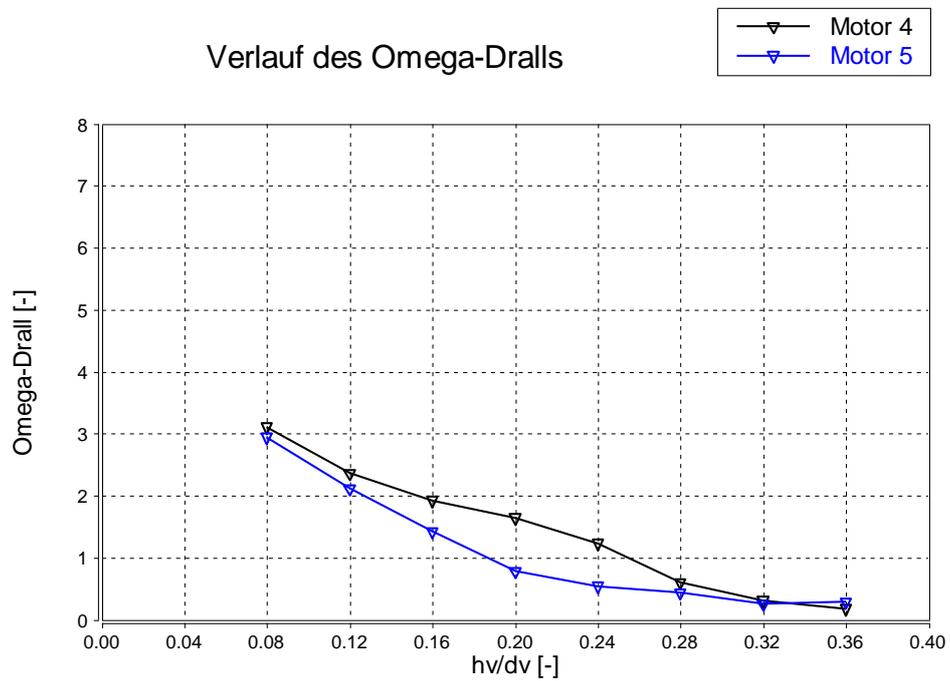


Abbildung 47: Omega-Drall, Gruppe T2

8.2.4 Gruppe S1

In Gruppe S1 sind die Verläufe von Omega-Drall nahezu ident, wiederum ersichtlich in Abbildung 48.

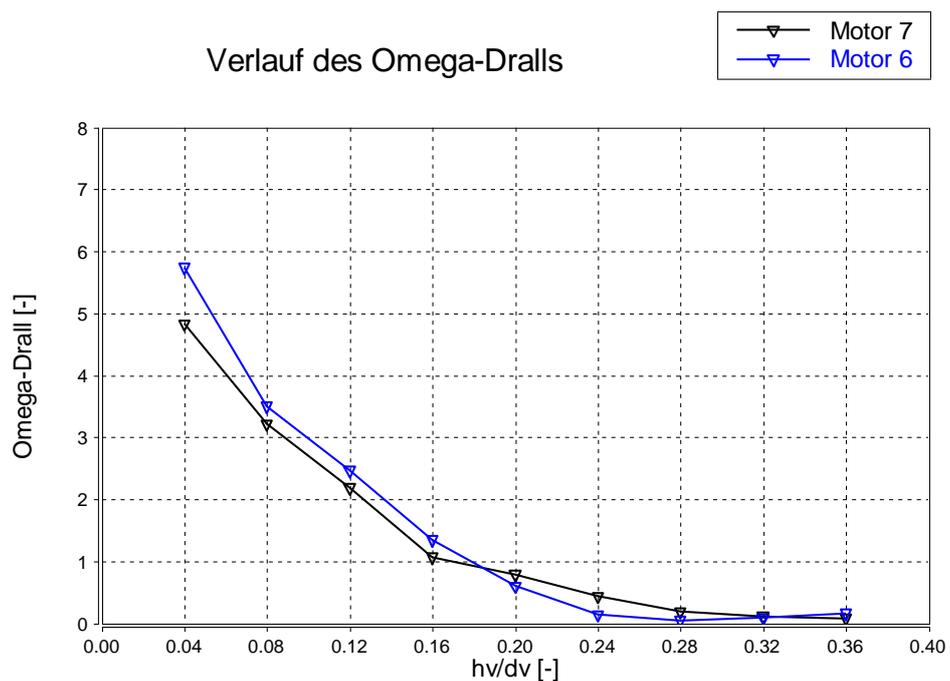


Abbildung 48: Omega-Drall, Gruppe S1

8.2.5 Conclusio

Anhand der Bewertung der Motorprüfstands-Daten (Tabelle 4 - 6) und Vergleich der Omega-Drall Verläufe kann folgende Vermutung aufgestellt werden: Die Omega-Drall Verläufe von Gruppe T2 und Gruppe S1 sind ähnlich. Aufgrund des abweichenden Verlaufs von Motor 1 in Gruppe T1, der gleichzeitig sehr gute Verbrennungsergebnisse erzielte, kann vermutet werden, dass sich ein niedriges Omega-Drall Niveau günstig auf Zündung und Verbrennung auswirken könnte.

8.3 Winkel der Tumble-Achse

8.3.1 Allgemein

Allgemein sei angemerkt, dass besonders bei kleineren Ventilhuben der Maximalwert der berechneten mittleren Winkelgeschwindigkeit nicht um die 0° -Achse liegt. Dies wird vor allem durch die „ungenaue“ Einstellung der Ventilhübe erklärt. Der Absolut-Wert des Einstellfehlers des Ventilhubes wirkt sich bei kleineren Ventilhuben in Relation größer aus. Es können jedoch auch Asymmetrien aus der Fertigung die Lage der Achse, um der die maximale gemittelte Winkelgeschwindigkeit liegt, beeinflussen. Bei höheren Ventilhuben beträgt der Tumble-Winkel jedoch nahezu 0° (Ausnahme Motor 6 in Gruppe S1).

Eine Korrelation ist aus Analyse der Daten und Kenntnis der Einflussmöglichkeiten deshalb in dieser Arbeit nicht möglich.

Den Verlauf des Winkels der Tumble-Achse ist in den Abbildungen 49 bis 51 in den folgenden Unterkapiteln kommentarlos dargestellt.

8.3.2 Gruppe T1

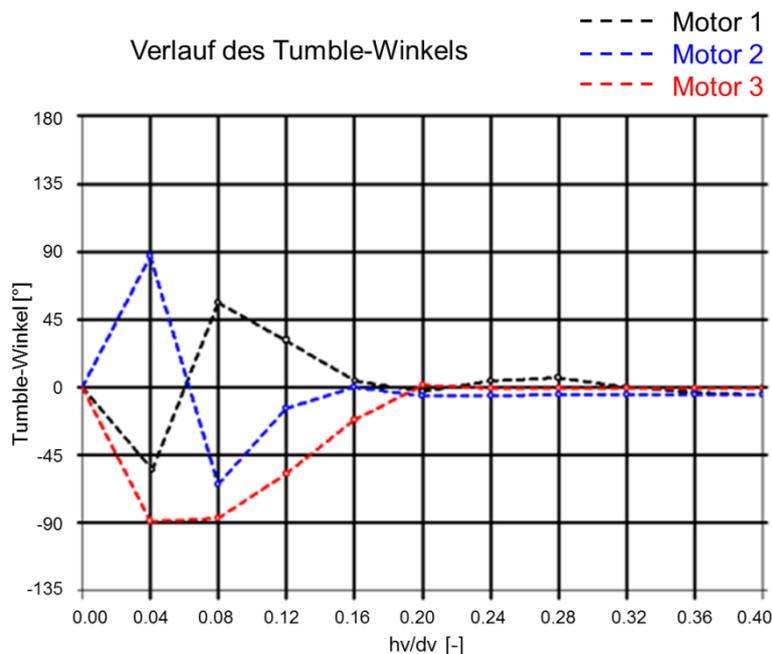


Abbildung 49: Verlauf Tumblewinkel, Gruppe T1

8.3.3 Gruppe T2

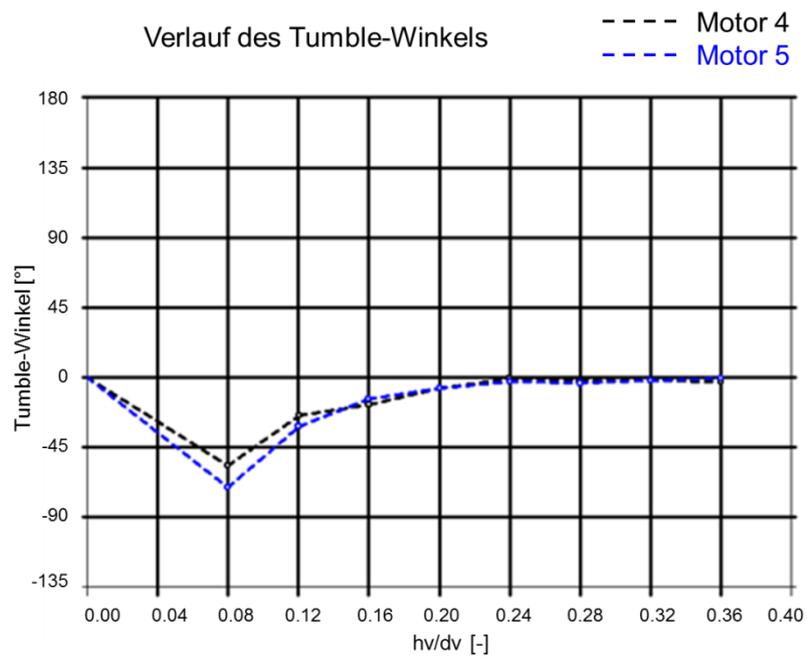


Abbildung 50: Verlauf Tumblewinkel, Gruppe T2

8.3.4 Gruppe S1

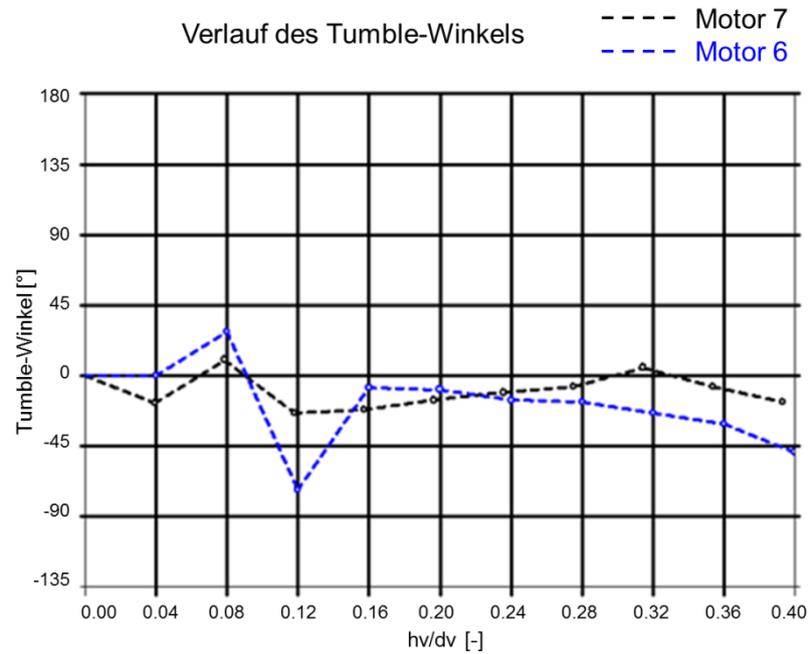


Abbildung 51: Verlauf Tumblewinkel, Gruppe S1

8.4 Graphische Darstellung der Strömungsergebnisse

8.4.1 Allgemein

Nachfolgend wird die graphische Darstellung der Strömungsergebnisse in Strömungsrichtung der verschiedenen Einlasskanäle gezeigt. Alle Graphiken stellen Ergebnisse des stationären Strömungsprüfstandes bei einem Ventilhub-Ventildurchmesser-Verhältnis $h_v/d_v = 0.28$ dar. Für alle Einlasskanäle sind Geschwindigkeitskomponenten, denen folgende physikalische Kenngrößen in axialer Richtung proportional sind, sichtbar (bei angenommener gleicher, konstanter Dichte):

$V_z \rightarrow$ Massenstrom

$V_z^2 \rightarrow$ Impulsstrom

$V_z^3/2 \rightarrow$ kinetischer Energiestrom

Abbildung 52 zeigt die Legende zur Zuordnung der drei verschiedenen Strömungsgrößen. Diese ist für alle Abbildungen in den nächsten Unterkapiteln gültig und wird aufgrund der besseren Darstellungsmöglichkeit hier vorgezogen.

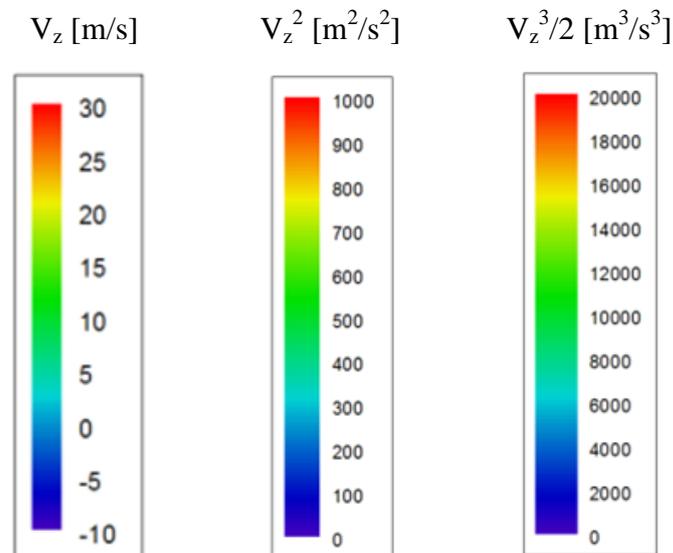


Abbildung 52: Legende Strömungsgrößen

In den Abbildungen 53 bis 59 der folgenden Unterkapitel ist die graphische Darstellung der Strömungsergebnisse für ein h_v/d_v von 0.28 aller Gruppen kommentarlos dargestellt.

