



Stephan Anton Jandl, BSc

**Vergleichende Evaluierung einer neuen 3D-CFD Software
zur Verwendung in der Brennverfahrensentwicklung**

**Comparing evaluation of a novel 3D-CFD software for
application in the development of internal combustion
engines**

MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades
Master of Science
Masterstudium Maschinenbau

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Betreuer

Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Raimund Almbauer
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

Zweitbetreuer

Assoc. Prof. Dipl.-Ing. Dr. tech. Roland Kirchberger
Oliver Schögl
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

Graz, Mai 2015

Vorwort

Die hier beschriebene Arbeit ist im Zeitraum von November 2013 bis Mai 2015 erstellt worden und trägt den Titel „Vergleichende Evaluierung einer neuen 3D-CFD Software zur Verwendung in der Brennverfahrensentwicklung“. Die Erstellung erfolgte am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik.

An dieser Stelle möchte ich nun Danksagungen an die entsprechenden Personen für die entgegengebrachte Unterstützung tätigen:

Ich möchte mich bei dem Institutsvorstand Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Helmut Eichlseder und dem Leiter des Fachbereichs für Konstruktion und Auslegung Herrn Ass.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Roland Kirchberger für die Ermöglichung dieser Masterarbeit bedanken.

Weiters möchte ich einen großen Dank für die gute Zusammenarbeit an Herrn Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Raimund Almbauer aussprechen.

In dieser Danksagung ist die Unterstützung von Herrn Oliver Schögl herauszuheben. Durch die Begleitung sowohl meiner Bachelor- als auch meiner Masterarbeit bin ich ihm zu großem Dank verpflichtet. Dabei ist zu erwähnen, dass er die ganze Zeit die Arbeit begleitet hat und immer mit Rat und Tat zur Verfügung gestanden ist. In der Zeit mit Oliver habe ich ihn sehr wohl fachlich als auch menschlich zu schätzen gelernt.

Einen weiteren Dank möchte ich meiner Freundin Kathrin und meinen Eltern für die Unterstützung und das Verständnis während der gesamten Studiendauer aussprechen.

Weiterer Dank gebührt:

Siegfried und Sabine,

sowie meinen Kollegen Pauli, Wolfi, Thomas H., Forian, Andi, Sebastian, Christian H., Christian O. und allen meinen sportlichen Leidensgenossen.

Graz, Mai 2015

Inhaltsverzeichnis

FORMELZEICHEN, INDIZES UND ABKÜRZUNGEN	VI
EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG	IX
ZUSAMMENFASSUNG	X
ABSTRACT	XI
1 EINLEITUNG	1
2 THEORETISCHE GRUNDLAGEN	2
2.1 THEORETISCHE GRUNDLAGEN ZUR SIMULATION	2
2.1.1 Herleitung der Erhaltungsgleichungen [6]	2
2.1.2 Finite Volumen Methode (FVM) [5]	6
2.1.3 Rechenetze [5]	8
2.1.4 Solver Übersicht [2]	9
2.1.5 Turbulenzmodelle [5]	11
2.1.6 Direkte numerische Simulation (DNS) [5]	11
2.1.7 Modelle zur Einbringung und Verdampfung von Kraftstoff [2], [9]	13
2.1.8 Verbrennungsmodell [2]	15
2.2 THEORETISCHE GRUNDLAGEN OTTO-DI	16
2.2.1 Thermodynamische Grundlagen	16
2.2.2 Motorische Grundlagen	17
2.2.3 Kenngrößen des Ladungswechsels [4]	19
2.2.4 Grundlagen OTTO-DI [4]	20
3 MODELLBILDUNG DES MOTORS	24
3.1 VORSTELLUNG DES MOTORS	24
3.2 SIMULATIONSORGANIGRAMM	25
3.3 VORSTELLUNG CONVERGE	26
4 BERECHNUNG „MOTOR SAUGEND“ (SCHLEPPBETRIEB)	27
4.1 PRE-PROCESSING	27
4.1.1 Geometrie importieren und Diagnose	27
4.1.2 Übersicht Input-Files	28
4.1.3 Engine Application	29
4.1.4 Material	29
4.1.5 Run Parameters	30
4.1.6 Simulation Time Parameters	30
4.1.7 Output/Post Processing	31
4.1.8 Boundary Conditions	31
4.1.9 Regions und Initializations	33
4.1.10 Events	33
4.1.11 Turbulence Modelling	33
4.1.12 Base Grid	34
4.1.13 Adaptive Mesh Refinement	34
4.1.14 Fixed embedding	34
4.1.15 Ausschreiben der Input-Dateien	35
4.2 POST-PROCESSING	36
4.2.1 Netzanalyse global	36
4.2.2 Netzanalyse bei geöffnetem Auslassventil	37
4.2.3 Netzanalyse bei geöffnetem Einlassventil	39
4.2.4 Vergleich der Zylinderfüllung	40
5 SPRAYABSTIMMUNG	41
5.1 INJEKTOR	41
5.2 ANALYSEMODELL	41
5.2.1 Liquid Data Tabel	42
5.2.2 Spraymodell	43