8.4.2 Gruppe T1 - $h_v/d_v = 0.28$

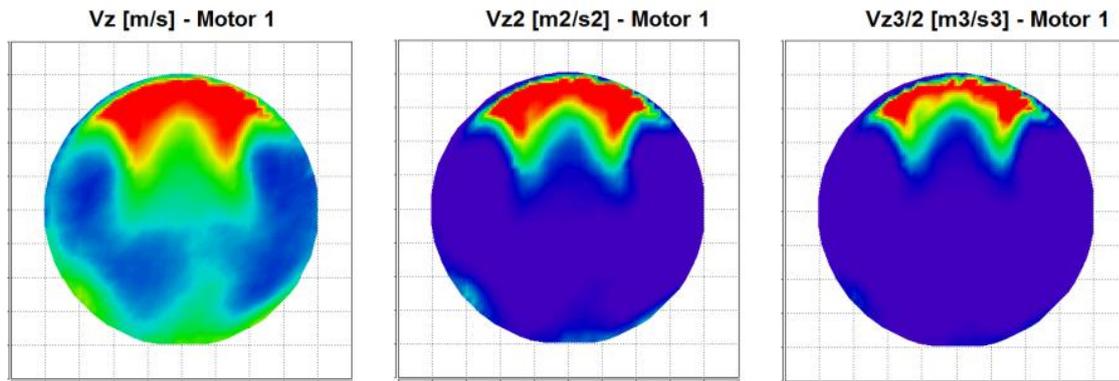


Abbildung 53: Strömungsgrößen, Gruppe T1, Motor 1

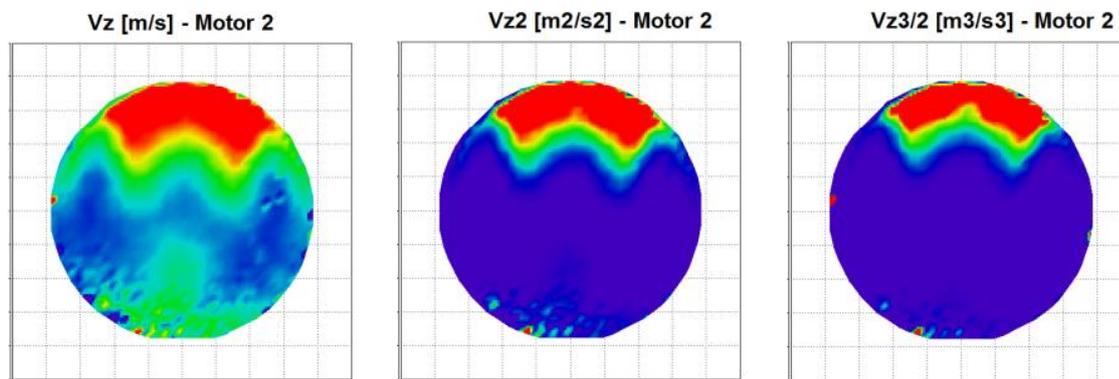


Abbildung 54: Strömungsgrößen, Gruppe T1, Motor 2

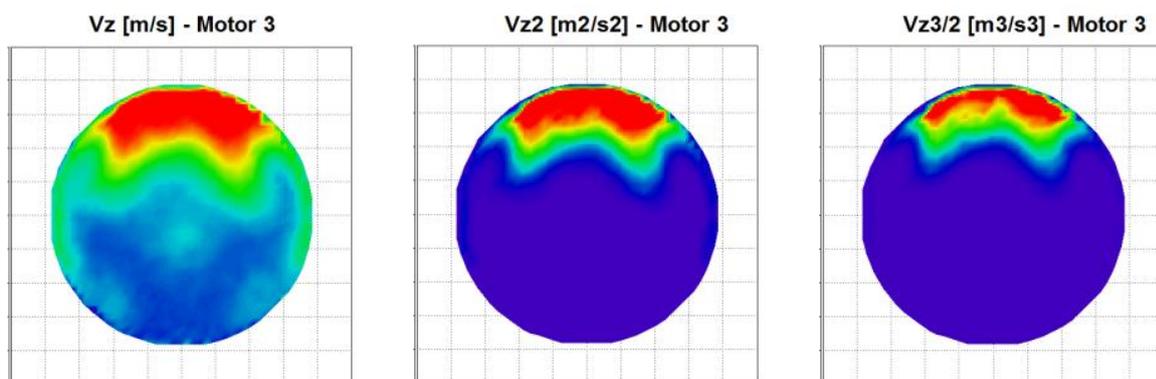


Abbildung 55: Strömungsgrößen, Gruppe T1, Motor 3

8.4.3 Gruppe T2 - $h_v/d_v = 0.28$

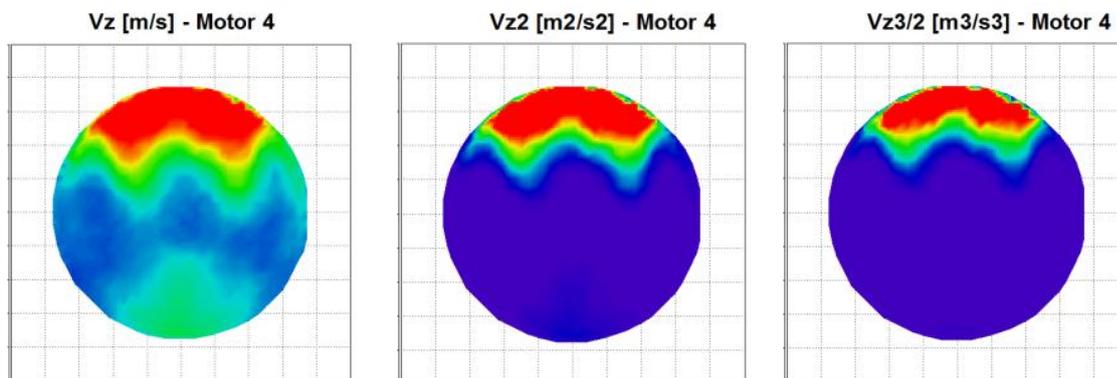


Abbildung 56: Strömungsgrößen, Gruppe T2, Motor 4

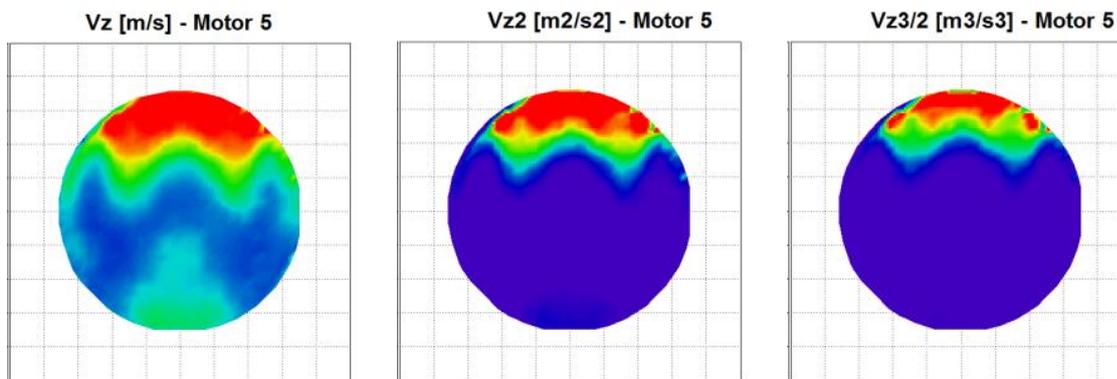


Abbildung 57: Strömungsgrößen, Gruppe T2, Motor 5

8.4.4 Gruppe S1 - $h_v/d_v = 0.28$

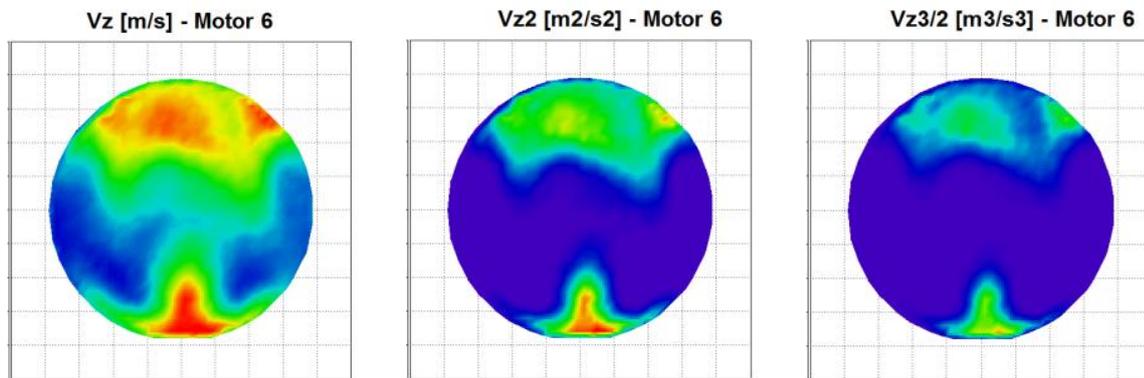


Abbildung 58: Strömungsgrößen, Gruppe S1, Motor 6

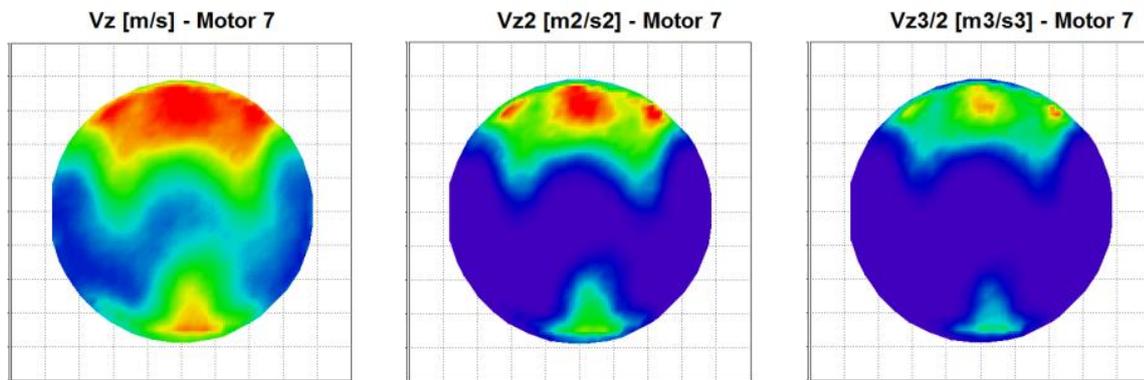


Abbildung 59: Strömungsgrößen, Gruppe S1, Motor 7

8.5 Strömungsmechanische Kenngrößen

8.5.1 Allgemein

Der Tumble-Kennwert setzt sich, wie bereits erwähnt, wie folgt zusammen: ω_{FK} ist eine mittlere Winkelgeschwindigkeit einer angenommenen differentiellen Festkörperrotation, die sich aus der axialen Geschwindigkeit in der horizontalen Messebene berechnet. ω_{MOT} entspricht einer fiktiven Winkelgeschwindigkeit, die durch das Gleichsetzen zwischen der am Strömungsprüfstand gemessenen sowie gemittelten axialen Geschwindigkeit (über der Messebene) und der fiktiven mittleren Kolbengeschwindigkeit, unter Einbeziehung der realen geometrischen Daten des Motors, gebildet wird.

Vereinfacht kann somit der Tumble-Kennwert physikalisch wie folgt interpretiert werden:

ω_{FK} stellt einen Wert dar, der von der Massenstromverteilung (inkompressibel, ideal) in der Messebene und Drosselung (Reduktion um w_m) abhängt. ω_{MOT} stellt einen Wert dar, der von der Drosselung und dem realen Motorhub abhängt.

Die zeitliche Änderung des Impulses eines Festkörpers berechnet sich nach der Produktregel wie folgt:

$$\frac{dI}{dt} = \frac{d(m \cdot v)}{dt} = \frac{\partial m}{\partial t} \cdot v + m \cdot \frac{\partial v}{\partial t} \quad (37)$$

Der „Impulsfluß“ einer Strömung über die Oberfläche eines raumfesten Kontrollvolumens berechnet sich vorzeichenbereinigt wie folgt:

$$\text{"Impulsfluß über die Oberfläche"} = \int_O \rho \vec{v} (\vec{v} \cdot \vec{n}) dO \quad [1] \quad (38)$$

Aufgrund dieser Feststellung wurden neue Kennwerte mit Hilfe des in Formel 39-41 definierten Impulsstroms berechnet. Dafür wurde der relevante eintretende und definierte Impulsstrom eines jeden Auswertefensters des PIV-Systems berechnet und mit dem Normalabstand zur jeweiligen fiktiven Drehachse multipliziert. Da der Impulsstrom die Einheit einer Kraft besitzt, wurde durch vorzeichenrichtiges Aufsummieren eine Summe der fiktiven Momente gebildet. Dabei wurde die Strömung als reibungsfrei, inkompressibel und ideal betrachtet sowie eine idente Temperatur für alle Strömungsprüfstands-Ergebnisse angenommen. Da für diese Arbeit nur der Vergleich zwischen den Einlasskanälen von Interesse war, wurde aufgrund der korrekten Einheit einer Kraft, mit einer Dichte von $\rho=1$ [kg/m³] gerechnet.

Der relevante Impulsstrom zur Berechnung der verschiedenen strömungsmechanischen Größen in den verschiedenen Koordinatenrichtungen wurde deshalb wie folgt definiert:

$$|\dot{I}_{x_i}| = \rho * A_{x_i} * v_{x_i}^2 \quad (39)$$

$$|\dot{I}_{y_i}| = \rho * A_{y_i} * v_{y_i}^2 \quad (40)$$

$$|\dot{I}_{z_i}| = \rho * A_{z_i} * v_{z_i}^2 \quad (41)$$

A_{z_i} bezeichnet hier die Fläche des jeweiligen quadratischen Auswertefensters in der Messebene, A_{x_i} und A_{y_i} bezeichnen die Flächen der jeweiligen quadratischen Auswertefenster senkrecht zur Messebene (Annahme der gleichen Größe wie das Auswertefenster in der Messebene).

In den folgenden Unterkapiteln wurden aus diesem Grund, die fiktiven Momente um die jeweiligen Achsen berechnet. Für die Berechnung wurden die Geschwindigkeitskomponenten aus der Auswertesoftware Davis exportiert und eine Berechnung mit Hilfe eines Excel-Makros durchgeführt.

$$M_{x_Imaginär_i} = \dot{I}_{z_i} \cdot y_i \quad (42)$$

$$M_{y_Imaginär_i} = \dot{I}_{z_i} \cdot x_i \quad (43)$$

$$M_{z_Imaginär_i} = \dot{I}_{x_i} \cdot y_i + \dot{I}_{y_i} \cdot x_i \quad (44)$$

Es sei angemerkt, dass es sich um fiktive Momente handelt, die sich aus den jeweiligen definierten Impulsströmen und Abständen zur jeweiligen Drehachse berechneten. Annahmen dieser Art, die physikalisch unter Umständen fraglich sind, wurden auch bei der Definition des Tumble-Kennwerts verwendet (siehe differentielle Festkörperrotation bzw. fiktive Kolbengeschwindigkeit). Es sei nur auf das Ziel dieser Arbeit, die praktische Verbesserung der Auslegungssicherheit im Entwicklungsprozess eines Ottomotors (durch Definition von neuen Kennwerten, -zahlen), verwiesen.

8.5.2 Tumble-Moment

Der jeweilige axiale Impulsstrom eines jeden Auswertefensters wurde mit dessen Normalabstand zur Drehachse (=Tumble-Achse) multipliziert und es wurde vorzeichenrichtig eine Summe der fiktiven Momente gebildet. Diese Summe entspricht dem neu definierten Tumble-Moment M_T (Formel 45).

Das Tumble-Moment M_T berechnet sich wie folgt:

$$M_T = \sum_{i=1}^n M_{T_i} = \sum_{i=1}^n \dot{I}_{z_i} \cdot y_i \quad (45)$$

Da der Zylinder am Strömungsprüfstand in Strömungsrichtung in einen Beruhigungsbehälter mündet und offen ist, ist das asymmetrische axiale Strömungsprofil aus Kontinuitätsgründen mit einer mittleren Geschwindigkeit überlagert. Es wird deshalb ein zweites reduziertes Tumble-Moment M_{T_red} (Formel 46) definiert, wobei der Absolut-Wert eines jeden Auswertefensters um die mittlere Geschwindigkeit (gemittelt über die Messebene) der Strömung reduziert wird.

Das reduzierte Tumble-Moment M_{T_red} berechnet sich aus:

$$M_{T_red} = \sum_{i=1}^n M_{T_red_i} = \sum_{i=1}^n \dot{I}_{z_red_i} \cdot y_i \quad (46)$$

Der reduzierte Impulsstrom berechnet sich wie folgt:

$$\dot{i}_{z_red_i} = \rho * A_{z_i} * (v_{z_i} - v_{z_m})^2 \quad (47)$$

n stellt hier die Anzahl der Auswertefenster der Messebene dar. M_T und M_{T_red} wurden für alle Gruppen über das dimensionslose Ventilhub-Ventildurchmesser-Verhältnis berechnet.

8.5.2.1 Gruppe T1

Bei Betrachtung der Ergebnisse von M_T und M_{T_red} stellt sich ein interessantes Bild ein. Motor 3 mit der höchsten Tumble-Zahl hat das niedrigste Tumble-Moment. Wie bereits erwähnt liegt das an der unterschiedlichen Berechnung der beiden Kenngrößen. Bei der Berechnung des Tumble-Kennwerts geht die Geschwindigkeit normal ein, hingegen beim Tumble-Moment quadratisch. Eine hohe Tumble-Zahl bedeutet deshalb nicht zwangsläufig ein hohes Tumble-Moment. Motor 2 mit einer Tumble-Zahl von 1.7 hat das höchste Tumble-Moment. Motor 1 mit der niedrigsten Tumble-Zahl hat ein geringfügig höheres Tumble-Moment als Motor 3 mit der höchsten Tumble-Zahl.

Die Verläufe des Tumble-Moments sind in Abbildung 60, des reduzierten Tumble-Moments in Abbildung 61 und wiederholt der Verlauf des Tumble-Kennwerts in Abbildung 62 dargestellt.

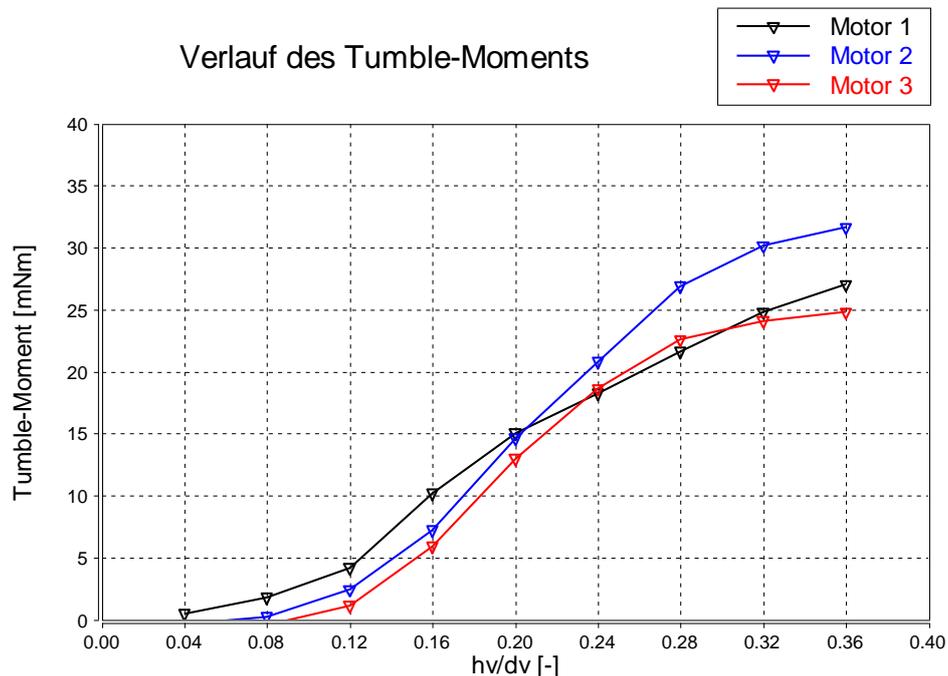


Abbildung 60: Verlauf des Tumble-Moments, Gruppe T1

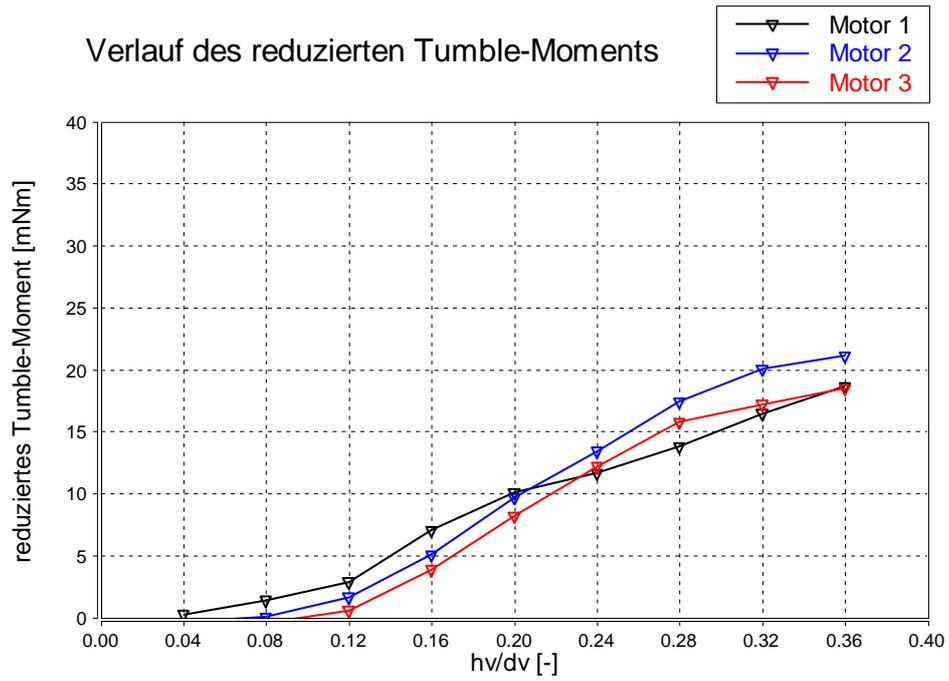


Abbildung 61: Verlauf des reduzierten Tumble-Moments, Gruppe T1

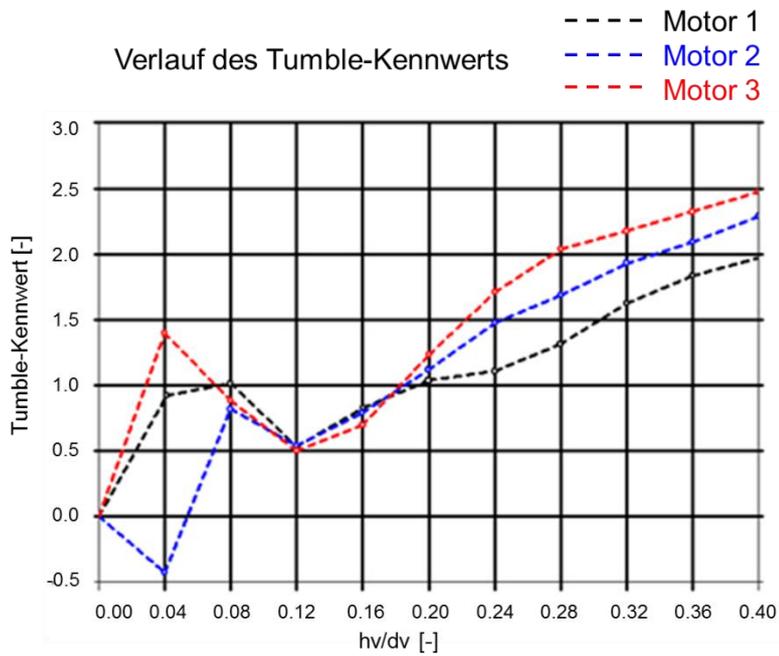


Abbildung 62: Verlauf des Tumble-Kennwerts, Gruppe T1

8.5.2.2 Gruppe T2

In Gruppe 2 zeigt sich ebenfalls ein ähnliches Bild. Motor 4, mit einer geringeren Tumble-Zahl von 1.5, hat ein höheres Tumble-Moment als Motor 5 mit einer Tumble-Zahl von 1.8.

Die Verläufe des Tumble-Moments sind in Abbildung 63, des reduzierten Tumble-Moments in Abbildung 64 und wiederholt der Verlauf des Tumble-Kennwerts in Abbildung 65 dargestellt.

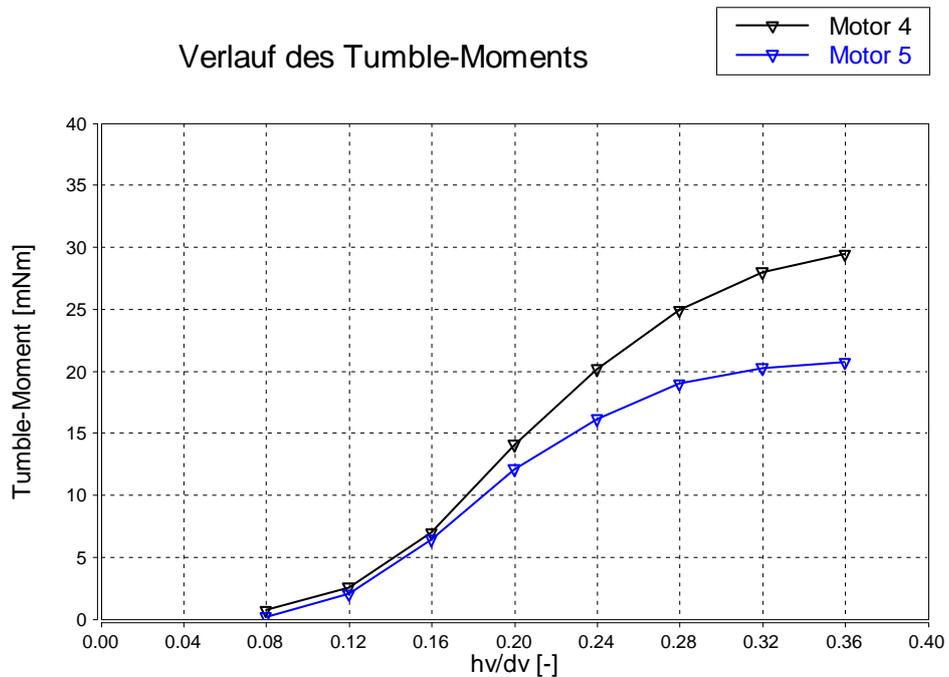


Abbildung 63: Verlauf des Tumble-Moments, Gruppe T2

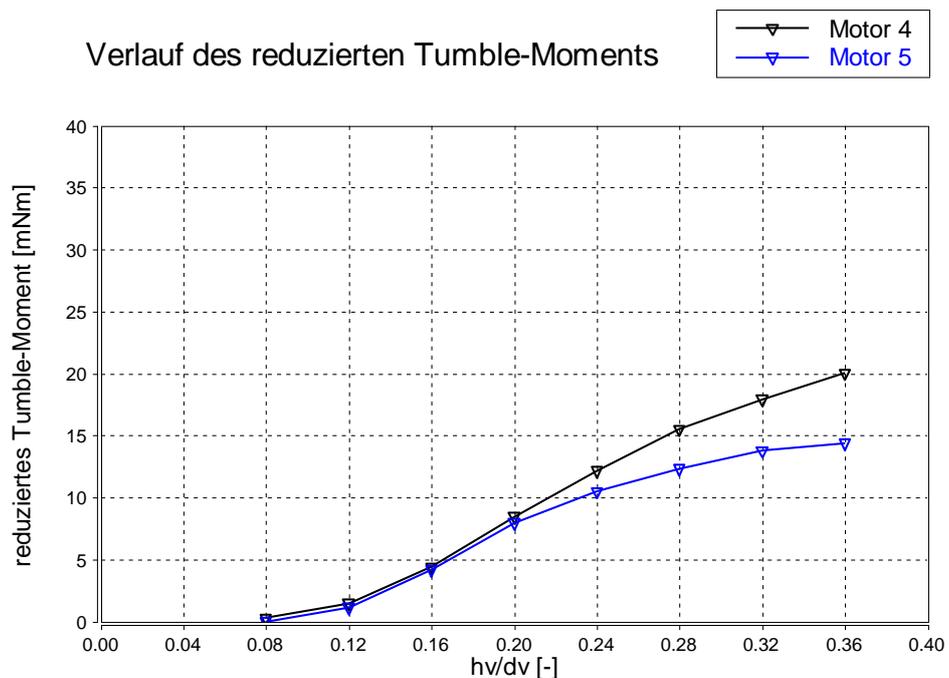


Abbildung 64: Verlauf des reduzierten Tumble-Moments, Gruppe T2

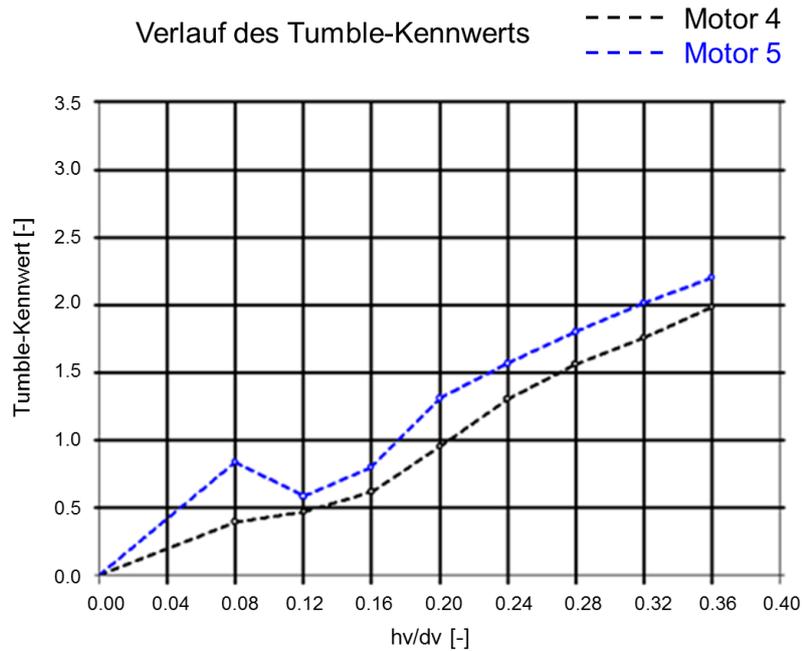


Abbildung 65: Verlauf des Tumble-Kennwerts, Gruppe T1

8.5.2.3 Gruppe S1

In der Gruppe S1 hat Motor 7 mit einer höheren Tumble-Zahl auch ein höheres Tumble-Moment. Die Unterschiede zwischen Tumble-Kennwert und Tumble-Moment weichen jedoch betragsmäßig voneinander ab.

Die Verläufe des Tumble-Moments sind in Abbildung 66, des reduzierten Tumble-Moments in Abbildung 67 und wiederholt der Verlauf des Tumble-Kennwerts in Abbildung 68 dargestellt.

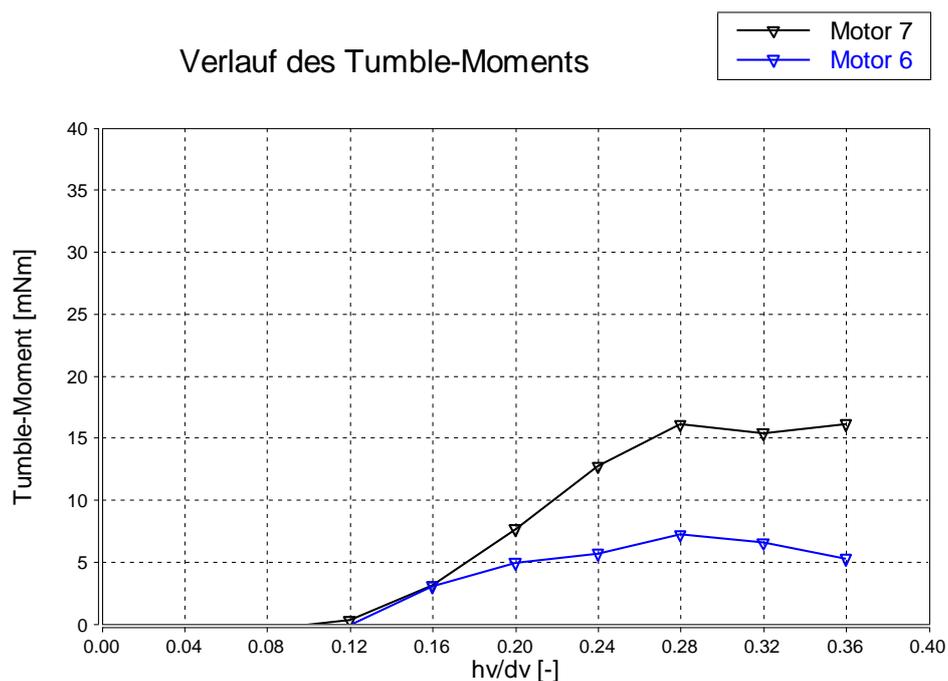


Abbildung 66: Verlauf des Tumble-Moments, Gruppe S1

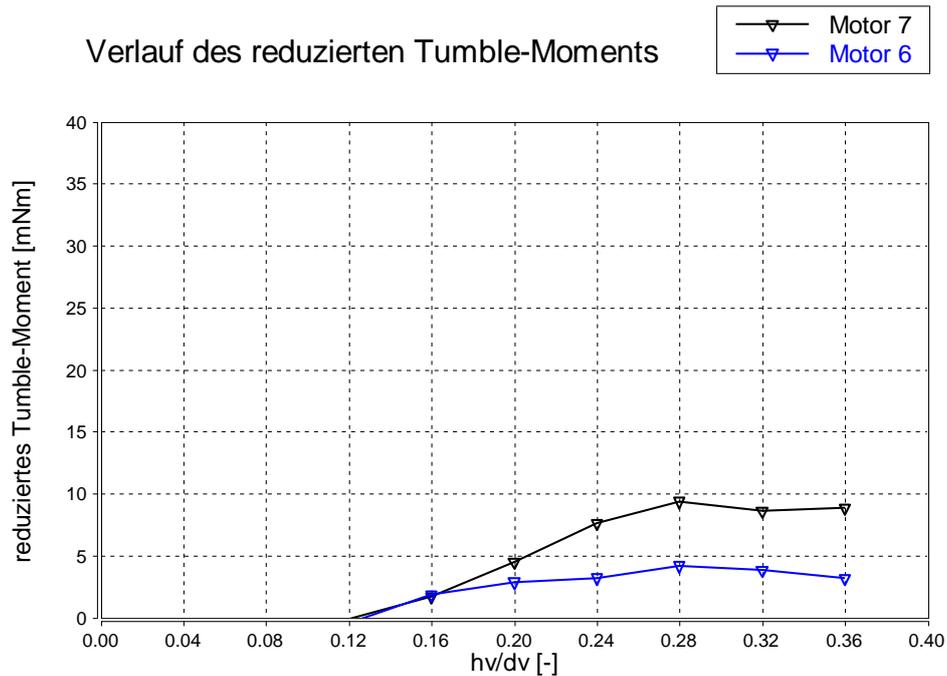


Abbildung 67: Verlauf des reduzierten Tumble-Moments, Gruppe S1

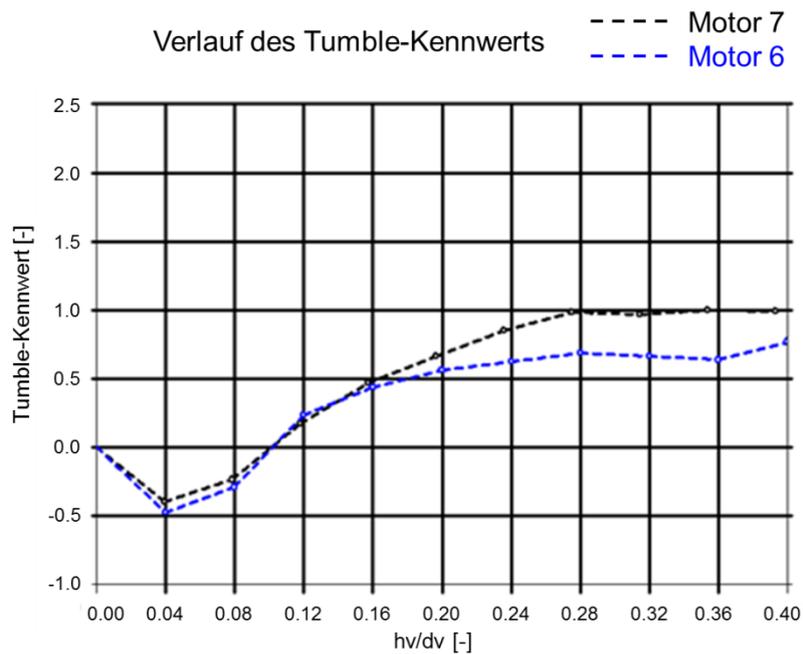


Abbildung 68: Verlauf des Tumble-Kennwerts, Gruppe S1

8.5.2.4 Conclusio

Anhand der Bewertung der Motorprüfstands-Daten (Tabelle 4 - 6) und Vergleich der Tumble-Moment Verläufe kann folgende Vermutung aufgestellt werden: Ein hohes Tumble-Moment scheint Zündung und Verbrennung zu begünstigen.

Selbiges gilt für die Betrachtung des reduzierten Tumble-Moments.

8.5.3 Omega-Drall-Moment

Die Omega-Drall-Achse wurde bereits in einem Unterkapitel definiert, weshalb ebenfalls ein fiktives Omega-Drall-Moment um diese Achse berechnet wurde. Wiederrum wurde eine Summe der fiktiven Momente durch vorzeichenrichtiges Aufsummieren berechnet. Aufgrund der unterschiedlichen Drehrichtung wurden hier beide Absolut-Werte addiert.

Das Omega-Drall-Moment $M_{\Omega-D}$ berechnet sich wie folgt (es handelt sich bei der Berechnung um eine Zylinderhälfte):

$$M_{\Omega-D} = \sum_{i=1}^n M_{\Omega-D_i} = \sum_{i=1}^n \dot{l}_{x_i} \cdot y_i + \sum_{i=1}^n \dot{l}_{y_i} \cdot x_i \quad (48)$$

y_i sowie x_i sind die jeweiligen Abstände zur jeweiligen Omega-Drall-Achse. n stellt hier die Anzahl der Auswertefenster der Messebene dar.

Die Ergebnisse der verschiedenen Gruppen sind in den Abbildungen der folgenden Unterkapitel ersichtlich.

8.5.3.1 Gruppe T1

In Abbildung 69 ist der Verlauf des Omega-Drall-Moments dargestellt. Ähnlich wie beim Verlauf des Omega-Dralls hat hier Motor 1 zwischen einem h_v/d_v von 0.12 bis 0.20 ein niedriges Niveau und steigt ab einem $h_v/d_v = 0.20$. Motor 2 und 3 haben ähnliche Verläufe, wobei das Niveau von Motor 3 höher liegt.

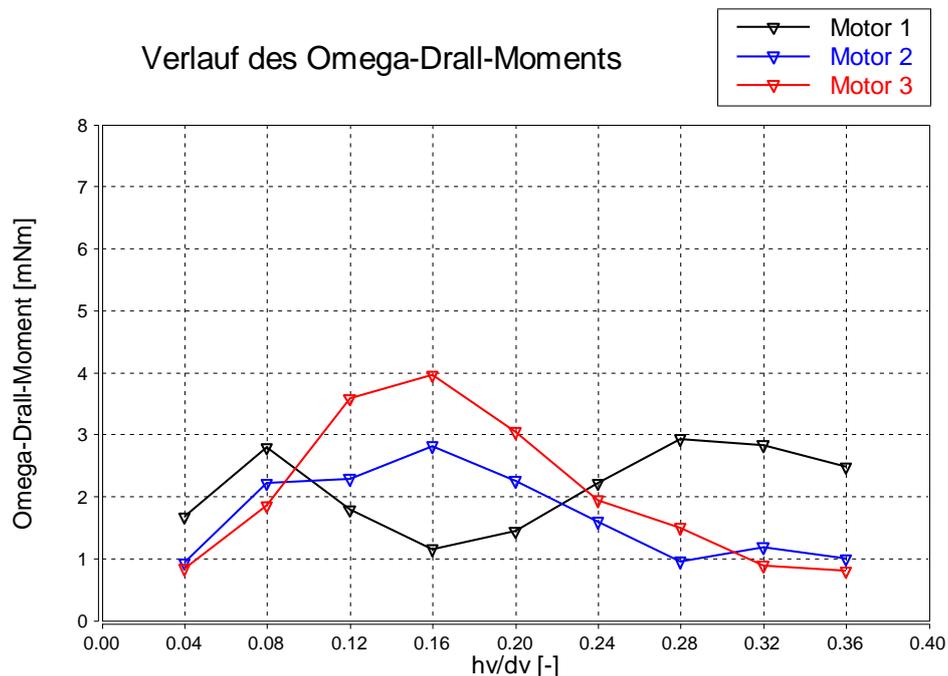


Abbildung 69: Verlauf des Omega-Drall-Moments, Gruppe T1

8.5.3.2 Gruppe T2

Abbildung 70 zeigt den Verlauf des Omega-Drall-Moments für Gruppe T2. Die Verläufe zeigen ein höheres Niveau bei Motor 4.

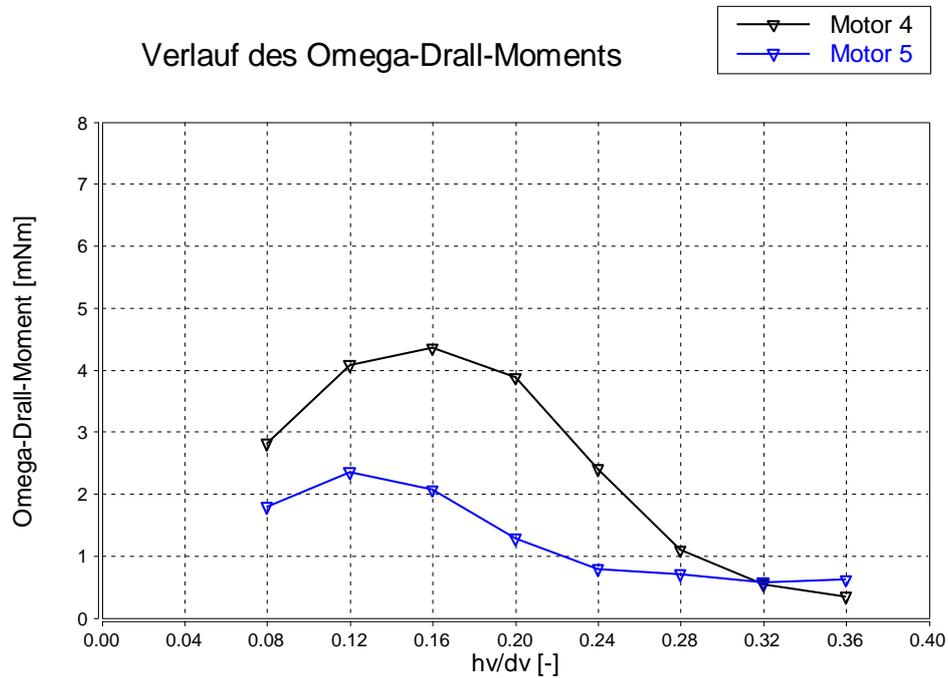


Abbildung 70: Verlauf des Omega-Drall-Moments, Gruppe T2

8.5.3.3 Gruppe S1

Abbildung 71 zeigt einen nahezu identen Verlauf für Gruppe S1.

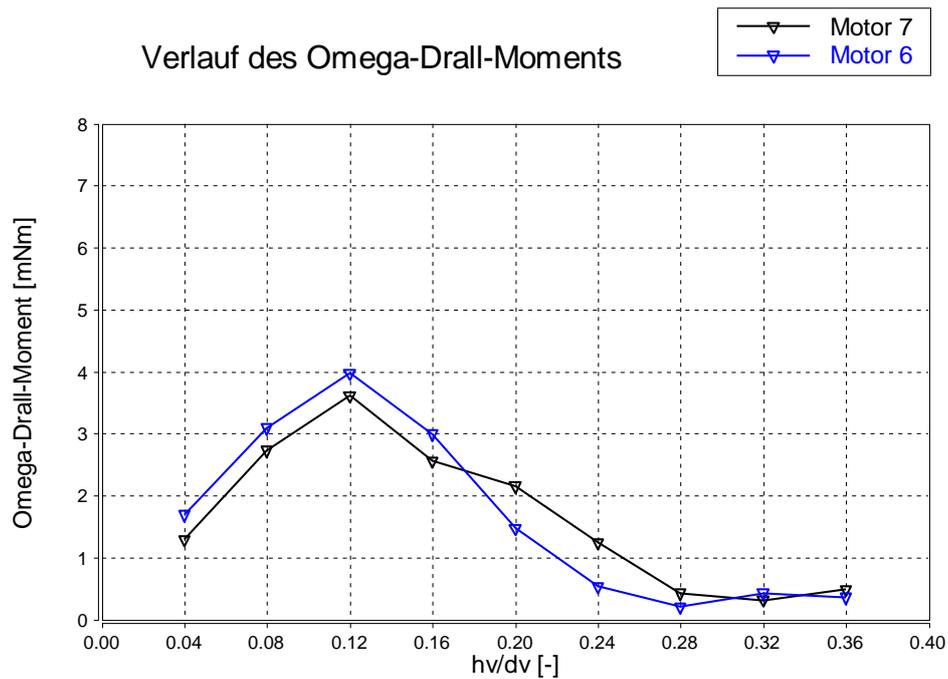


Abbildung 71: Verlauf des Omega-Drall-Moments, Gruppe S1

8.5.3.4 Conclusio

Anhand der Bewertung der Motorprüfstands-Daten (Tabelle 4 - 6) und Vergleich der Omega-Drall-Moment Verläufe kann folgende Vermutung aufgestellt werden: Ein niedriges Omega-Drall-Moment scheint sich günstig auf Zündung und Verbrennung auszuwirken.

Dies könnte unter Umständen in der zu hohen Strömungsgeschwindigkeit im Zündkerzenbereich des realen Motorbetriebs begründet sein. Wie bereits in Kapitel 2.3.2 beschrieben, kann eine zu hohe Strömungsgeschwindigkeit zu einem Funkenabriss führen und damit den Zündverzug verzögern.

8.5.4 Omega-Tumble-Moment

Mit Kenntnis der Omega-Tumble-Achsen wurde wieder ein fiktives Drehmoment durch vorzeichenrichtiges Aufsummieren um diese Achsen ermittelt und deren Absolut-Beträge addiert.

Das Omega-Tumble-Moment $M_{\Omega-T}$ berechnet sich wie folgt (es handelt sich bei der Berechnung um eine Zylinderhälfte):

$$M_{\Omega-T} = \sum_{i=1}^n M_{\Omega-T_i} = \sum_{i=1}^n \dot{I}_{z_i} \cdot x_i \quad (49)$$

Das reduzierte Tumble-Moment M_{T_red} berechnet sich aus (es handelt sich wiederum um eine Zylinderhälfte):

$$M_{\Omega-T_red} = \sum_{i=1}^n M_{\Omega-T_red_i} = \sum_{i=1}^n \dot{I}_{z_red_i} \cdot x_i \quad (50)$$

x_i ist der jeweilige Abstand zur Omega-Tumble-Achse. n stellt hier die Anzahl der Auswertefenster der Messebene dar.