5.3	ANALYSE <i>SPRAYPARAMETER</i> [2].....	47
5.3.1	<i>Analyse Discharge coefficient (Durchflusskoeffizient)</i>	47
5.3.2	<i>Analyse shed_factor</i>	49
5.3.3	<i>Turbulente Dispersion</i>	51
5.3.4	<i>Modell size constant (balpha)</i>	52
5.3.5	<i>Model Velocity Konstante (kh_cnst1)</i>	55
5.3.6	<i>Model time constant (kh_cnst2)</i>	57
5.4	ABSTIMMUNG DES <i>SPRAYMODELLS</i>	59
6	VERBRENNUNGSRECHNUNG	62
6.1	RANDBEDINGUNGEN	62
6.2	<i>PRE-PROCESSING</i>	63
6.2.1	<i>Spraymodell</i>	63
6.2.2	<i>Verbrennungsmodell</i>	65
6.2.3	<i>Zündquelle</i>	66
6.2.4	<i>Netzverfeinerungen</i>	67
6.3	SIMULATIONSABLAUF	67
6.4	ANALYSE DER GEMISCHBILDUNG.....	69
6.4.1	<i>Gemischbildung bei 100 bar Einspritzdruck und 5000 U/min</i>	69
6.4.2	<i>Gemischbildung bei 90 bar Einspritzdruck und 2500 U/min</i>	75
6.4.3	<i>Gemischbildung bei 40 bar Einspritzdruck und 2000 U/min</i>	81
6.5	VERBRENNUNGSANALYSE	87
6.5.1	<i>Verbrennungsanalyse bei 5000 U/min und 10 bar BMEP</i>	87
6.5.2	<i>Verbrennungsanalyse bei 2500 U/min und 10 bar BMEP</i>	97
6.5.3	<i>Verbrennungsanalyse bei 2000 U/min und 2 bar BMEP</i>	99
7	SCHLUSSFOLGERUNGEN UND AUSBLICK	102
	LITERATURVERZEICHNIS	104
	ABBILDUNGSVERZEICHNIS	105

Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

Lateinische Formelzeichen

b_e	g/kWh	effektiver spezifischer Kraftstoffverbrauch
B_d	-	Konstante ermittelt aus der Tropfenmasse
c	m/s	Geschwindigkeit
$c = \delta q_{\text{rev}}/dT$	J/(kg·K)	spezifische Wärmekapazität
cfl_u		konvektive Courant Zahl Geschwindigkeit
cfl_{mach}		Courant Zahl Schallgeschwindigkeit
cfl_v		diffusive Courant Zahl
c_s	m/s	Schallgeschwindigkeit
$c_p ; c_v$	J/(kg·K)	spezifische isobare; isochore Wärmekapazität
$C_{mp} ; C_{mv}$	J/(mol·K)	molare isobare; isochore Wärmekapazität
D	cm ² /s	Diffusionskoeffizient
e	J/kg	spezifische Energie; Exergie
e_a	J/kg	spezifische äußere Energie
E	J	Energie; Exergie
E_a	J	äußere Energie
F	N	Kraft, Fläche
g	m/s ²	örtliche Fallbeschleunigung
G	J/mol	freie Bildungsenthalpie
h	J/kg	spezifische Enthalpie
H	J	Enthalpie
H_m	J/mol	molare Enthalpie
H_u	kJ/kg	spezifischer Heizwert (früher: unterer Heizwert)
I	Ns	Impuls
k	m ² /s ²	turbulente kinetische Energie
k	W/(m ² ·K)	Wärmedurchgangskoeffizient
K	N	Externe Kräfte
l	m	Länge
L	kmol L/kmol B oder kg L/kg B	Luftmenge
L_{min}	kmol L/kmol B oder kg L/kg B	Mindestluftbedarf
m	kg oder mol	Masse
m_{gr}	kg	Teilmasse
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
M	g/mol	molare Masse, Gesamtmasse
O_h	-	Ohnesorgezahl
O_k	m ²	Oberfläche eines Kontrollvolumens
p	bar, Pa	Druck
p^0		Standarddruck / $p^0 = 1 \text{ atm} = 1,013 \text{ bar}$ häufig auch $p^0 = 1 \text{ bar}$
p_i	bar	indizierter Mitteldruck
q	J/kg	spezifische Wärme(menge)
Q	J	Wärme
r	m	Tropfenradius
R	J/(kg·K)	spezifische Gaskonstante
S_{hd}	-	Sherwoodzahl
t	°C	Celsius-Temperatur

T	K	thermodynamische Temperatur
u	J/kg	spezifische innere Energie, Geschwindigkeit
U	J	innere Energie, Geschwindigkeit
v	m ³ /kg	spezifisches Volumen, Geschwindigkeit
V	m ³	Volumen
V_k	m ³	Volumen eines Kontrollvolumens
w	J/kg	spezifische Arbeit
W	J	Arbeit
W_e	-	Webberzahl
$x = m_d/m_l$	-	absolute Feuchte
x	m	Koordinate
y	m	Koordinate
z	m	Koordinate

Konstanten

$g_n = 9,8067$	m/s ²	Normfallbeschleunigung
$R_m = N_A \cdot k_B = 8,3145$	J/(mol·K)	allgemeine (molare) Gaskonstante

Griechische Formelzeichen

α	W/(m ² ·K)	Wärmeübergangskoeffizient
α	° ; rad	Winkel
α	-	Unterrelaxationsfaktor
θ	-	Taylorzahl
ε	m ² /s ³	Dissipation
ε	-	Leistungszahl; Verdichtungsverhältnis
η	N·s/m ²	(dynamische) Viskosität
η	-	Wirkungsgrad
$\eta_e ; \eta_i$	-	effektiver; innerer Wirkungsgrad
η_m	-	mechanischer Wirkungsgrad
κ	-	Isentropenexponent
λ	W/(m·K)	Wärmeleitfähigkeit
Λ	-	Korrespondierende Wellenlänge
λ	-	Luftverhältnis, Ladungswechselgrößen
Ω	-	Maximale Wachstumsrate
μ	-	Durchflusszahl; Überströmungskoeffizient
ρ	kg/m ³	Dichte
σ	N/m ²	Spannung, Standardabweichung
τ	s	Zeit
τ	N/m ²	Schubspannung
φ	° KW	Kurbelwinkel
ω	s ⁻¹	Winkelgeschwindigkeit
$\phi = 1/\lambda$	-	Equivalence Ratio
ϕ^*	-	Iterationswert an der alten Stelle
ϕ^{**}	-	Iterationswert an der neuen Stelle