$M_{\Omega-T}$ und $M_{\Omega-T_red}$ wurden für alle Gruppen über das dimensionslose Ventilhub-Ventildurchmesser-Verhältnis berechnet. Die Verläufe sind in den Abbildungen der folgenden Unterkapitel ersichtlich.

8.5.4.1 Gruppe T1

Für Gruppe T1 werden in Abbildung 72 die Verläufe des Omega-Tumble-Moments und in Abbildung 73 das reduzierte Omega-Tumble-Moment gezeigt. Motor 1 und 2 weisen einen nahezu identen Verlauf auf, Motor 3 besitzt ein niedrigeres Niveau.

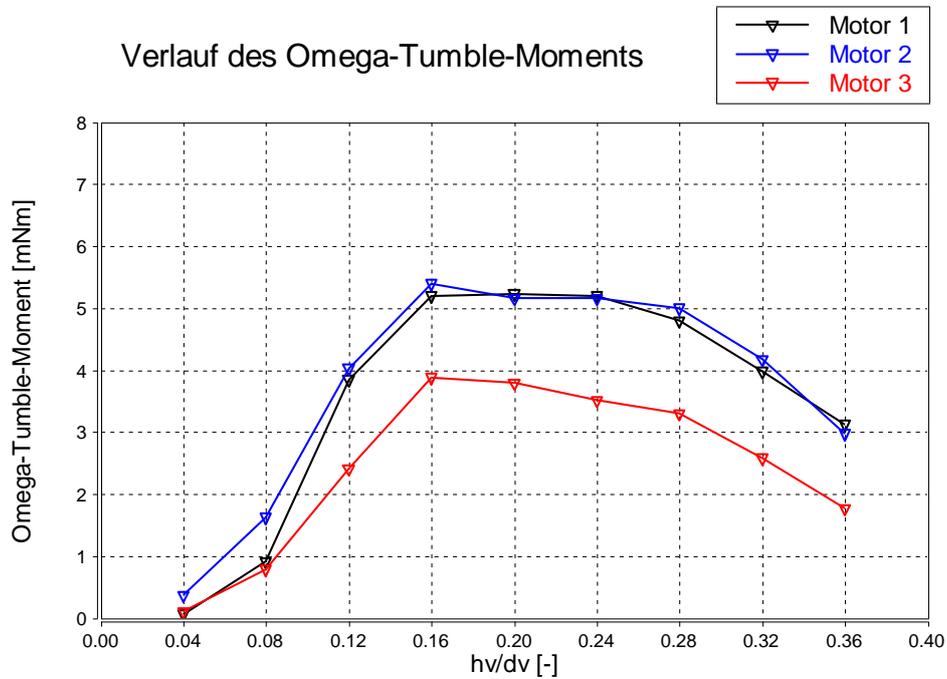


Abbildung 72: Verlauf des Omega-Tumble-Moments, Gruppe T1

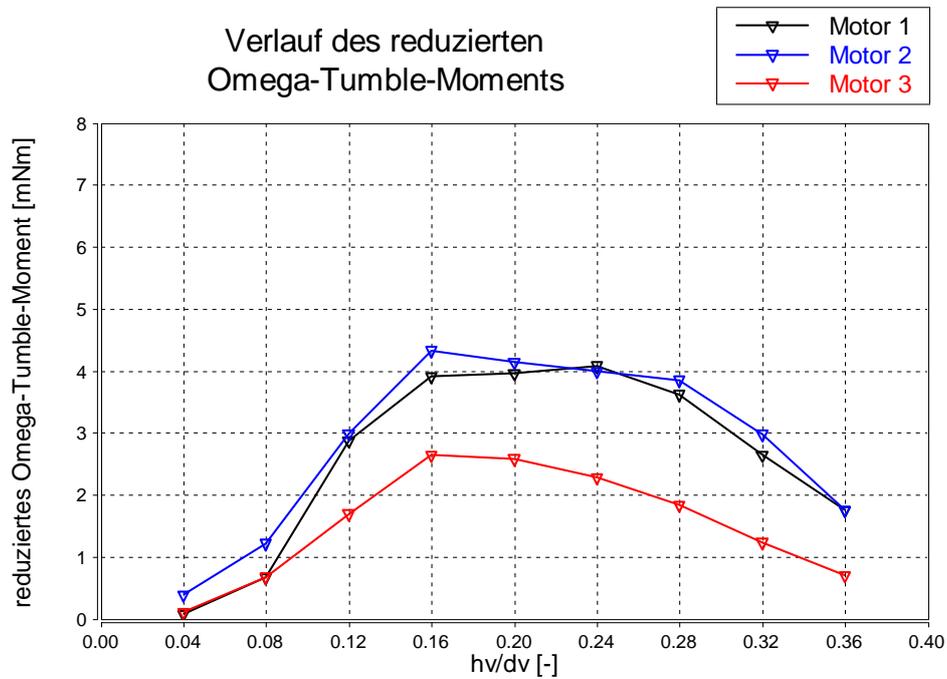


Abbildung 73: Verlauf des reduzierten Omega-Tumble-Moments, Gruppe T1

8.5.4.2 Gruppe T2

Das Omega-Tumble-Moment für Gruppe T2 zeigt Abbildung 74, wobei Motor 4 ein höheres Niveau besitzt. Abbildung 75 zeigt das reduzierte Omega-Tumble-Moment.

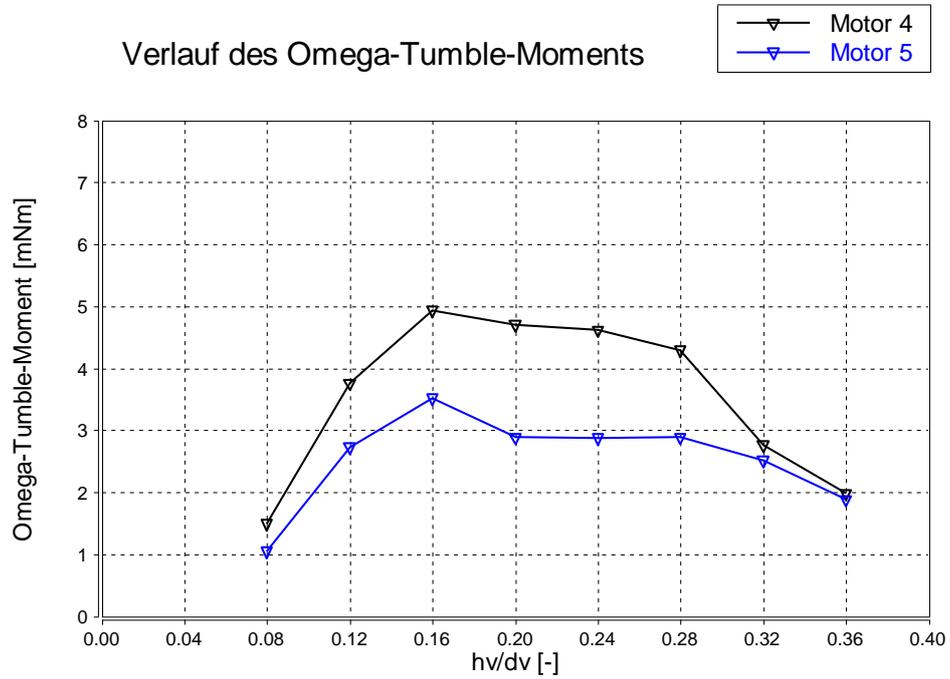


Abbildung 74: Verlauf des Omega-Tumble-Moments, Gruppe T2

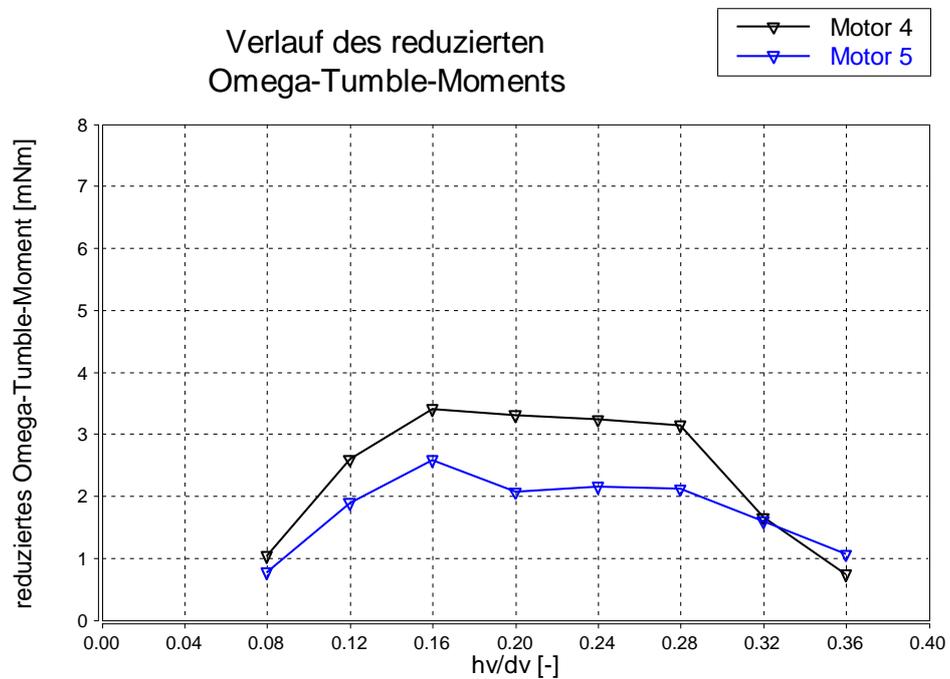


Abbildung 75: Verlauf des reduzierten Omega-Tumble-Moments, Gruppe T2

8.5.4.3 Gruppe S1

Abbildung 76 zeigt den Verlauf des Omega-Tumble-Moments und Abbildung 77 den Verlauf des reduzierten Omega-Tumble-Verlaufs für Gruppe S1. Motor 7 besitzt zwischen einem h_v/d_v von 0.16 bis 0.28 ein höheres Niveau und ab einem h_v/d_v von 0.28 ein niedrigeres Niveau.

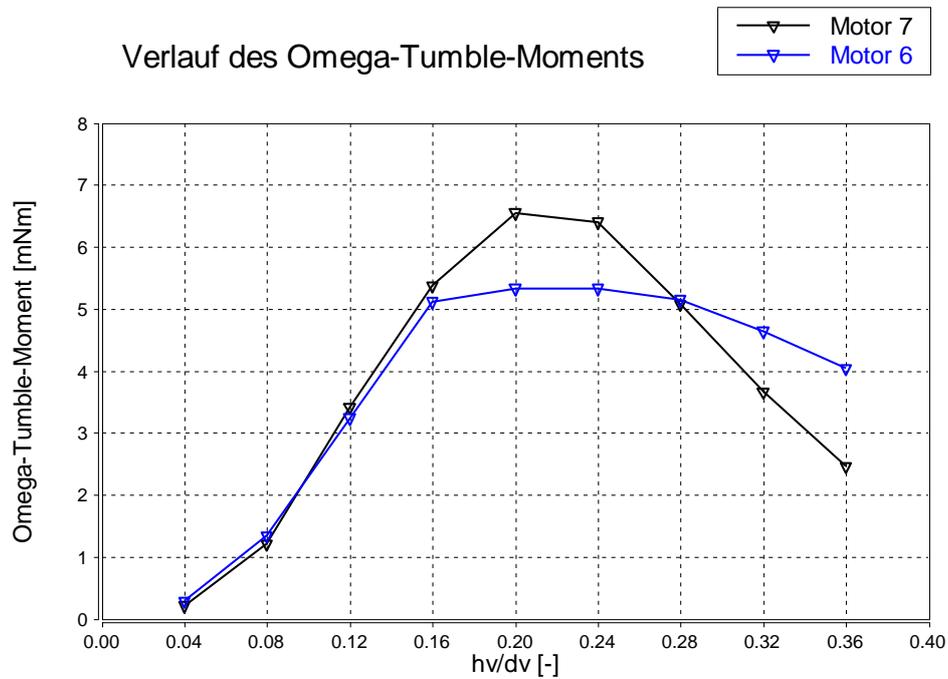


Abbildung 76: Verlauf des Omega-Tumble-Moments, Gruppe S1

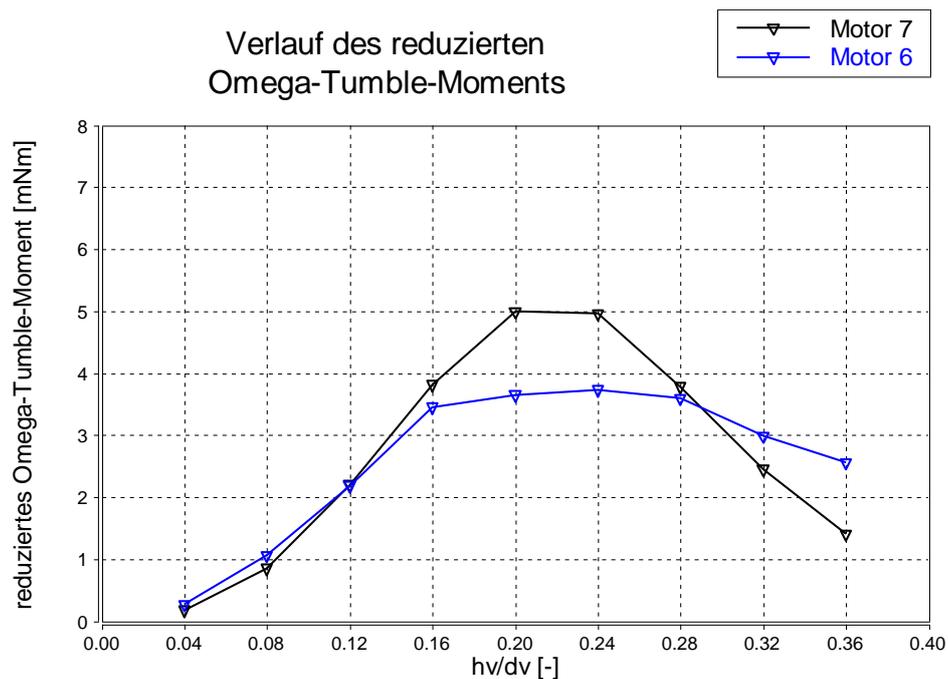


Abbildung 77: Verlauf des reduzierten Omega-Tumble-Moments, Gruppe S1

8.5.4.4 Conclusio

Anhand der Bewertung der Motorprüfstands-Daten (Tabelle 4 - 6) und Vergleich der Omega-Tumble-Moment Verläufe kann folgende Vermutung aufgestellt werden: Ein niedriges Omega-Tumble-Moment scheint sich günstig auf Zündung und Verbrennung auszuwirken.

Selbiges gilt für die Betrachtung des reduzierten Omega-Tumble-Moments.

8.5.5 Tumble-Moment vs. Omega-Drall-Moment

Auffällig bei der Betrachtung dieser beiden fiktiven Momente, ist ein vermuteter Zusammenhang bei Motor 1. Der Gradient des Tumble-Moments ab einem $h_v/d_v = 0.20$ flacht im Gegensatz zu Motor 2 und 3 auffällig ab. Ab diesem h_v/d_v steigt das Omega-Drall-Moment von Motor 1, während es bei Motor 2 und 3 weiter sinkt. Die erwähnte Auffälligkeit ist in Abbildung 78 noch einmal dargestellt.

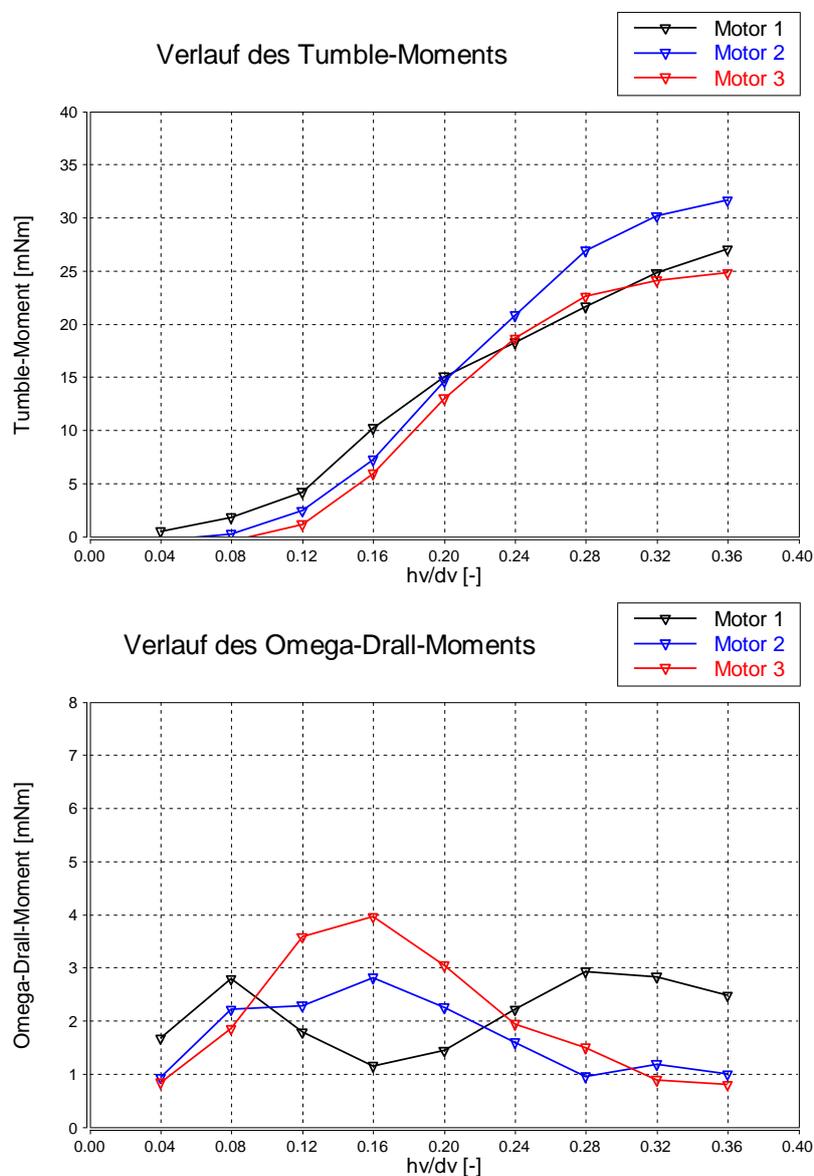


Abbildung 78: Tumble-Moment vs. Omega-Drall-Moment, Gruppe T1

8.6 Standardabweichung des Geschwindigkeitsfeldes

Für die Berechnung der mittleren Geschwindigkeit werden 100 Aufnahmen und somit Geschwindigkeitsfelder gemittelt. Aus diesen Aufnahmen kann deshalb auch eine Standardabweichung berechnet werden. Abbildung 79 zeigt die mittlere Geschwindigkeit und die Standardabweichung des Geschwindigkeitsfelds in axialer Richtung für Motor 3.

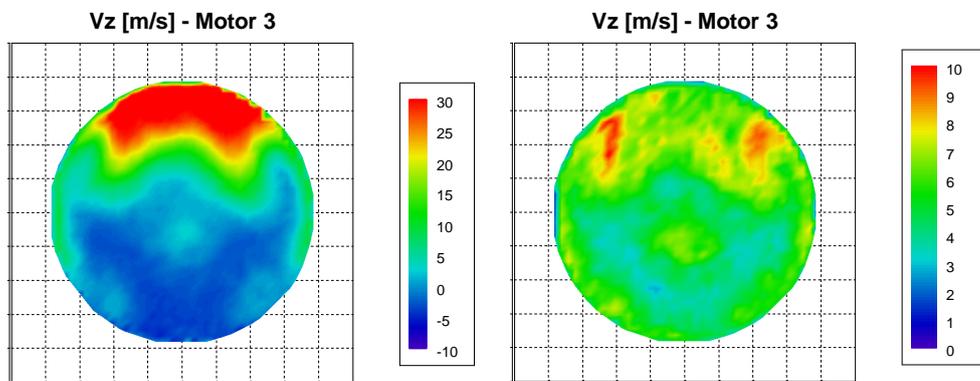


Abbildung 79: mittlere axiale Geschwindigkeit (links) und axiale Standardabweichung (rechts) Motor 3, $h_v/d_v=0.28$

Wie in den einleitenden Kapiteln bereits beschrieben, stellt die Standardabweichung die Turbulenzintensität des Ensembles dar. Bei Betrachtung der Ergebnisse stellte sich heraus, dass eine hohe Turbulenzintensität sehr häufig im Bereich von starken Geschwindigkeitsgradienten auftritt (siehe wiederum Abbildung 79).