Operatoren und Bezeichnungen

[P]	Konzentration der Spezies P in mol/dm ³
d	vollständiges Differential
δ	unvollständiges Differential
∂	partiell Differential
D/Dt	Substantielle Ableitung nach der Zeit
δ _{ij}	Kronecker-Delta
∏	Produkt
∑	Summe
Δ	Differenz zweier Größen; Laplace-Operator
·	zeitliche Ableitung

Weitere Indices und Abkürzungen

0	Standardzustand (z. B. p ⁰ = 1 bar Standarddruck)
1D	eindimensional
2D	zweidimensional
3D	dreidimensional
c	Kompression
CFD	Computational Fluid Dynamics
D	Diffusion
DI	Direct Injection (Direkteinspritzung bzw. Direkteinblasung)
DNS	Direkte numerische Simulation
error	Fehler
ges	gesamt
h	Hubraum (des Zylinders)
i	Laufvariable (1, 2, ..., k), innere
I	Integral, Impuls
j	Laufvariable (1, 2, ..., k)
k	Kilo (10 ³); Anzahl der Komponenten
kin	kinetisch
konst	konstant
l	flüssig (liquid), Luft, Längen-
LES	Large eddy Simulation
m	mittel; molar
max	maximal
min	minimal
Norm	Normalisierung
OT	oberer Totpunkt
Pr = ν/a	Prandtl-Zahl
Re = cl/ν	Reynolds-Zahl
RNG	Re-Normalisation Group
s	fest (solid)
Z	Zersetzung; Zelle

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

Graz, am

.....

(Unterschrift)

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly indicated all material which has been quoted either literally or by content from the sources used. The text document uploaded to TUGRAZonline is identical to the present master's thesis.

.....

(date)

.....

(signature)

Zusammenfassung

Converge ist ein relativ neuer CFD-Code, der durch automatische Netzgenerierung, benutzerfreundliches Interface und eine detaillierte Darstellung chemischer Reaktionskinetik einige Eigenschaften mitbringt, die sich in der Entwicklung von motorischen Verbrennungsverfahren als sehr nützlich erweisen können.

Das Ziel dieser Masterarbeit ist es, die Abbildungsqualität von Converge, für die Brennverfahrensauslegung und Brennverfahrensentwicklung, zu evaluieren. Dazu wird ein direkteinspritzender Motor mit 1,4l Hubraum als Vergleichsobjekt herangezogen, da sowohl ausführliche Prüfstands- als auch Simulationsdaten für diesen Motor zur Verfügung stehen.

Die Analyse und Bewertung des Rechennetzes wird anhand der Simulation des saugenden Motors durchgeführt. Um die Eigenschaften des *Spray*modells bestimmen zu können, werden zahlreiche Variantenrechnungen durchgeführt und mit Prüfstandsdaten verglichen. Zuletzt werden Simulationen mit implementiertem *Spray*- und Verbrennungsmodell durchgeführt. Die Gemischbildung wird anhand von 3D-Daten mit Referenzrechnungen eines anderen CFD-Programms verglichen. Zur Bewertung des Verbrennungsmodells werden die Prüfstandsdaten als Vergleich herangezogen. Weiters soll die Übertragbarkeit des Simulationsmodells auf andere Lastpunkte analysiert werden.

Für die Simulation von Verbrennungsmotoren stellt Converge einige nützliche Applikationen zur Verfügung, die eine schnelle Erstellung eines Simulationsmodells ermöglichen. Zusätzlich kann durch die entfallende Netzgenerierung Zeit eingespart werden. Die Analyse der Gemischbildung und der Verbrennung zeigt jedoch, im Vergleich zu Prüfstandsdaten und Referenzmessung, Unterschiede. Die Transportierbarkeit der Modelleinstellungen auf andere Lastpunkte scheint begrenzt möglich zu sein. Dennoch bietet dieses Programm eine qualitativ gute Möglichkeit zur Simulation von Verbrennungskraftmaschinen.

Abstract

Converge is a CFD-code with some new advantages like automatic mesh generation, a user-friendly interface and a detailed representation of chemical reaction kinetics. These are properties, which can be very useful in the development of engine combustion processes.

The aim of this master thesis is to evaluate the solution quality of Converge for the dimensioning and development of combustion processes. The object of comparison is 1.4 litre direct injected Otto engine, with available test bench and simulation data.

The simulation of the engine without spray and combustion modelling is used for the analysis and evaluation of the calculation grid. To define the properties of the spray model, several variations of the model are calculated and compared with test bench data. The next step is to calculate the engine with an implemented spray and combustion model. The fuel-mixture generation is compared to a reference calculation of another CFD-Code. To evaluate the quality of the combustion model, the results are compared to test bench data. Furthermore, the transferability of the simulation for different load points has been analysed.

Converge provides some useful applications for the simulation of internal combustion engines, which offers a rapid creation of a simulation model. Additionally, the automatic mesh generation allows time saving. The comparison of fuel-mixture generation and combustion with reference calculations and test bench data shows some differences. The transferability of the simulation model to different load points is limited. However, the CFD-code Converge provides a good possibility to calculate internal combustion processes.

1 Einleitung

Die Firma Convergent Science stellt mit dem Programm Converge einen neuen CFD-Code zur Verfügung, der einige nützliche Funktionen zur Entwicklung von und Auslegung von Brennverfahren zur Verfügung stellt. Dabei stehen vor allem die automatische Netzgenerierung, eine detaillierte Darstellung chemischer Reaktionskinetik und ein benutzerfreundliches Interface im Mittelpunkt.

Zur Feststellung, wie gut dieses Programm auf Probleme in der Brennverfahrensentwicklung angewendet werden kann, wird eine vergleichende Evaluierung mit Prüfstandsdaten und Referenzrechnungen durchgeführt. Die Abbildungsqualität von Converge wird anhand eines 1,4l direkteinspritzenden Ottomotors analysiert. Dabei wird speziell auf das Rechnernetz, die Kraftstoffeinbringung und das Verbrennungsmodell in der Analyse eingegangen.

Die theoretischen Grundlagen zur Analyse werden in Kapitel 2 erläutert und teilen sich in zwei Abschnitte. Die Aufteilung erfolgt in simulatorische und motorspezifische Grundlagen, die getrennt voneinander bearbeitet werden.

Für die Beurteilung des Rechnernetzes wird der saugende Motor, ohne Kraftstoffeinbringung und Verbrennungsmodell, herangezogen. Die Motorbeschreibung und die simulatorische Vorgehensweise ist Kapitel 3 zu entnehmen. In Kapitel 4 werden die Modellbildung und die Analyse der Rechnung beschrieben. Als vergleichende Größe wird der Massenverlauf im Brennraum herangezogen und mit der Referenzrechnung verglichen. Zur Analyse des Einspritzmodells, die in Abschnitt 5 beschrieben wird, werden zahlreiche Variantenrechnungen durchgeführt, um den Einfluss einzelner Einstellparameter feststellen zu können. Als Referenz dienen Prüfstandsdaten des Injektors. Das abgestimmte Einspritzmodell wird in das bereits optimierte Rechenmodell des saugenden Motors implementiert und durch ein Verbrennungsmodell erweitert. Die Ergebnisse bezüglich Gemischbildung werden einer AVL Fire-Referenzrechnung gegenübergestellt und verglichen. Um das Verbrennungsmodell beurteilen zu können, werden Druck- und Heizverlauf Prüfstandsdaten gegenübergestellt. Weiters wird die Transportierbarkeit des Rechenmodells auf andere Lastpunkte geprüft. Für die Modellbildung und die Analyse dieses Simulationsmodells sei auf Kapitel 6 verwiesen.

Die Schlussfolgerungen aus den analysierten Berechnungen werden in Abschnitt 7 zusammenfassend dargestellt.

2 Theoretische Grundlagen

Die Aufteilung der theoretischen Grundlagen erfolgt in zwei Kapitel. In einem Abschnitt werden die simulatorischen Grundlagen erläutert und im zweiten Abschnitt werden die motorischen Grundlagen dargestellt.

2.1 Theoretische Grundlagen zur Simulation

In diesem Kapitel werden die einzelnen Berechnungsmodelle, sowie deren mathematischer Hintergrund vorgestellt. Dabei wird auf jene Modelle näher eingegangen, die in der Simulation zur Anwendung kommen.

2.1.1 Herleitung der Erhaltungsgleichungen [6]

Dieser Abschnitt stellt die vereinfachten Herleitungen von Massenerhaltungs-, Impulserhaltungs-, und Energieerhaltungsgleichungen dar.

2.1.1.1 Kontinuitätsgleichung

Betrachtet man ein strömungsmechanisches Problem, so muss zuerst die Systemgrenze so gezogen werden, dass ein geschlossenes Fluidsystem besteht. Das bedeutet, dass die Gesamtmasse M für das System konstant ist. Wird nun die gesamte Fluidmasse in viele kleine Teilmassen $\delta m_{\mathfrak{R}}$ unterteilt, so ergibt sich für die zeitliche Änderung der Masse:

$$0 = \frac{dM}{dt} = \frac{d}{dt} \sum_{\mathfrak{R}} \delta m_{\mathfrak{R}} = \sum_{\mathfrak{R}} \frac{d}{dt} (\delta m_{\mathfrak{R}}) \quad 2.1$$

Aus Gleichung 2.1 geht hervor, dass die Gesamtmasse des Systems konstant bleibt, wenn die einzelnen Fluidelemente $\delta m_{\mathfrak{R}}$ ihre Masse konstant halten. Somit kann die Massenerhaltungsgleichung unter Lagrangescher Betrachtung wie folgt angegeben werden:

$$\frac{d(\delta m_{\mathfrak{R}})}{dt} = 0 \quad 2.2$$

Um diese Gleichung in der praktischen Anwendung einsetzen zu können, muss diese in die Euler-Form transferiert werden.

$$0 = \frac{d}{dt} (\delta m_{\mathfrak{R}}) = \frac{d}{dt} (\rho_{\mathfrak{R}} \delta V_{\mathfrak{R}}) = \rho_{\mathfrak{R}} \frac{d(\delta V_{\mathfrak{R}})}{dt} + \delta V_{\mathfrak{R}} \frac{d(\rho_{\mathfrak{R}})}{dt} \quad 2.3$$

Der erste Term der obigen Gleichung kann mittels der Betrachtung der Divergenz eines Strömungsfeldes an einem ortsfesten Volumenelement umgewandelt werden. Mittels substantieller Ableitung des zweiten Termes kann auch dieser in eine andere Form übergeführt werden. Setzt man nun die beiden Terme wieder in die obige Gleichung ein so erhält man:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i)}{\partial x_i} = 0 \quad 2.4$$