Die Standardabweichung in axialer Richtung, dargestellt in Abbildung 80, ist in einem Bereich von niedrigen Geschwindigkeitsgradienten der mittleren Geschwindigkeit. Dies lässt Spielraum für die Vermutung von eventuellen Schwingungen oder dergleichen in diesem Bereich bzw. Messfehler.

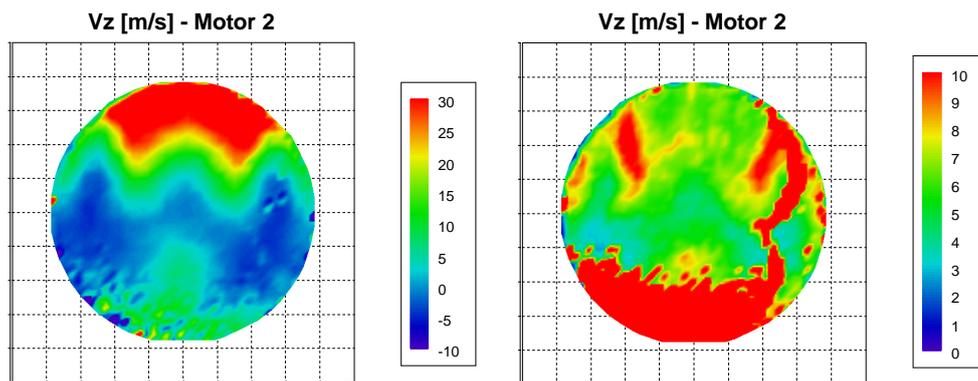


Abbildung 80: mittlere axiale Geschwindigkeit (links) und axiale Standardabweichung (rechts) Motor 2, $h_v/d_v=0.28$

Wie bereits in den Grundlagen beschrieben, können Schwankungen in der realen Zylinderinnenströmung die zyklischen Schwankungen des realen Motorbetriebs begünstigen. Trotz der unterschiedlichen Randbedingungen zwischen Motor- und Strömungsprüfstand, wurde nach einer Möglichkeit zur Interpretation der Ergebnisse beider Prüfstände gesucht.

Deshalb sei abschließend eine weitere Möglichkeit für die Interpretation der Standardabweichung aufgezeigt, durch die Berechnung des Turbulenzgrades T_u . Wie bereits erwähnt, wird der Turbulenzgrad als Verhältnis zwischen Standardabweichung und mittlerer Geschwindigkeit gebildet.

In den folgenden Abbildungen werden Strömungsergebnisse von Motor 2 und 3 gezeigt. In Abbildung 81 ist wiederholt die mittlere Geschwindigkeit in axialer Richtung gezeigt, in Abbildung 82 die Standardabweichung des Geschwindigkeitsfeldes.

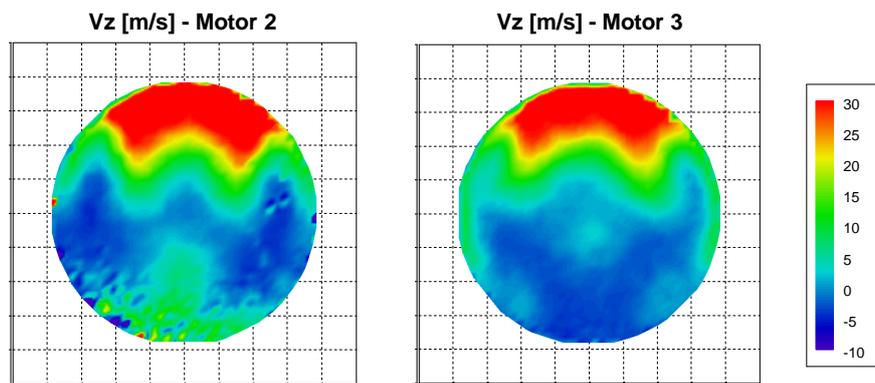


Abbildung 81: mittlere axiale Geschwindigkeitsverteilung Motor 2 und 3, $h_v/d_v=0.28$

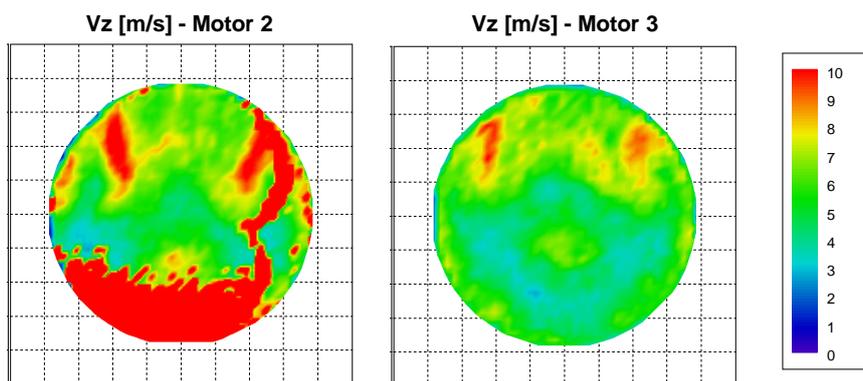


Abbildung 82: Standardabweichung in axialer Richtung von Motor 2 und 3, $h_v/d_v=0.28$

Abbildungen 83 bis 85 zeigen den Turbulenzgrad in axialer Richtung für verschiedene Skalierungen.

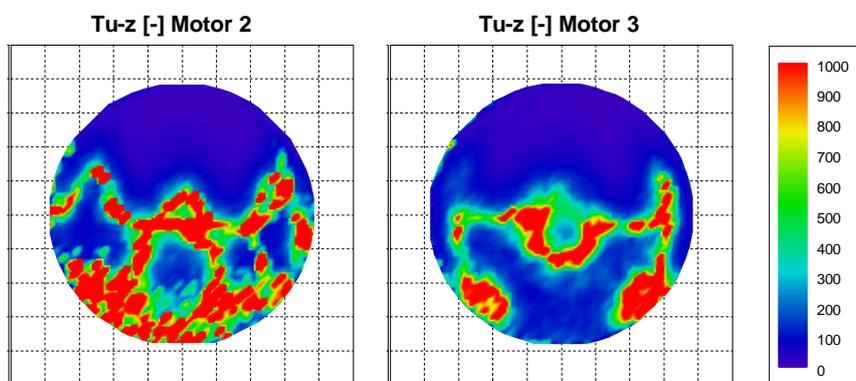


Abbildung 83: Turbulenzgrad in axialer Richtung von Motor 2 und 3, Skalierung 1, $h_v/d_v=0.28$

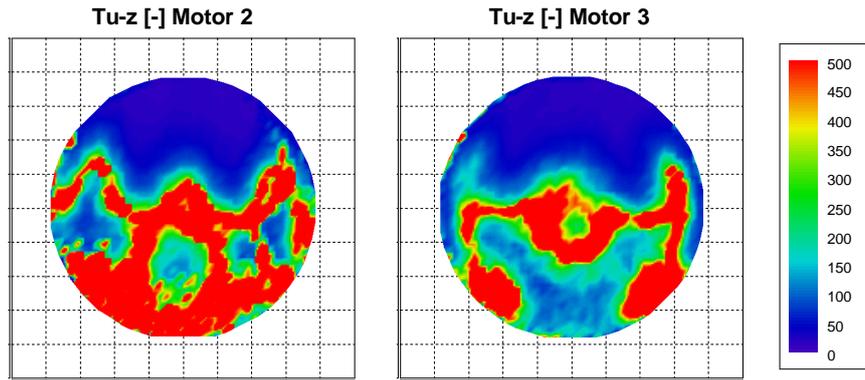


Abbildung 84: Turbulenzgrad in axialer Richtung von Motor 2 und 3, Skalierung 2, $h_v/d_v=0.28$

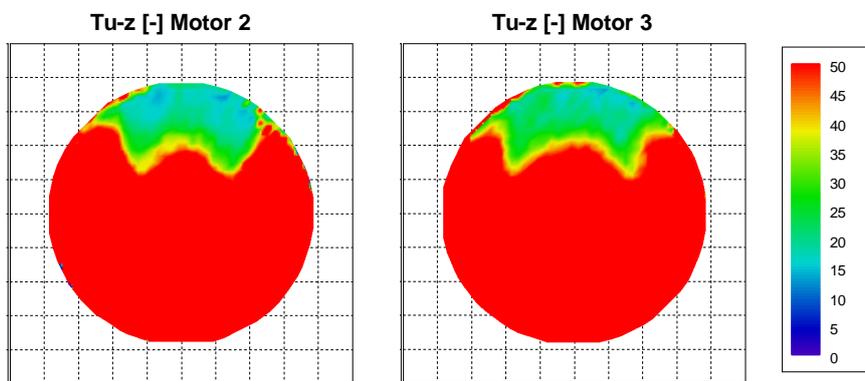


Abbildung 85: Turbulenzgrad in axialer Richtung von Motor 2 und 3, Skalierung 3, $h_v/d_v=0.28$

Abbildung 85 zeigt bei genauer Betrachtung einen geringeren Turbulenzgrad im Bereich des höchsten Massenstroms. Anfängliche Vermutungen konnten jedoch nicht bestätigt werden. Hierzu sei angemerkt, dass Messfehler einer Einzelaufnahme sich nur in einem geringen Maße auf die gemittelte Geschwindigkeit auswirken. Hingegen ist die berechnete Standardabweichung (und damit auch der Turbulenzgrad) um einiges „sensibler“ auf die Einhaltung der Meßgüte („Ausreißer“ einer Einzelaufnahme).

9 Zusammenfassung der Ergebnisse

Im Zuge dieser Arbeit wurden Ergebnisse des Motorprüfstands und des stationären Strömungsprüfstands miteinander korreliert. Ziel war es die Auslegungssicherheit bei der Einlasskanal-Entwicklung, die in einem sehr frühen Stadium des Entwicklungsprozesses stattfindet, zu verbessern. Zu Beginn der Arbeit fand eine stark vereinfachte Bewertung der Verbrennungsergebnisse statt, die sich als iterativer Prozess gestaltete. Zeitgleich fand jeweils ein Vergleich mit den Ergebnissen des Strömungsprüfstandes und den bis dato berechneten Auslegungs-Kenngrößen statt. Unter den vorgestellten Voraussetzungen der Vergleichbarkeit fand eine Einteilung der verschiedenen Motoren in Gruppen statt. Mit Vernachlässigung aller anderen Einflussfaktoren fand eine Bewertung der Verbrennungsergebnisse, anhand der gewählten Bewertungs-Kriterien, statt.

In den drei aufgeteilten Gruppen befanden sich insgesamt sieben Motoren.

Besonders in der ersten Gruppe (T1) korrelierten die Ergebnisse des Motorprüfstandes mit den vorhandenen Auslegungs-Kenngrößen gänzlich sehr schlecht. Die zweite Gruppe (T2) zeigte zwar ähnliche Verbrennungsergebnisse, die Auslegungskenngrößen wichen jedoch voneinander ab. In der dritten Gruppe (S1) entsprachen die Ergebnisse der berechneten Tumble-Kennwerte den Ergebnissen der Bewertung der Motorprüfstands-Daten, die Unterschiede in den Beträgen ließen jedoch Spielraum für Vermutungen.

Es wurden in weiterer Folge, mit Hilfe von strömungsmechanischen Grundlagen, neue Kenngrößen gebildet. Dies erfolgte durch die Berechnung eines definierten Impulsstroms eines jeden Auswertefensters sowie dessen Normalabstand zu einer Drehachse. Als Drehachsen wurden die bekannte Tumble- und Omega-Tumble Achsen sowie eine neu definierte Omega-Drall Achse verwendet. Durch vorzeichenrichtiges Aufsummieren ergaben sich somit jeweils zwei fiktive Momente (normal und reduziert) um die Tumble- sowie Omega-Tumble-Achsen sowie ein fiktives Moment um die Omega-Drall-Achse.

Die Unterschiede zwischen den „alten“ und den „neuen“ Kenngrößen wurden aufgezeigt und Vermutungen über deren Aussagen aufgestellt.

10 Ausblick

Grundsätzlich stellt die Auseinandersetzung mit strömungsmechanischen Eigenschaften der Zylinderinnenströmung ein sehr spannendes und wichtiges Themengebiet dar. Durch die laseroptische Geschwindigkeitserfassung der Strömung am stationären Strömungsprüfstand und deren bestehenden und weiterentwickelten Analysemöglichkeiten, lässt sich die Auslegungssicherheit beim Ottomotor definitiv verbessern.

Es sei nur auf die Grenzen dieser Betrachtung hingewiesen, da der stationäre Strömungsprüfstand nicht die reale instationäre Strömung im Motor abbildet.

Zur Beschreibung der Zylinderinnenströmung eines Ottomotors mittels eines Tumble-Kennwerts möchte ich anmerken, dass hier zwei Faktoren, die die Strömung beeinflussen, zusammengefasst werden. Dies sind die Ergebnisse des stationären Strömungsprüfstandes, die bei einer konstanten Druckdifferenz gemessen werden (ohne Kolben) und geometrische Abmessungen des realen Motors. Zweifellos spielen die geometrischen Abmessungen des realen Motors bei der generierten Zylinderinnenströmung eine wichtige Rolle, jedoch sei hier auf bekannte degressive Abhängigkeiten im realen Motorbetrieb hingewiesen.

Der Auslegungs-Kennwert durch die Angabe des maximalen Tumble-Kennwerts, sowie dazugehörigem Winkel der Tumble-Achse, halte ich für diskussionswürdig. Dies sei in der Tumble-Strömung des realen Motors begründet, die meinem Verständnis nach zwar um eine räumlich veränderliche Achse dreht, jedoch nicht um die Achse des maximal ermittelten Tumble-Kennwerts.

Im Zuge dieser Arbeit wurde ausschließlich auf den „Nutzen“ der generierten Einlass-Strömung eingegangen. Den „Aufwand“ den die Strömung erzeugt, schlägt sich in den Ladungswechsel-Verlusten nieder und wurde nicht betrachtet. In diesem Zusammenhang sei auf das, meiner Meinung nach, noch nicht ausgeschöpfte Potenzial der Betrachtungsweise dieser Seite hingewiesen. Hier möchte ich vor allem die Betrachtung der Vergleichbarkeit der verschiedenen Zylinderköpfe bzw. Flowboxen unter der Annahme des gleichen Ventilhub-Ventildurchmesser-Verhältnisses nennen, die aus meiner Sicht fraglich ist. Dies sei meiner Meinung nach, in den unterschiedlichen, durch das Ventil freigegebenen (relevanten) aerodynamischen Flächen begründet.

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Drall, Tumble [3]	13
Abbildung 2: Unterschied Füllkanal – Tumblekanal [5]	14
Abbildung 3: Tumble – Entstehung [5].....	14
Abbildung 4: Drehklappe zur Erhöhung der Tumbleströmung [3].....	15
Abbildung 5: Zeitlicher Verlauf einer turbulenten Strömung [6]	15
Abbildung 6: Turbulenzentstehungsmechanismen [3].....	17
Abbildung 7: Magergrenze in Abhängigkeit der Strömungsgeschwindigkeit [3]	18
Abbildung 8: Interaktion einer laminaren Flammenfront mit diskreten Wirbeln verschiedener Größenordnungen [7]	20
Abbildung 9: Einfluss der Turbulenzintensität auf den Verbrennungsvorgang von C_3H_8 , $\lambda=1$ [7]	20
Abbildung 10: Oberflächen-Volumen-Verhältnisse	22
Abbildung 11: Verbrennungs-Kenngrößen in Abhängigkeit des Zylinderhubvolumens [7]...	23
Abbildung 12: LDA – Strömungsprüfstand, Firma AVL List GmbH	25
Abbildung 13: PIV – Strömungsprüfstand, Firma AVL List GmbH.....	25
Abbildung 14: Unterschied bei der Messung von Drall und Tumble am Strömungsprüfstand [4]	26
Abbildung 15: Messinstrumente nach dem integralen Messverfahren [12]	27
Abbildung 16: Differentielle Erfassung zweier Strömungsfelder mit identen integralen Kennwerten [4].....	27
Abbildung 17: PIV Messprinzip [14].....	28
Abbildung 18: PIV – Strömungsprüfstand, Firma AVL	31
Abbildung 19: Grundsätzlicher Aufbau PIV – Strömungsprüfstand, Firma AVL List GmbH [15]	32
Abbildung 20: Auswertung Strömungsfeld.....	33
Abbildung 21: Berechnung ωFK [4]	34
Abbildung 22: Skizze Kurbeltrieb.....	35
Abbildung 23: Definition der Tumble-Achsen in der horizontalen Messebene	37
Abbildung 24: Definition der Tumble-Achsen im dreidimensionalen Zylinderschnitt	37
Abbildung 25: Omega-Tumble Simulationsergebnis.....	38
Abbildung 26: Kennfeld-Rasterung, Paramater CO Emissionen.....	39
Abbildung 27: Gruppierung der Vergleichsmotoren	40
Abbildung 28: CFD-Simulationsergebnis; mittlere Geschwindigkeitsverteilung und turbulente kinetische Energie; $5^\circ KW$ vor OT	41
Abbildung 29: CFD-Simulationsergebnis; mittlere Geschwindigkeitsverteilung und turbulente kinetische Energie; $5^\circ KW$ vor OT	41
Abbildung 30: Einfluss der Steuerzeiten auf die Verbrennung.....	42
Abbildung 31: Aufteilung der Motoren gemäß den geometrischen Einflussfaktoren	43
Abbildung 32: Motorprüfstands-Ergebnisse, Lastschnitt bei 2000 min^{-1} , Gruppe T1	46
Abbildung 33: Motorprüfstands-Ergebnisse, Lastschnitt bei 2000 min^{-1} , Gruppe T1	47
Abbildung 34: Motorprüfstands-Ergebnisse, Lastschnitt bei 2000 min^{-1} , Gruppe T2.....	49
Abbildung 35: Motorprüfstands-Ergebnisse, Lastschnitt bei 2000 min^{-1} , Gruppe T2.....	50
Abbildung 36: Motorprüfstands-Ergebnisse, Einlass-Steuerzeiten-Variation bei $2000 \text{ min}^{-1} / 2 \text{ bar}$, Gruppe T2.....	51
Abbildung 37: Motorprüfstands-Ergebnisse, Volllast, Gruppe S1	52
Abbildung 38: Verlauf des Tumble-Kennwerts, Gruppe T1.....	55
Abbildung 39: Verlauf des Omega-Tumble-Kennwerts, Gruppe T1	56

Abbildung 40: Verlauf des Tumble-Kennwerts, Gruppe T2.....	57
Abbildung 41: Verlauf des Omega-Tumble-Kennwerts, Gruppe T2.....	57
Abbildung 42: Verlauf des Tumble-Kennwerts, Gruppe S1.....	58
Abbildung 43: Verlauf des Omega-Tumble-Kennwerts, Gruppe S1.....	58
Abbildung 44: Strömungsergebnisse mit Geschwindigkeitsvektoren in der Ebene	60
Abbildung 45: Lage der Omega-Drall Achse	61
Abbildung 46: Omega-Drall, Gruppe T1	61
Abbildung 47: Omega-Drall, Gruppe T2	62
Abbildung 48: Omega-Drall, Gruppe S1	62
Abbildung 49: Verlauf Tumblewinkel, Gruppe T1.....	63
Abbildung 50: Verlauf Tumblewinkel, Gruppe T2.....	64
Abbildung 51: Verlauf Tumblewinkel, Gruppe S1	64
Abbildung 52: Legende Strömungsgrößen	65
Abbildung 53: Strömungsgrößen, Gruppe T1, Motor 1.....	66
Abbildung 54: Strömungsgrößen, Gruppe T1, Motor 2.....	66
Abbildung 55: Strömungsgrößen, Gruppe T1, Motor 3.....	66
Abbildung 56: Strömungsgrößen, Gruppe T2, Motor 4.....	67
Abbildung 57: Strömungsgrößen, Gruppe T2, Motor 5.....	67
Abbildung 58: Strömungsgrößen, Gruppe S1, Motor 6.....	68
Abbildung 59: Strömungsgrößen, Gruppe S1, Motor 7.....	68
Abbildung 60: Verlauf des Tumble-Moments, Gruppe T1.....	71
Abbildung 61: Verlauf des reduzierten Tumble-Moments, Gruppe T1.....	72
Abbildung 62: Verlauf des Tumble-Kennwerts, Gruppe T1.....	72
Abbildung 63: Verlauf des Tumble-Moments, Gruppe T2.....	73
Abbildung 64: Verlauf des reduzierten Tumble-Moments, Gruppe T2.....	73
Abbildung 65: Verlauf des Tumble-Kennwerts, Gruppe T1.....	74
Abbildung 66: Verlauf des Tumble-Moments, Gruppe S1	74
Abbildung 67: Verlauf des reduzierten Tumble-Moments, Gruppe S1	75
Abbildung 68: Verlauf des Tumble-Kennwerts, Gruppe S1.....	75
Abbildung 69: Verlauf des Omega-Drall-Moments, Gruppe T1	76
Abbildung 70: Verlauf des Omega-Drall-Moments, Gruppe T2.....	77
Abbildung 71: Verlauf des Omega-Drall-Moments, Gruppe S1	77
Abbildung 72: Verlauf des Omega-Tumble-Moments, Gruppe T1	79
Abbildung 73: Verlauf des reduzierten Omega-Tumble-Moments, Gruppe T1	79
Abbildung 74: Verlauf des Omega-Tumble-Moments, Gruppe T2.....	80
Abbildung 75: Verlauf des reduzierten Omega-Tumble-Moments, Gruppe T2.....	80
Abbildung 76: Verlauf des Omega-Tumble-Moments, Gruppe S1	81
Abbildung 77: Verlauf des reduzierten Omega-Tumble-Moments, Gruppe S1	81
Abbildung 78: Tumble-Moment vs. Omega-Drall-Moment, Gruppe T1	82
Abbildung 79: mittlere axiale Geschwindigkeit (links) und axiale Standardabweichung (rechts) Motor 3, $h_v/d_v=0.28$	83
Abbildung 80: mittlere axiale Geschwindigkeit (links) und axiale Standardabweichung (rechts) Motor 2, $h_v/d_v=0.28$	83
Abbildung 81: mittlere axiale Geschwindigkeitsverteilung Motor 2 und 3, $h_v/d_v=0.28$	84
Abbildung 82: Standardabweichung in axialer Richtung von Motor 2 und 3, $h_v/d_v=0.28$	84
Abbildung 83: Turbulenzgrad in axialer Richtung von Motor 2 und 3, Skalierung 1, $h_v/d_v=0.28$	84
Abbildung 84: Turbulenzgrad in axialer Richtung von Motor 2 und 3, Skalierung 2, $h_v/d_v=0.28$	85
Abbildung 85: Turbulenzgrad in axialer Richtung von Motor 2 und 3, Skalierung 3,	