Die abgeleitete Form der Kontinuitätsgleichung ist in differentieller Form dargestellt. Für spezielle Strömungsprobleme ist es sehr vorteilhaft diese Gleichung in Integralform darzustellen. Dafür muss über das Kontrollvolumen integriert werden. Daraus ergibt sich folgende Gleichung:

$$\int_{V_K} \left(\frac{\partial \rho}{\partial t} \right) dV + \int_{V_K} \left(\frac{\partial(\rho U_i)}{\partial x_i} \right) dV = 0 \quad 2.5$$

In dieser Gleichung stellt V_K ein beliebiges Kontrollvolumen dar. Wendet man nun auf den zweiten Term den Gaußschen Integralsatz an ergibt sich folgende Gleichung:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\int_{V_K} \rho dV \right) + \int_{O_K} \rho U_i dF_i = 0 \quad 2.6$$

Der erste Term der Gleichung stellt die zeitliche Änderung der Masse im Kontrollvolumen dar. Der zweite Summand, der über die gesamte Oberfläche des Kontrollvolumens integriert werden muss, bildet die Differenz der Massenzu- und Massenabflüsse über das Kontrollvolumen ab.

2.1.1.2 Impulsgleichungen

Die Ableitungen der Impulsgleichungen werden hier unter Anwendung des zweiten Newtonschen Gesetzes aufgestellt, was eine Lagrange Formulierung der Impulsgleichungen mit sich bringt. Für die Formulierung der Impulsgleichungen wird angegeben, dass die zeitliche Änderung des Impulses eines Fluidteilchens in j-Richtung gleich der Summe der in j-Richtung wirkenden externen Kräfte und dem Zähigkeitsbedingten Eintrag an Impuls je Zeiteinheit ist. Aus dieser Formulierung ergibt sich:

$$\frac{d(\delta I_j)_{\mathfrak{R}}}{dt} = \sum (\delta M_j)_{\mathfrak{R}} + \sum (\delta O_j)_{\mathfrak{R}} + \left(\frac{d}{dt} (\delta I_M)_j \right)_{\mathfrak{R}} \quad 2.7$$

Der Term auf der linken Seite der Gleichung gibt die zeitliche Impulsänderung im Kontrollvolumen an. Die Massenkräfte werden durch den ersten Term auf der rechten Seite und die Oberflächenkräfte durch den zweiten Term dargestellt. Am Ende der Gleichung wird der molekülbedingte Impulseintrag berücksichtigt. Um diese Gleichung von der Lagrangeschen Form in die Eulersche Form zu transferieren muss jeder Term in Feldgrößen ausgedrückt werden. Daraus folgt die bekannte Form der Impulsgleichung:

$$\rho \left(\frac{\partial U_j}{\partial t} + U_i \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x_j} - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_i} + \rho g_j \quad 2.8$$

Das Gleichungssystem, bestehend aus einer Massenerhaltungsgleichung und drei Impulsgleichungen, ist somit noch nicht geschlossen. Es müssen die Unbekannten τ_{ij} -Terme noch physikalisch begründet und durch $\partial U_j / \partial x_i$ -Terme ersetzt werden. Die für newtonsche Fluide gültige Gleichung dafür ist:

$$\tau_{ij} = -\mu \left[\frac{\partial U_j}{\partial x_i} + \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right] + \frac{2}{3} \delta_{ij} \mu \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \quad 2.9$$

Weiters müssen noch die Energiegleichung sowie gültige Zustandsgleichungen eingeführt werden, um das Gleichungssystem zu schließen. Dies wird im nächsten Abschnitt beschrieben.

Um die Impulsgleichung in integraler Form zu erhalten, wird zur Impulsgleichung in differentieller Form die mit U_j multiplizierte Kontinuitätsgleichung addiert und die gesamte Gleichung über das Kontrollvolumen integriert. Man erhält folgende Gleichung:

$$\int_{V_K} \frac{\partial(\rho U_j)}{\partial t} dV + \int_{V_K} \frac{\partial(\rho U_i U_j)}{\partial x_i} dV = - \int_{V_K} \frac{\partial p}{\partial x_j} dV - \int_{V_K} \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_i} dV + \int_{V_K} \rho g_j dV + \sum K_j \quad 2.10$$

Geht man davon aus, dass die Reihenfolge von Integration und Differentiation vertauschbar ist und wendet man den Gaußschen Integrationssatz an, ergibt sich folgende Darstellung des integralen Impulssatzes:

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial t} \int_{V_K} \rho U_j dV}_I + \underbrace{\int_{O_K} \rho U_i U_j dF_i}_{II} = - \underbrace{\int_{O_K} p dF_j}_{III} - \underbrace{\int_{O_K} \tau_{ij} dF_i}_{IV} + \underbrace{\int_{V_K} \rho g_j dV}_V + \underbrace{\sum K_j}_{VI} \quad 2.11$$

- I: zeitliche Änderung des Impulses im Kontrollvolumen
- II: Summe der pro Zeiteinheit erfolgenden Zu- und Abflüsse an Impuls aufsummiert über die gesamte Oberfläche
- III: resultierende Druckkraft aufsummiert über die gesamte Oberfläche des Kontrollvolumens
- IV: Summe der pro Zeiteinheit erfolgenden Impulszu- und Impulsabflüsse über die gesamte Oberfläche hervorgerufen durch den molekularen Impulstransport
- V: die auf das Kontrollvolumen einwirkende Massenkraft
- VI: Summe aller externen Kräfte die auf die Berandung des Kontrollvolumens wirken

Die Integralform der Impulsgleichung ist eine allgemein gültige Form und kommt bei sämtlichen Problemen der Strömungsmechanik zur Anwendung.