$h_v/d_v=0.28$	85
Abbildung 86: Motorprüfstands-Ergebnisse, Lastschnitt bei 3000min^{-1} , Gruppe T1	93
Abbildung 87: Motorprüfstands-Ergebnisse, Lastschnitt bei 3000min^{-1} , Gruppe T1	94
Abbildung 88: Motorprüfstands-Ergebnisse, Lastschnitt bei 4000min^{-1} , Gruppe T1	95
Abbildung 89: Motorprüfstands-Ergebnisse, Lastschnitt bei 4000min^{-1} , Gruppe T1	96
Abbildung 90: Motorprüfstands-Ergebnisse, Lastschnitt bei 1000min^{-1} , Gruppe T2.....	97
Abbildung 91: Motorprüfstands-Ergebnisse, Lastschnitt bei 1000min^{-1} , Gruppe T2.....	98
Abbildung 92: Motorprüfstands-Ergebnisse, Lastschnitt bei 3000min^{-1} , Gruppe T2.....	99
Abbildung 93: Motorprüfstands-Ergebnisse, Lastschnitt bei 3000min^{-1} , Gruppe T2.....	100
Abbildung 94: Motorprüfstands-Ergebnisse, Lastschnitt bei 4000min^{-1} , Gruppe T2.....	101
Abbildung 95: Motorprüfstands-Ergebnisse, Lastschnitt bei 4000min^{-1} , Gruppe T2.....	102
Abbildung 96: Motorprüfstands-Ergebnisse, Lastschnitt bei 5000min^{-1} , Gruppe T2.....	103
Abbildung 97: Motorprüfstands-Ergebnisse, Lastschnitt bei 5000min^{-1} , Gruppe T2.....	104
Abbildung 98: Motorprüfstands-Ergebnisse, Einlass-Steuerzeit-Variation bei 2000min^{-1} / 4bar, Gruppe T2	105
Abbildung 99: Motorprüfstands-Ergebnisse, Einlass-Steuerzeit-Variation bei 4000min^{-1} / 6bar, Gruppe T2	106

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Motor-Daten Gruppe T1	44
Tabelle 2: Motor-Daten Gruppe T2	44
Tabelle 3: Motor-Daten Gruppe S1.....	44
Tabelle 4: Bewertung Gruppe T1	53
Tabelle 5: Bewertung Gruppe T2.....	53
Tabelle 6: Bewertung Gruppe S1	53
Tabelle 7: Abgleich Gruppe T1.....	54
Tabelle 8: Abgleich Gruppe T2.....	54
Tabelle 9: Abgleich Gruppe S1	54

Literaturverzeichnis

- [1] G. Brenn, Skriptum: Strömungslehre und Wärmeübertragung I, Graz: TU Graz, 2009.
- [2] G. Brenn, Materialien zu Strömungslehre und Wärmeübertragung, Graz: TU Graz.
- [3] R. v. Basshuysen, Ottomotor mit Direkteinspritzung, Springer, 2013.
- [4] R. Glanz, „Differenzelle Erfassung von Tumble-Strömungsfeldern“. *MTZ*.
- [5] P. Neeser, Untersuchungen zu den Einflussmöglichkeiten auf ein ottomotorisches Hochrestgasbrennverfahren, Kalsruher Institut für Technologie, 2011.
- [6] H. E. Fiedler, Skriptum: Turbulente Strömungen, TU Berlin, TU Braunschweig, 2003.
- [7] F. Pischinger, Sonderforschungsbereich 224 "Motorische Verbrennung", Aachen, 2001.
- [8] H. Eichlseder, Skriptum: Verbrennungskraftmaschinen vertiefte Ausbildung, TU Graz.
- [9] H. Eichlseder, Skriptum: VKM-Funktionsentwicklung, TU Graz.
- [10] M. Buschbeck, Laseroptische Analyse der zyklischen Schwankungen in einem Transparentmotor, TU Darmstadt, 2013.
- [11] R. Basshuysen, Handbuch Verbrennungsmotor, Springer, 2012.
- [12] W. Wimmer, Skriptum: Motorenmesstechnik, TU Graz.
- [13] Schröder-Willert, Particle Image Velocimetry: New Development and Recent Applications, Springer.
- [14] „www.dlr.de,“ [Online]. Available: http://www.dlr.de/at/en/DesktopDefault.aspx/tabid-1668/2292_read-3766/gallery-1/gallery_read-Image.20.1932/. [Zugriff am 9 März 2014].
- [15] Petschenig-Glanz-Sorger, „Differential Flow Field Analysis in Engine Development“. *MTZ*.