2.1.1.3 Energiegleichung

Damit ein geschlossenes Gleichungssystem entsteht, muss auch die Energiegleichung mit einbezogen werden. Diese Gleichung entsteht durch Aufstellen einer Gesamtenergiebilanz, die von der gesamten inneren, kinetischen und potentiellen Energie eines Fluidelements ausgeht. Weiters liefern der Energieeintrag pro Zeiteinheit durch Wärmeleitung, die Einschiebearbeit und der molekülbedingte Eintrag an kinetischer Energie Beiträge zur Änderung der Gesamtenergie. Durch die Berücksichtigung dieser Terme entsteht folgende Gesamtenergiebilanz:

$$\rho \delta V_{\mathfrak{R}} \frac{D}{Dt} \left[\frac{1}{2} U_j^2 + e + G \right] = - \frac{\partial \dot{q}_i}{\partial x_i} \delta V_{\mathfrak{R}} - \frac{\partial(p U_j)}{\partial x_j} \delta V_{\mathfrak{R}} - \frac{\partial(\tau_{ij} U_j)}{\partial x_i} \delta V_{\mathfrak{R}} \quad 2.12$$

Diese Gleichung kann man durch $\delta V_{\mathfrak{R}}$ dividieren, da $\delta V_{\mathfrak{R}}$ nicht null ist. Zieht man von der Gesamtenergiebilanz den Anteil der mechanischen Energie ab, erhält man die Energiegleichung in differentieller Form:

$$\underbrace{\rho \frac{De}{Dt}}_I = - \underbrace{\frac{\partial \dot{q}_i}{\partial x_i}}_II - \underbrace{p \frac{\partial U_j}{\partial x_j}}_III - \underbrace{\tau_{ij} \frac{\partial U_j}{\partial x_i}}_IV \quad 2.13$$

- I: zeitliche Änderung der inneren Energie eines Fluides pro Volumeneinheit
- II: Wärmezufuhr je Flächeneinheit und Zeiteinheit
- III: geleistete Volumenarbeit pro Volumen- und Zeiteinheit
- IV: Transformation von mechanischer Energie in Wärme (Dissipation)

Berücksichtigt man die Energiegleichung, ersetzt die Änderung der inneren Energie durch Druck und Temperatur und verwendet man die Maxwell-Beziehungen aus der Thermodynamik folgt unter Voraussetzung idealen Gases:

$$\rho c_v \frac{DT}{Dt} = \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial x_i^2} - p \frac{\partial U_i}{\partial x_i} - \tau_{ij} \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \quad 2.14$$

Schreibt man nun die Gleichung um und addiert die mit $c_v T$ multiplizierte Kontinuitätsgleichung ergibt sich die Ausgangsgleichung für die Ableitung der Integralform. Mit $c_v T = e$ erhält man:

$$\frac{\partial(\rho e)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho e U_i)}{\partial x_i} = - \frac{\partial \dot{q}_i}{\partial x_i} - p \frac{\partial U_i}{\partial x_i} - \tau_{ij} \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \quad 2.15$$

Diese Gleichung wird nun über ein Kontrollvolumen integriert und unter Berücksichtigung des Gaußschen Integralsatzes führt dies zu folgender Gleichung:

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial t} \int_{V_K} \rho e dV}_{\text{I}} + \underbrace{\int_{O_K} \rho e U_i dF_i}_{\text{II}} = - \underbrace{\int_{O_K} \dot{q}_i dF_i}_{\text{III}} - \underbrace{\int_{V_K} p \frac{\partial U_i}{\partial x_i} dV}_{\text{IV}} - \underbrace{\int_{V_K} \tau_{ij} \frac{\partial U_j}{\partial x_i} dV}_{\text{V}} + \underbrace{\sum (\dot{Q} + \dot{E})}_{\text{VI}} \quad 2.16$$

- I: zeitliche Änderung der inneren Energie im Kontrollvolumen
- II: konvektiver Zu- und Abfluss je Zeiteinheit innerer Energie über die Oberfläche
- III: molekularer Wärmefluss pro Zeiteinheit über die Oberfläche des Kontrollvolumens
- IV: die vom gesamten Volumen geleistete Expansionsarbeit je Zeiteinheit
- V: die im gesamten Volumen dissipierte mechanische Energie je Zeiteinheit
- VI: externe Wärme- und Energieströme, die dem Gesamtvolumen pro Zeiteinheit zugeführt werden

2.1.2 Finite Volumen Methode (FVM) [5]

Die allgemeine Transportgleichung wie sie auch bei den Navier-Stokes-Gleichungen zur Anwendung kommt, kann bis heute nicht analytisch gelöst werden. Aus diesem Grund müssen numerische Verfahren angewendet werden, um solche Gleichungen zu lösen. Mittlerweile hat sich die FVM bei CFD durchgesetzt. Der Grund dafür liegt wahrscheinlich in dem wesentlichen Vorteil, dass die physikalisch geforderte Konservativität in der FVM klar darstellbar ist.

Das in der FVM verwendete Gitter definiert nicht die Rechenpunkte, sondern lediglich die Ränder der Kontrollvolumina. Das Rechengitter wird zuerst festgelegt und die Rechenpunkte werden dann in den Schwerpunkt des Kontrollvolumens eingesetzt. Dabei ergibt sich der Bonus, dass der Mittelwert über das Kontrollvolumen durch den Wert der Variablen im Rechenpunkt besser angenähert wird. Man könnte auch zuerst die Rechenpunkte festlegen und danach das Gitter herum aufbauen. Diese Methode wird aber seltener verwendet.

Durch die numerische und nicht analytische Lösung der Gleichungen entstehen numerische Fehler in der Lösung. Diese Fehler verschwinden mit sinkender Zellgröße. Aus diesem Grund muss eine gute Balance zwischen Zellgröße und Rechendauer gefunden werden, um gute Lösungen mit akzeptablem Zeitaufwand zu erhalten.

Bei der FVM wird die Integralform der Erhaltungsgleichungen verwendet. Diese Gleichung gilt für jedes Kontrollvolumen, als auch für das gesamte Lösungsgebiet. Werden die Gleichungen jedes einzelnen Kontrollvolumens addiert, erhält man die Erhaltungsgleichung für das gesamte Lösungsgebiet. Dies ergibt die oben beschriebene globale Konservativität der FVM. Die jeweiligen Oberflächen- und Volumenintegrale müssen numerisch angenähert werden, um eine algebraische Gleichung zu erhalten. Dazu werden sogenannte Quadraturformeln angewendet.

2.1.2.1 Annäherung von Flächenintegralen

Betrachtet man die allgemeine Erhaltungsgleichung so ist zu erkennen, dass sowohl Flächen- als auch Volumsintegrale für jedes Kontrollvolumen gelöst werden müssen. Will man nun den Nettofluss über die Oberfläche des Kontrollvolumens wissen, muss man die Oberflächenintegrale über die einzelnen Seiten aufsummieren. Kontrollvolumina dürfen sich auf keinen Fall überlappen, da ansonsten die Konservativität verloren gehen würde.

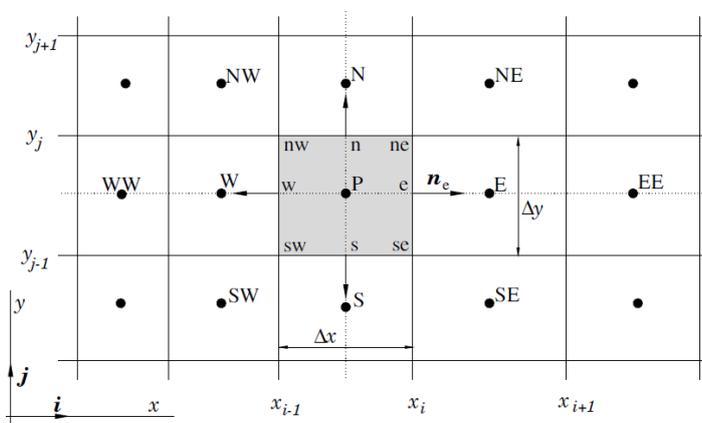


Abbildung 2-1: zweidimensionales Rechengitter [5]

In Abbildung 2-1 ist ein zweidimensionales kartesisches Gitter ohne Überlappung abgebildet.

Will man nur das Flächenintegral einer der oben angeführten Seiten exakt berechnen, müsste man den Integranden überall auf der gewählten Oberfläche kennen. Wie bereits oben erwähnt wird stellvertretend für die gesamte Zelle ein Wert in der Mitte abgespeichert. Um nun das Oberflächenintegral lösen zu können, muss das Integral approximiert werden. Die Mittelpunkregel ist eine Möglichkeit das Integral zu approximieren. Bei dieser Methode wird das Integral aus der Fläche der Kontrollvolumenseite und dem Integranden im Schwerpunkt der Kontrollvolumenseite gebildet. Um den Integranden im Schwerpunkt der Kontrollvolumenseite zu ermitteln, muss interpoliert werden.

2.1.2.2 Annäherung von Volumenintegralen

Wie bereits oben schon erwähnt sind auch Volumenintegrale ein Teil der allgemeinen Erhaltungsgleichung. Die Approximation der Volumenintegrale ist somit essentiell für die Lösung der Erhaltungsgleichung.

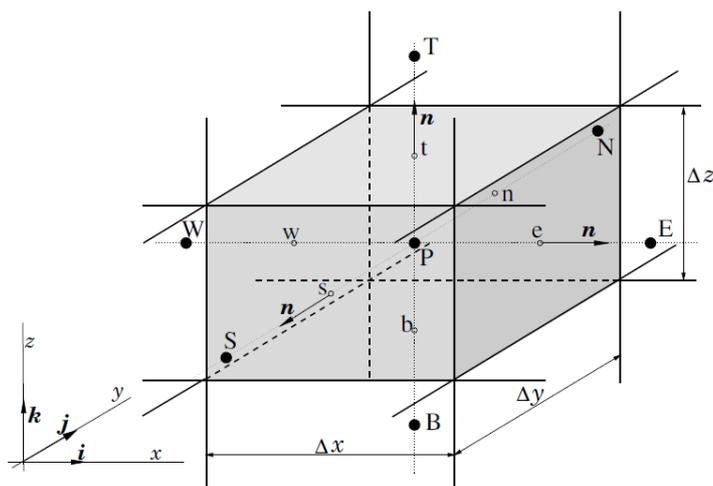


Abbildung 2-2: dreidimensionales Rechennetz [5]

In Abbildung 2-2 ist eine einzelne Zelle eines dreidimensionalen Gitters dargestellt. Der einfachste Ansatz zur Approximation von Volumenintegralen ist wiederum die Mittelpunkregel. Der Wert des Integranden q im Kontrollvolumenzentrum (Punkt P) steht für den Mittelwert über das gesamte Kontrollvolumen. Bildet man nun das Produkt aus dem Wert im Kontrollvolumenzentrum und dem Volumen, wird das Volumenintegral angenähert.

$$Q_P = \int_V q dV = \bar{q} \Delta V \approx q_P \Delta V \quad 2.17$$

Wesentlich für die Genauigkeit dieser Methode ist, wie sich der Wert q innerhalb des Kontrollvolumens verändert. Will man eine Approximation höherer Ordnung erreichen, muss der Wert von q an mehreren Stellen im Kontrollvolumen bekannt sein.