Anhang

A.Motorprüfstands-Ergebnisse Gruppe T1

Lastschnitt @ 3000rpm

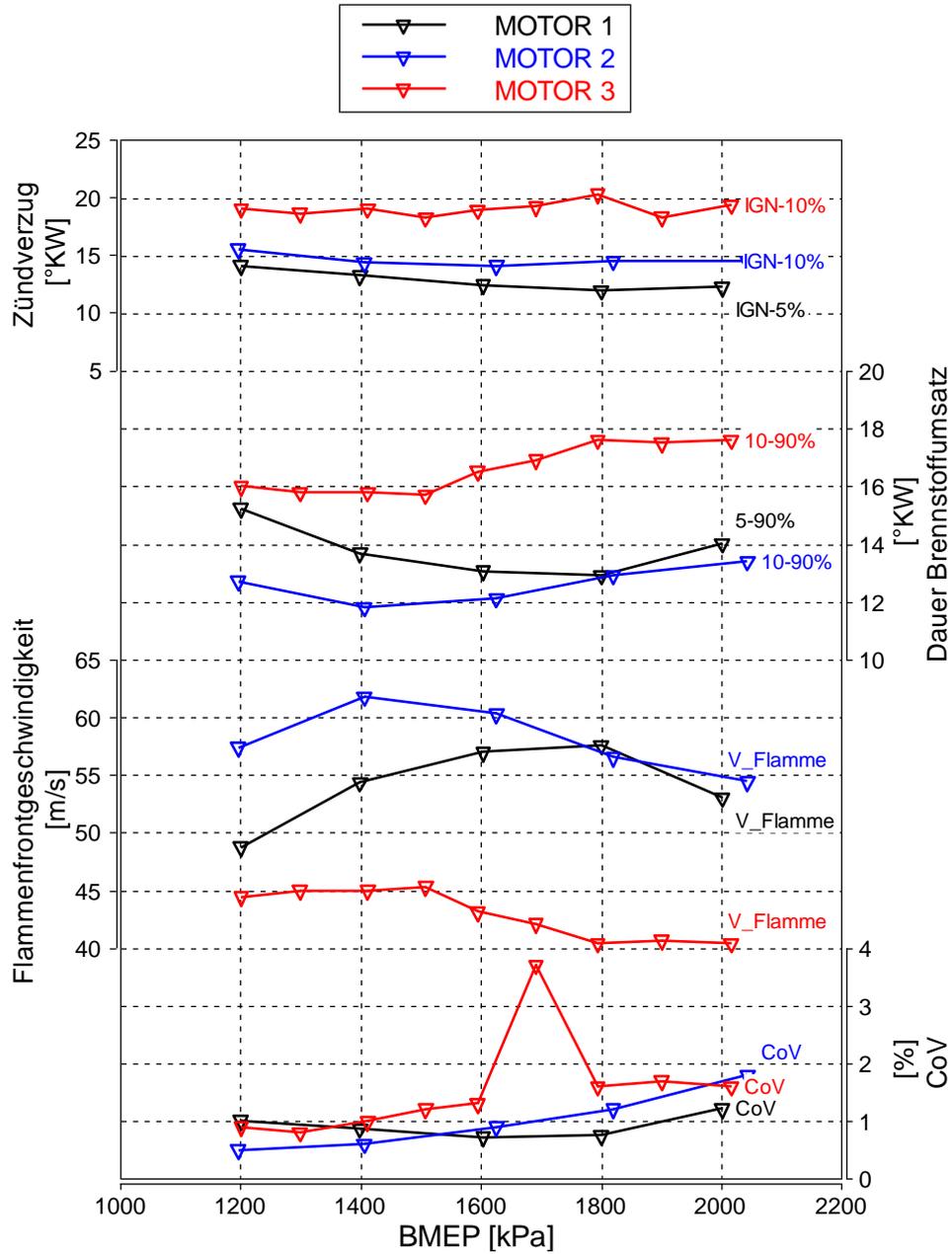


Abbildung 86: Motorprüfstands-Ergebnisse, Lastschnitt bei 3000min⁻¹, Gruppe T1

Lastschnitt @ 3000rpm

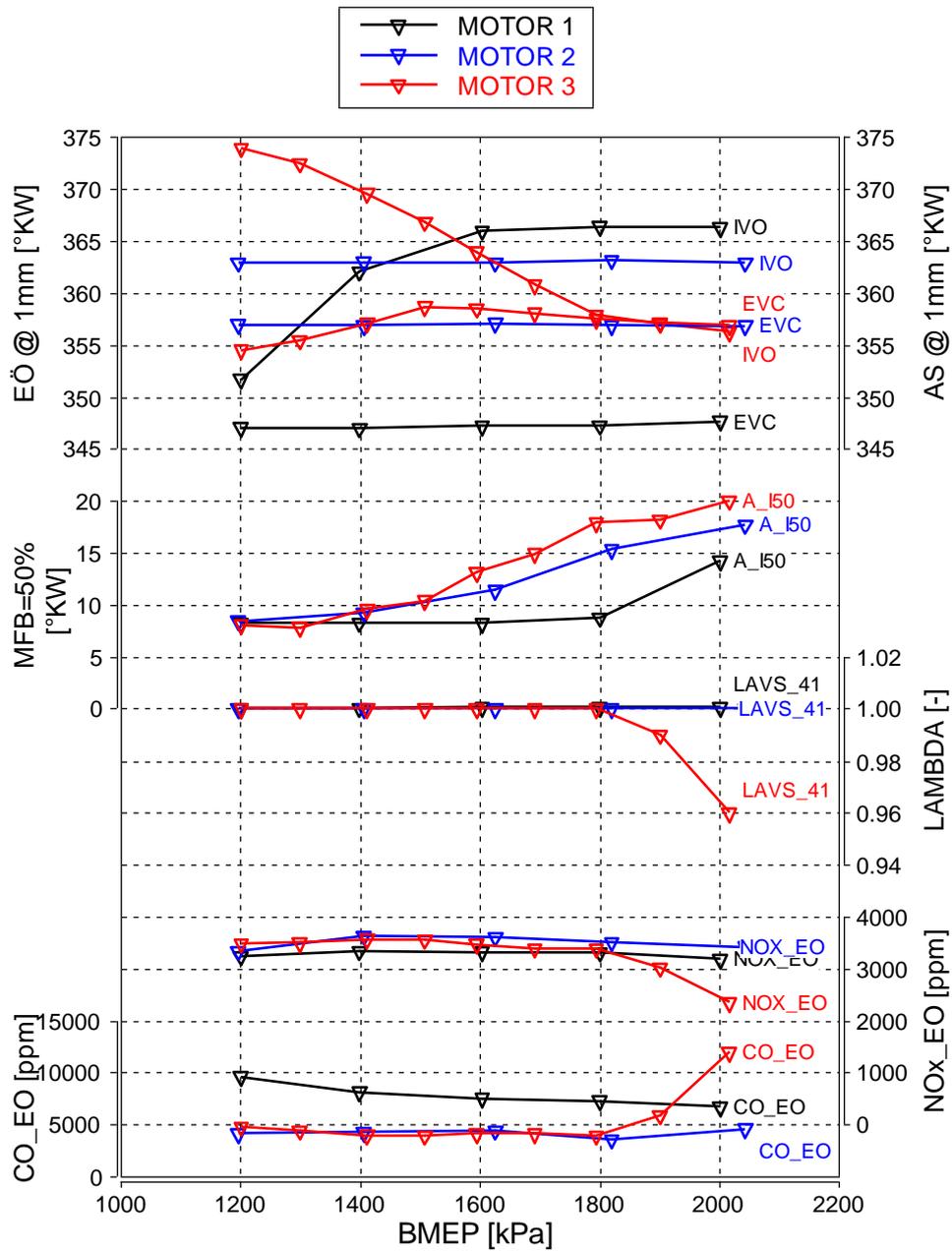


Abbildung 87: Motorprüfstands-Ergebnisse, Lastschnitt bei 3000min⁻¹, Gruppe T1

Lastschnitt @ 4000rpm

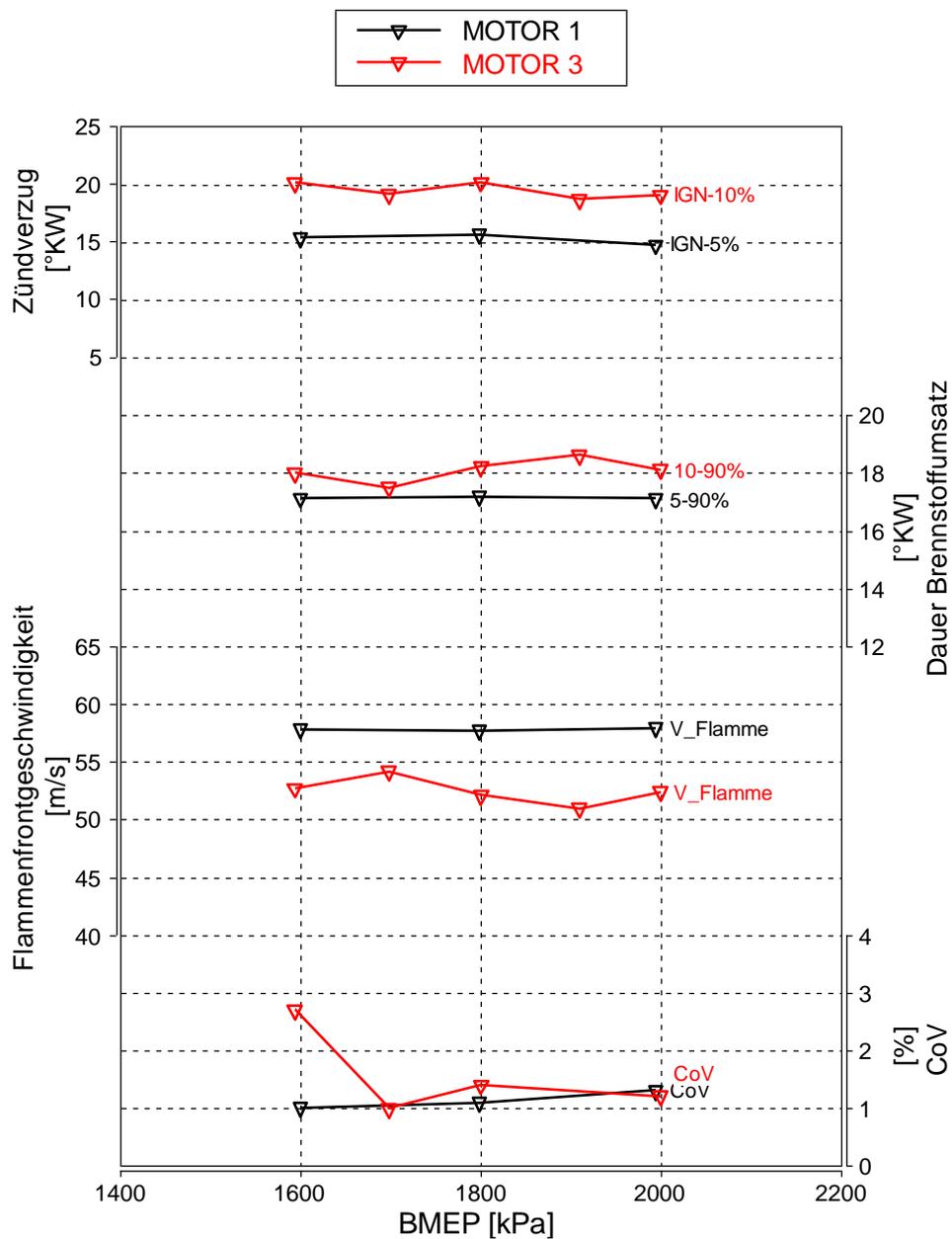


Abbildung 88: Motorprüfstands-Ergebnisse, Lastschnitt bei 4000min⁻¹, Gruppe T1

Lastschnitt @ 4000rpm

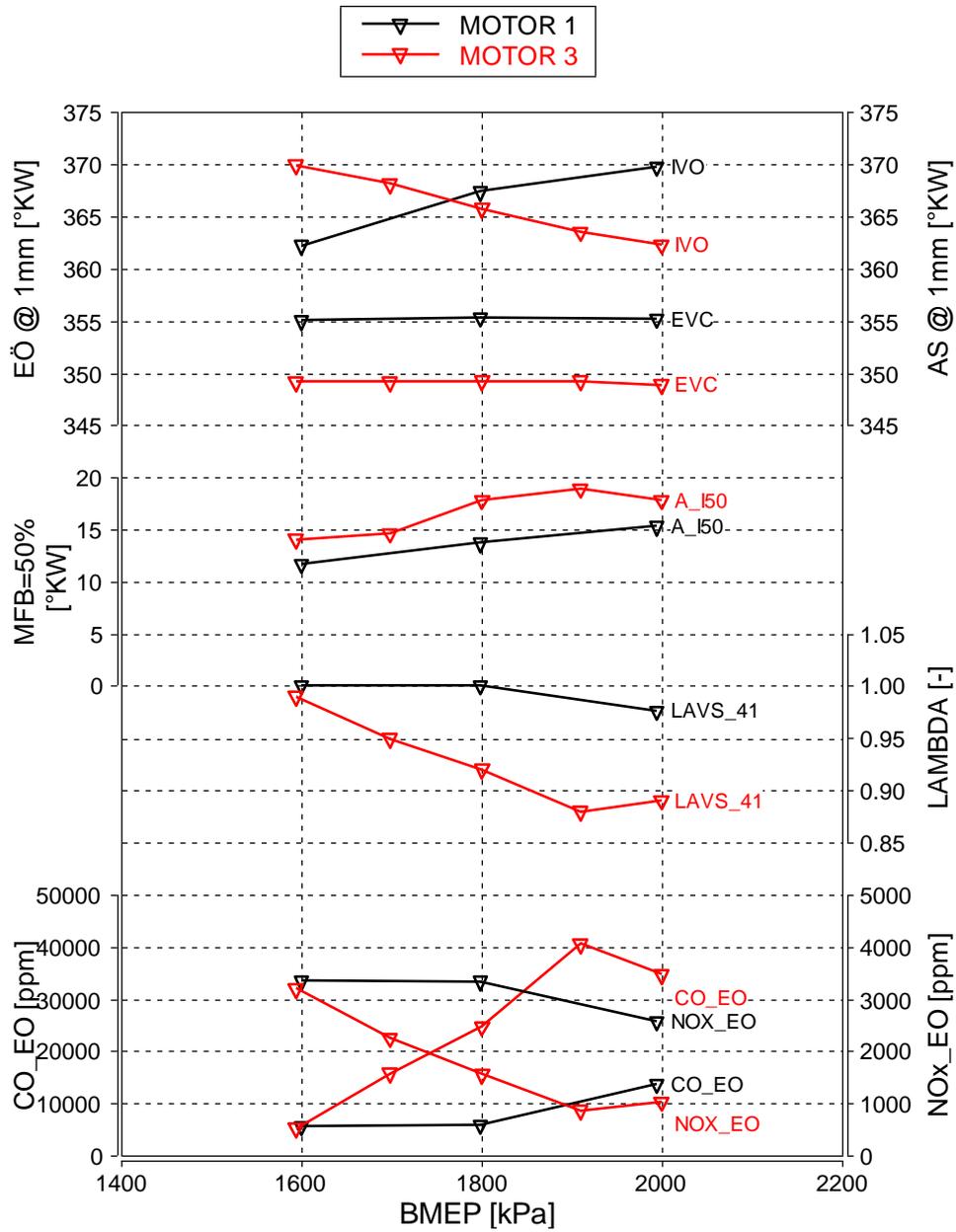


Abbildung 89: Motorprüfstands-Ergebnisse, Lastschnitt bei 4000min⁻¹, Gruppe T1

B. Motorprüfstands-Ergebnisse Gruppe T2

Lastschnitt @ 1000rpm

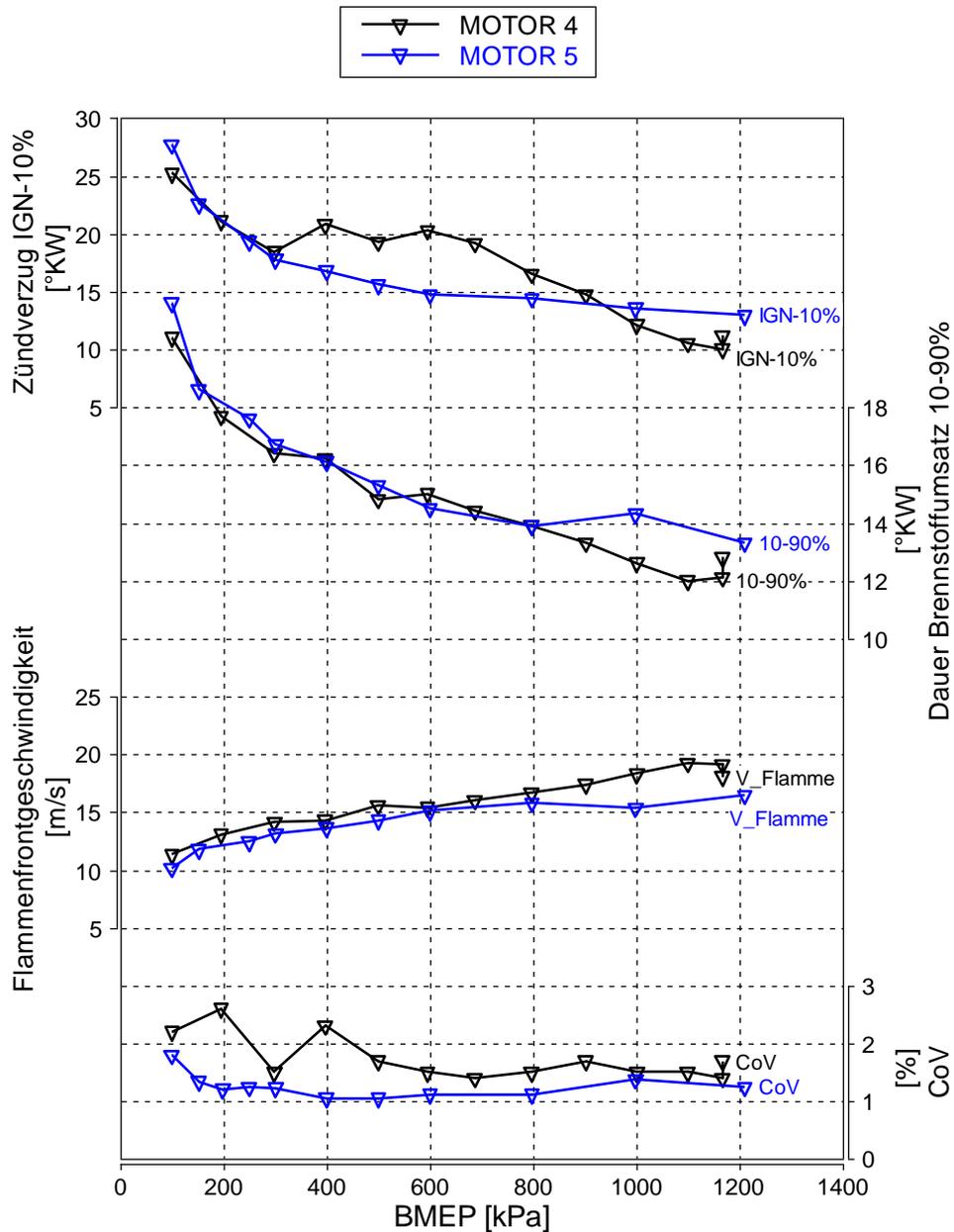


Abbildung 90: Motorprüfstands-Ergebnisse, Lastschnitt bei 1000min⁻¹, Gruppe T2

Lastschnitt @ 1000rpm

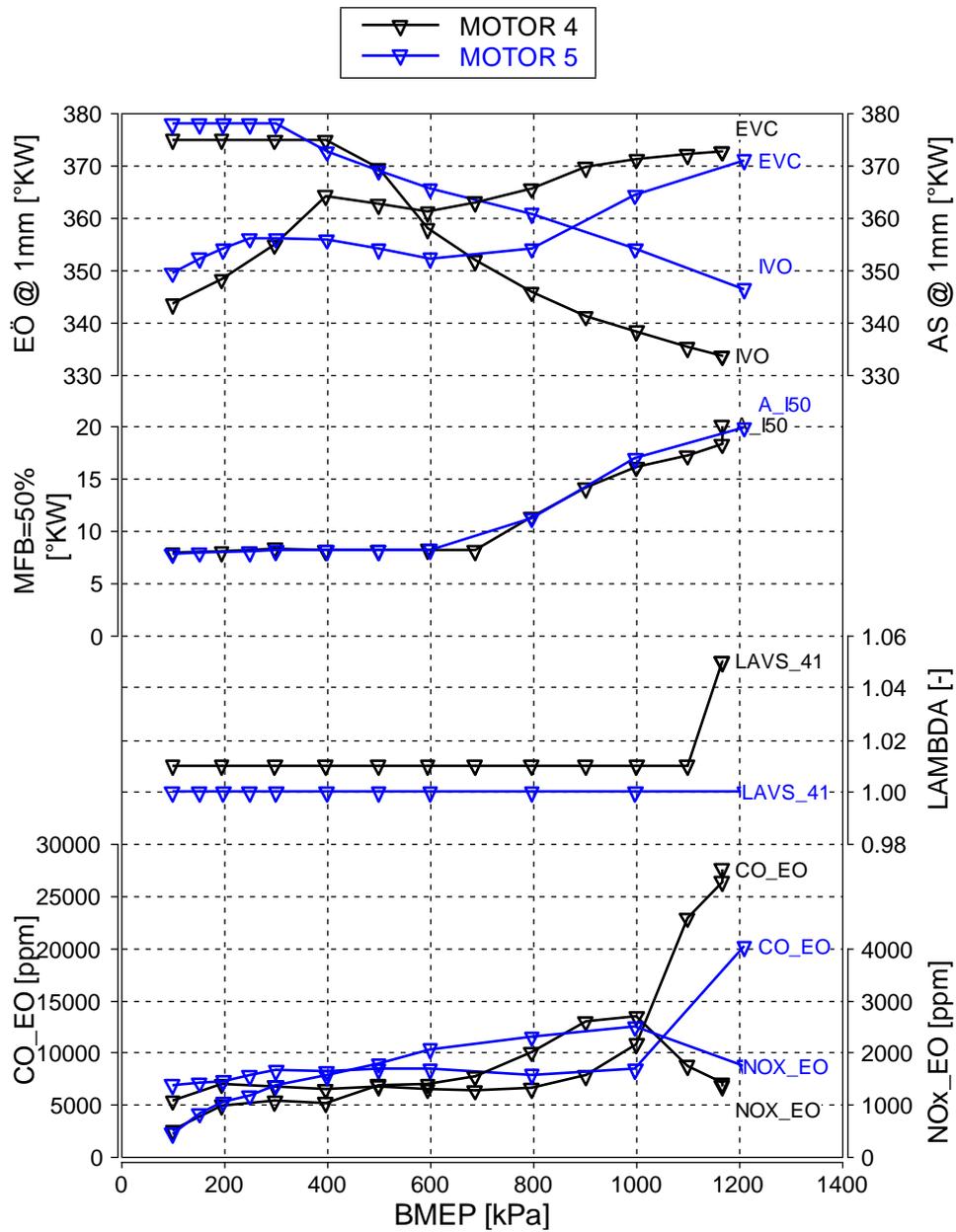


Abbildung 91: Motorprüfstands-Ergebnisse, Lastschnitt bei 1000min⁻¹, Gruppe T2

Lastschnitt @ 3000rpm

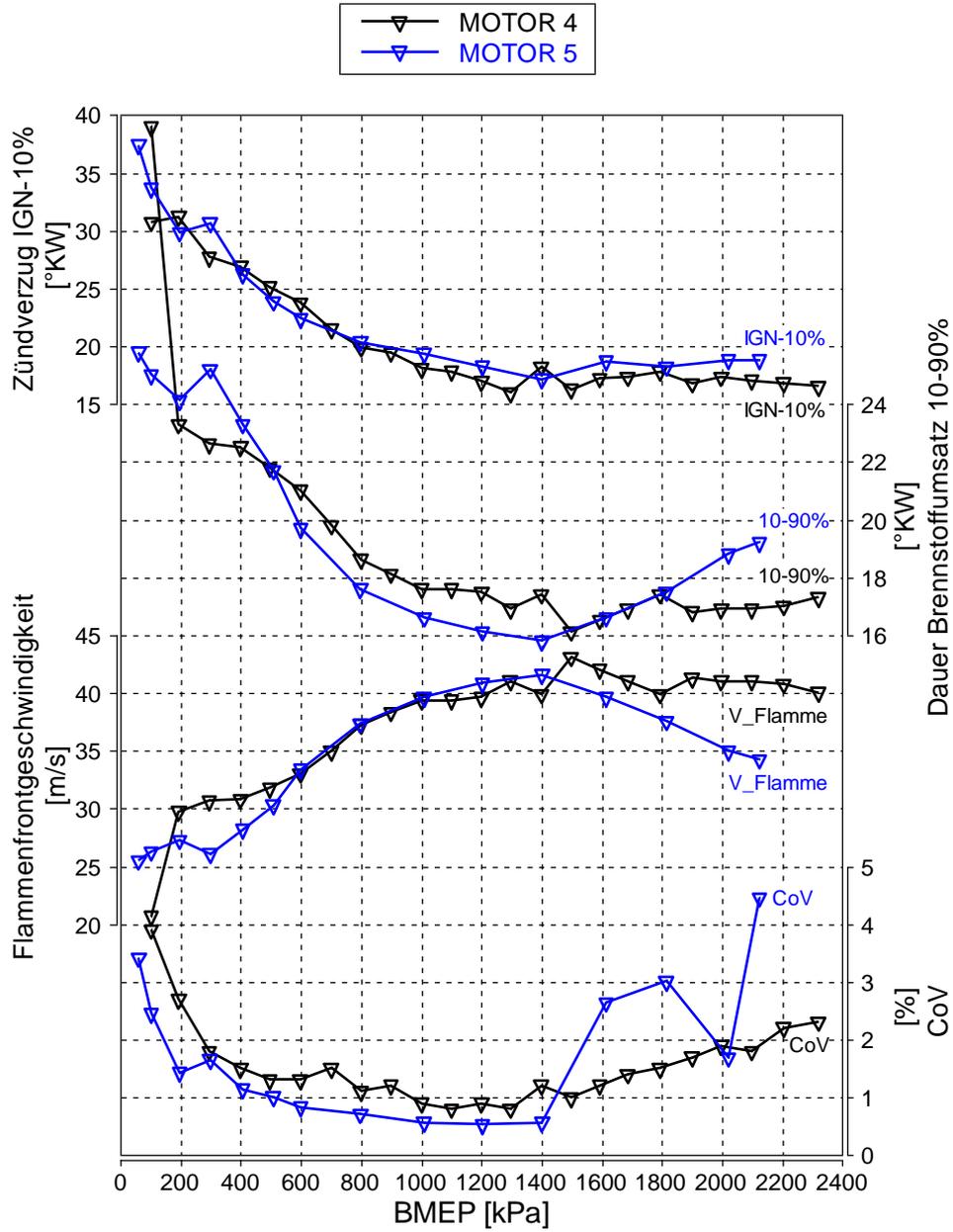


Abbildung 92: Motorprüfstands-Ergebnisse, Lastschnitt bei 3000min⁻¹, Gruppe T2

Lastschnitt @ 3000rpm

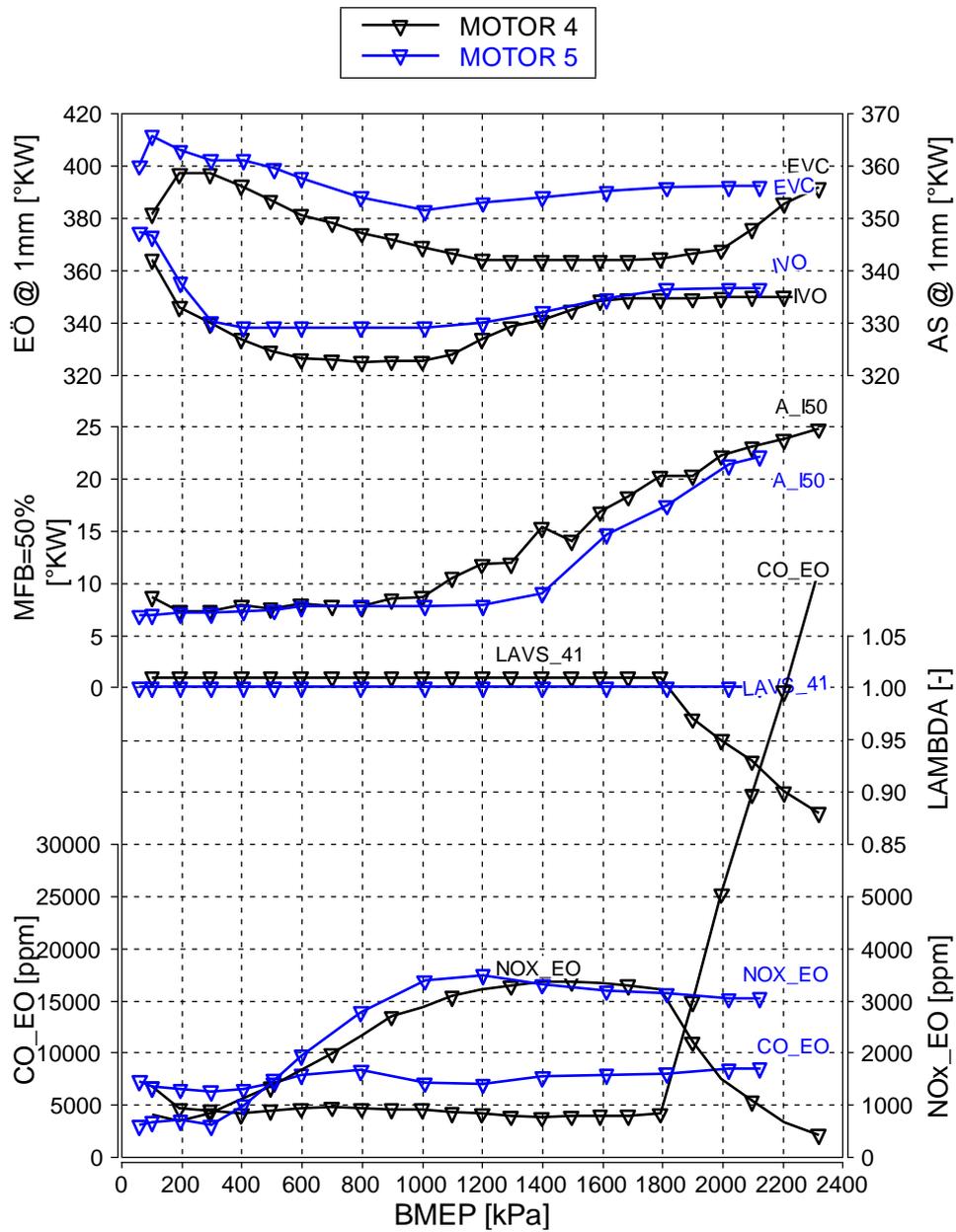


Abbildung 93: Motorprüfstands-Ergebnisse, Lastschnitt bei 3000min⁻¹, Gruppe T2

Lastschnitt @ 4000rpm

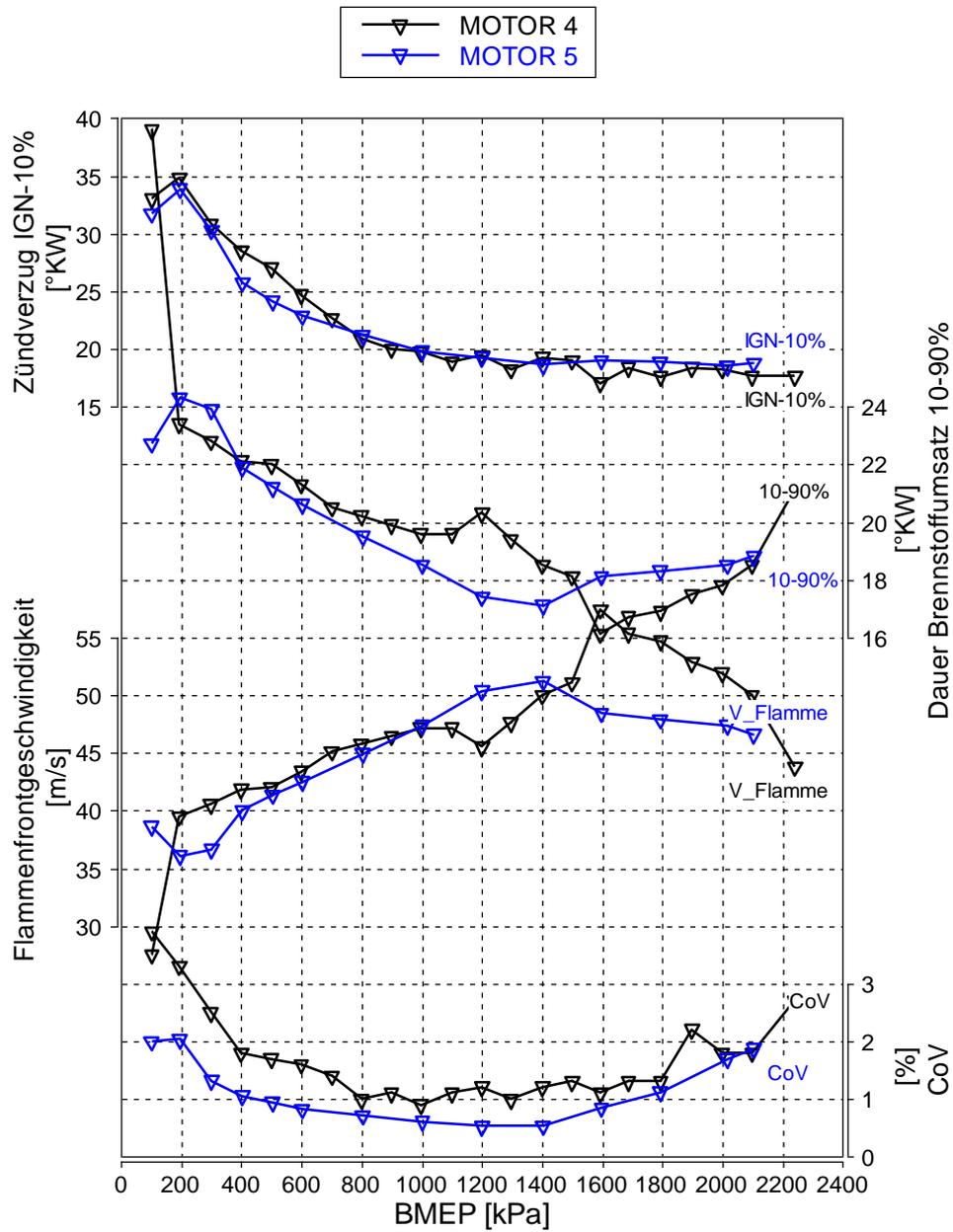


Abbildung 94: Motorprüfstands-Ergebnisse, Lastschnitt bei 4000min⁻¹, Gruppe T2

Lastschnitt @ 4000rpm

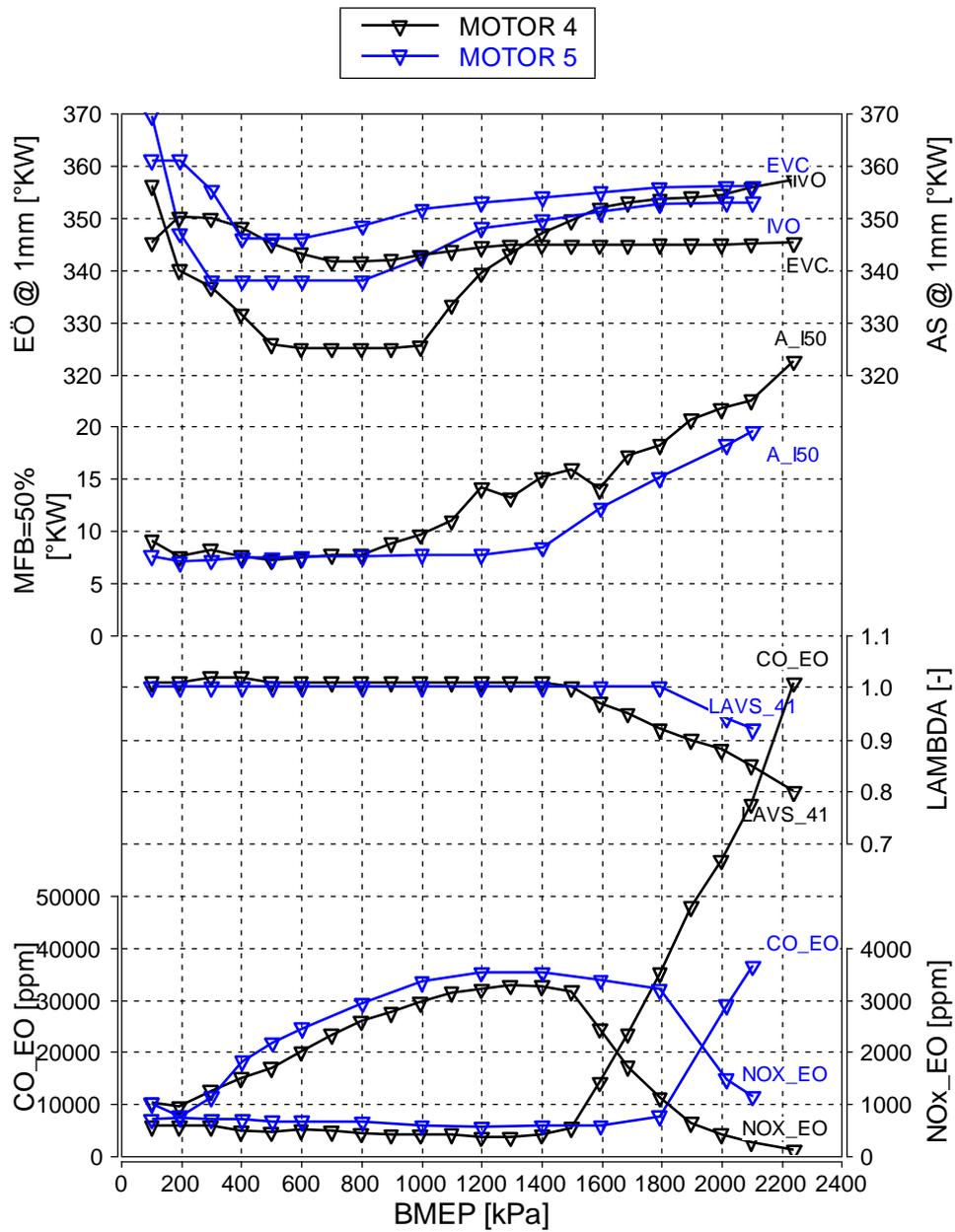


Abbildung 95: Motorprüfstands-Ergebnisse, Lastschnitt bei 4000min⁻¹, Gruppe T2

Lastschnitt @ 5000rpm

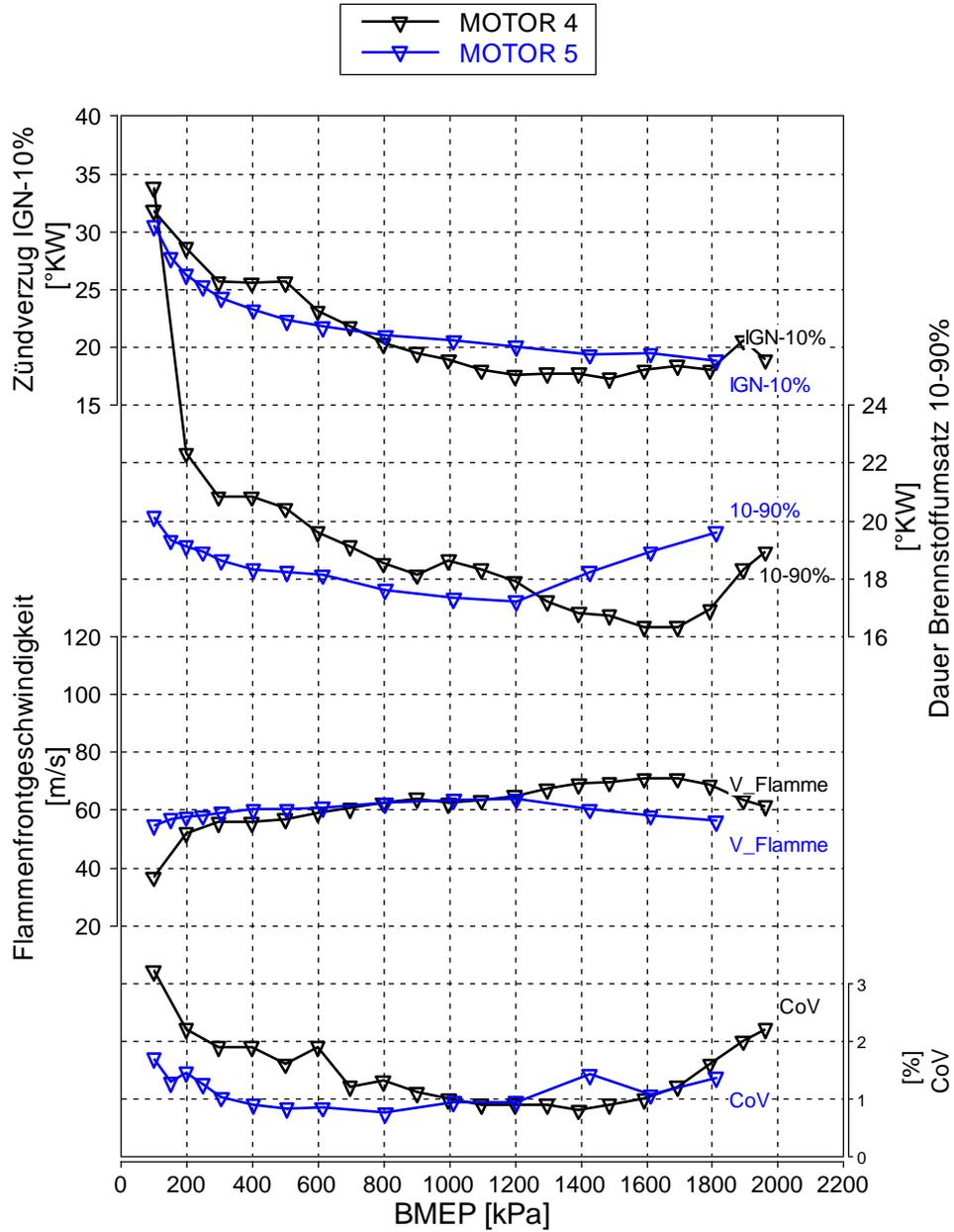


Abbildung 96: Motorprüfstands-Ergebnisse, Lastschnitt bei 5000min⁻¹, Gruppe T2

Lastschnitt @ 5000rpm

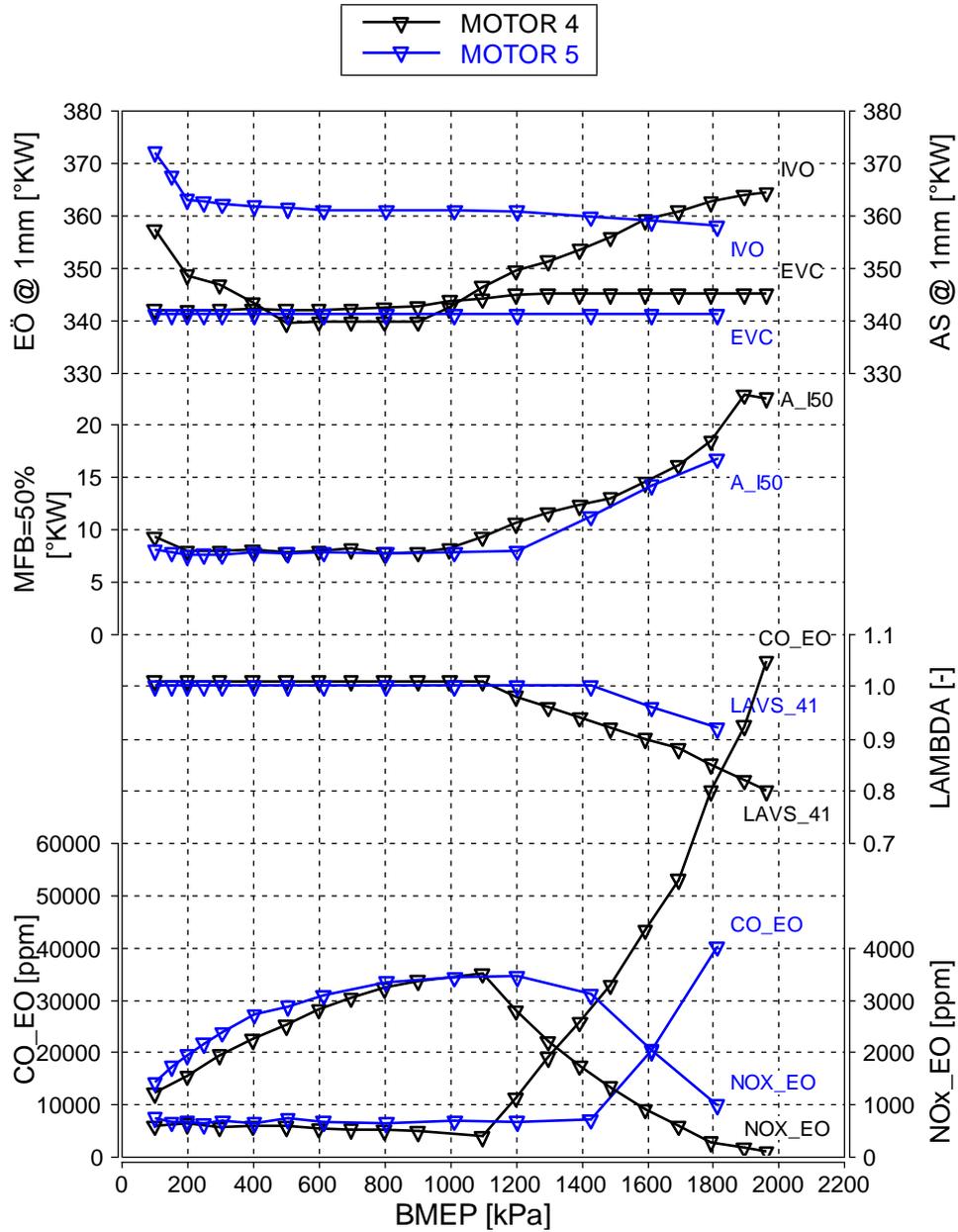


Abbildung 97: Motorprüfstands-Ergebnisse, Lastschnitt bei 5000min⁻¹, Gruppe T2

Einlasssteuerzeiten-Variation @ 2000rpm / 4 bar

AS @ 1mm = 0°KW bezüglich Ladungswechsel-OT
 Ventilüberschneidung [°KW] = AS@1mm [°KW] - EÖ@1mm [°KW]

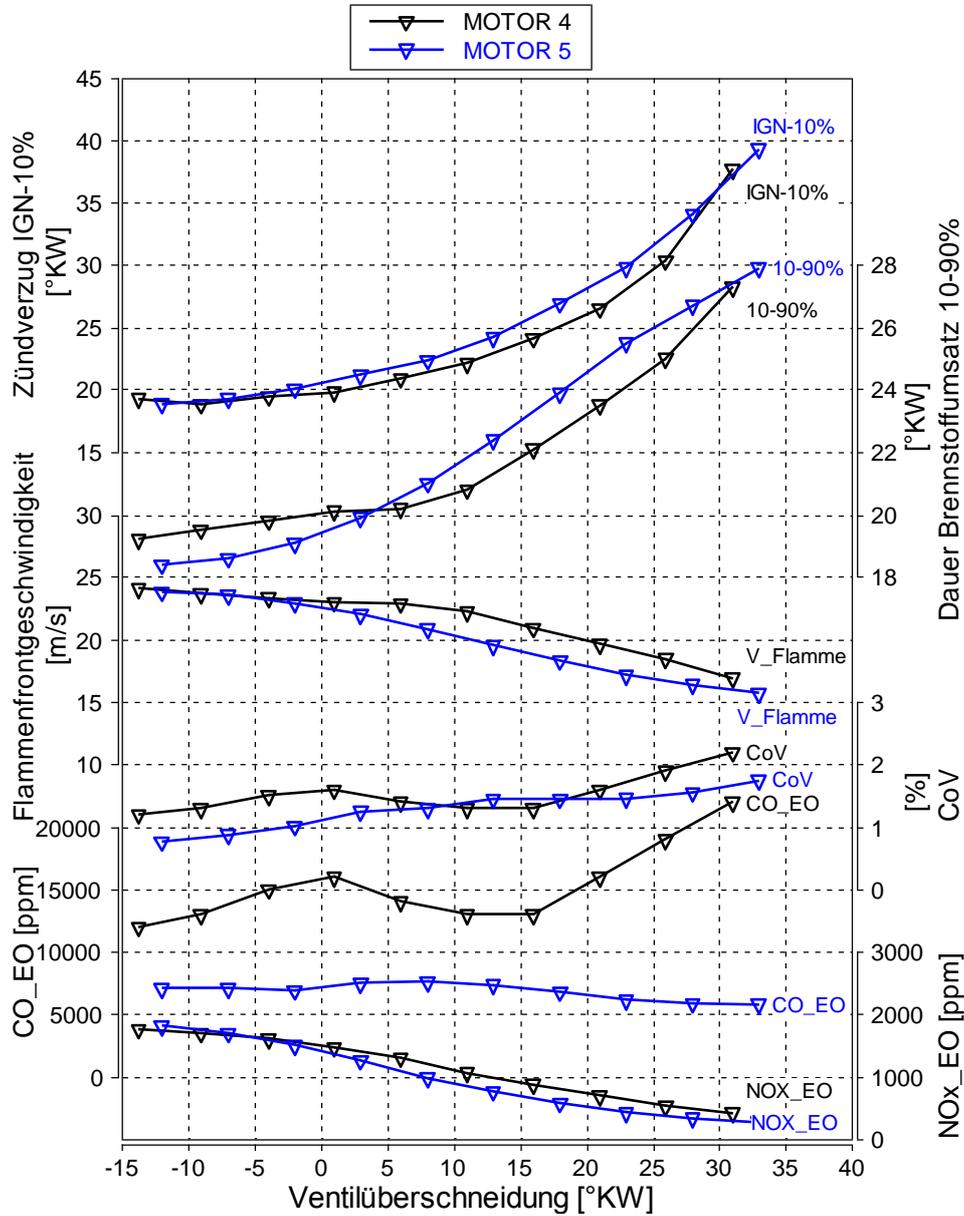


Abbildung 98: Motorprüfstands-Ergebnisse, Einlass-Steuerzeit-Variation bei 2000min^{-1} / 4bar, Gruppe T2

Einlasssteuerzeiten-Variation @ 4000rpm / 6 bar

AS @ 1mm = 0°KW bezüglich Ladungswechsel-OT
 Ventilüberschneidung [°KW] = AS@1mm [°KW] - EÖ@1mm [°KW]

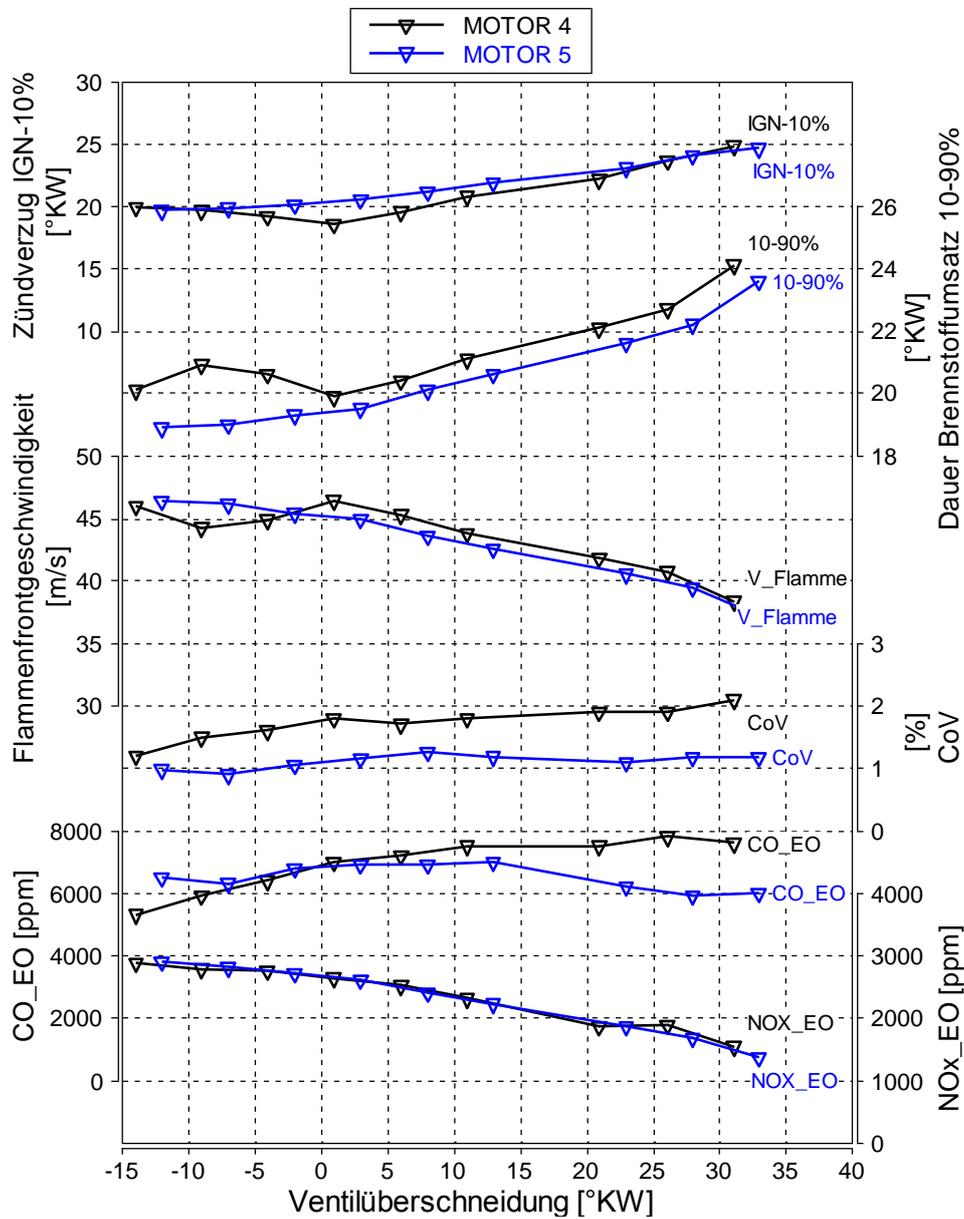


Abbildung 99: Motorprüfstands-Ergebnisse, Einlass-Steuerzeit-Variation bei 4000min⁻¹ / 6bar, Gruppe T2