2.1.3 Rechnetze [5]

Das numerische Gitter soll das geometrische Gebiet, in dem die Strömung berechnet werden soll, angemessen darstellen. Dabei wird das Lösungsgebiet in viele kleine Teilgebiete unterteilt. Diese werden auch als Kontrollvolumina bezeichnet. Es gibt einige verschiedene Arten das Gitter aufzubauen.

2.1.3.1 Strukturierte Gitter

Das strukturierte Gitter ähnelt dem kartesischen Gitter und ist daher die einfachste Gitterstruktur. Im zweidimensionalen Raum hat jeder Punkt vier nächste Nachbarn und in einem dreidimensionalen Raum sechs. Dadurch ergibt sich auch für die Matrix des Gleichungssystems eine reguläre Struktur. Der wesentliche Nachteil solcher Gitter ist, dass sie sich auf geometrisch einfache Lösungsgebiete beschränken.

2.1.3.2 Blockstrukturierte Gitter

Das Lösungsgebiet wird in mehrere Stufen unterteilt. Das Gitter innerhalb eines Blocks ist ein strukturiertes Gitter. Die internen Blockgrenzen können Probleme verursachen. Aus diesem Grund muss auf diese Blockgrenzen bei der Netzgenerierung besonderes Augenmerk gelegt werden. Dieses Verfahren erlaubt die Verfeinerung einzelner Bereiche im Lösungsgebiet, wo eine höhere Genauigkeit gefordert ist. Es gibt auch die Möglichkeit Blöcke zu überlappen. Das Problem dabei ist, die Erhaltungsbedingungen zu gewährleisten.

2.1.3.3 Unstrukturierte Gitter

Das unstrukturierte Gitter stellt den flexibelsten Gittertyp dar, der sich problemlos an beliebige Geometrien anpassen kann. Die Form, als auch die Anzahl der benachbarten Elemente können beliebig sein. Daraus ergibt sich der Nachteil, dass Irregularitäten in der Datenstruktur auftreten. Aus diesem Grund muss die Reihenfolge der Punkte umstrukturiert werden, was den Vorteil der Flexibilität wieder etwas kompensiert.

2.1.4 Solver Übersicht [2]

Es sind zwei Arten von *Solver* in Converge verfügbar, einerseits der transiente und andererseits der *steady-state Solver*. Für die weitere Betrachtung ist nur der transiente *Solver* von Bedeutung. Folgend werden einige Faktoren, die für den *Solver* von Bedeutung sind, erwähnt.

2.1.4.1 Unterrelaxation

Eine einfache Unterrelaxation ist so zu verwirklichen, indem die Änderung einer Größe von einem Zeitschritt auf den nächsten abgemindert wird. Dies geschieht durch einen Faktor der immer kleiner oder gleich eins ist. Somit kann man definieren, dass die nächste Iteration mit der alten Iteration gleich gesetzt wird, plus das Produkt aus Unterrelaxationsfaktor und der berechneten Änderung zwischen den beiden Iterationen:

$$\phi^{**} = \phi^* + \alpha (\Delta\phi) \quad 2.18$$

In der Formel bezeichnet ϕ^{**} den neuen Iterationswert, ϕ^* den alten Iterationswert, α ist der Unterrelaxationsparameter und $\Delta\phi$ die berechnete Änderung des Iterationswertes.

2.1.4.2 Konvergenzkriterium

Werden die Gleichungen implizit gelöst, muss ein Konvergenzkriterium vorhanden sein. Das Konvergenzkriterium beschränkt den Iterationsfehler. Wenn man das Konvergenzkriterium erfüllt, kann man davon ausgehen, dass die Lösung konvergiert.

$$error = \frac{\Delta\phi}{Norm} \quad 2.19$$

Der Iterationsfehler steht in Abhängigkeit zur Änderung des Iterationswertes im Lösungsgebiet für jede Iteration. Als *Norm* wird die Normalisierung bezeichnet.

2.1.4.3 CFL-Zahlen

Der Zeitschritt wird durch die Courant-Zahl bestimmt. Dabei gibt die Courant-Zahl das Verhältnis aus Zeitschritt und Gittergröße an und multipliziert diese Zahl mit der Transportgeschwindigkeit. Das bedeutet, es wird angegeben, wie weit sich eine gewisse Größe im Gitter pro Zeitschritt bewegen darf. Bei expliziten Lösern soll die CFL-Zahl nicht größer als eins sein und bei impliziten Lösern kann die CFL-Zahl größer als eins sein. In Converge gibt es drei relevante CFL-Zahlen: die konvektive CFL-Zahl, die CFL-Zahl bezüglich Schallgeschwindigkeit und die diffusive CFL-Zahl.

- Konvektive CFL-Zahl:

$$cfl_u = u \frac{\Delta t}{\Delta x} \quad 2.20$$

- CFL-Zahl bezüglich Schallgeschwindigkeit:

$$cfl_{mach} = c \frac{\Delta t}{\Delta x} \quad 2.21$$

- Diffusive CFL-Zahl:

$$cfl_v = v \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \quad 2.22$$

In diesen Gleichungen stellt Δt den Zeitschritt dar, Δx repräsentiert die Zellgröße, u ist die Zellgeschwindigkeit, c die Schallgeschwindigkeit und ν die Viskosität. Wenn die konvektive CFL-Zahl größer als eins und die diffusive CFL-Zahl größer als 0,5 ist, wird Unterrelaxation benötigt.

2.1.4.4 Angabe des Lösungsweges für einen Zeitschritt

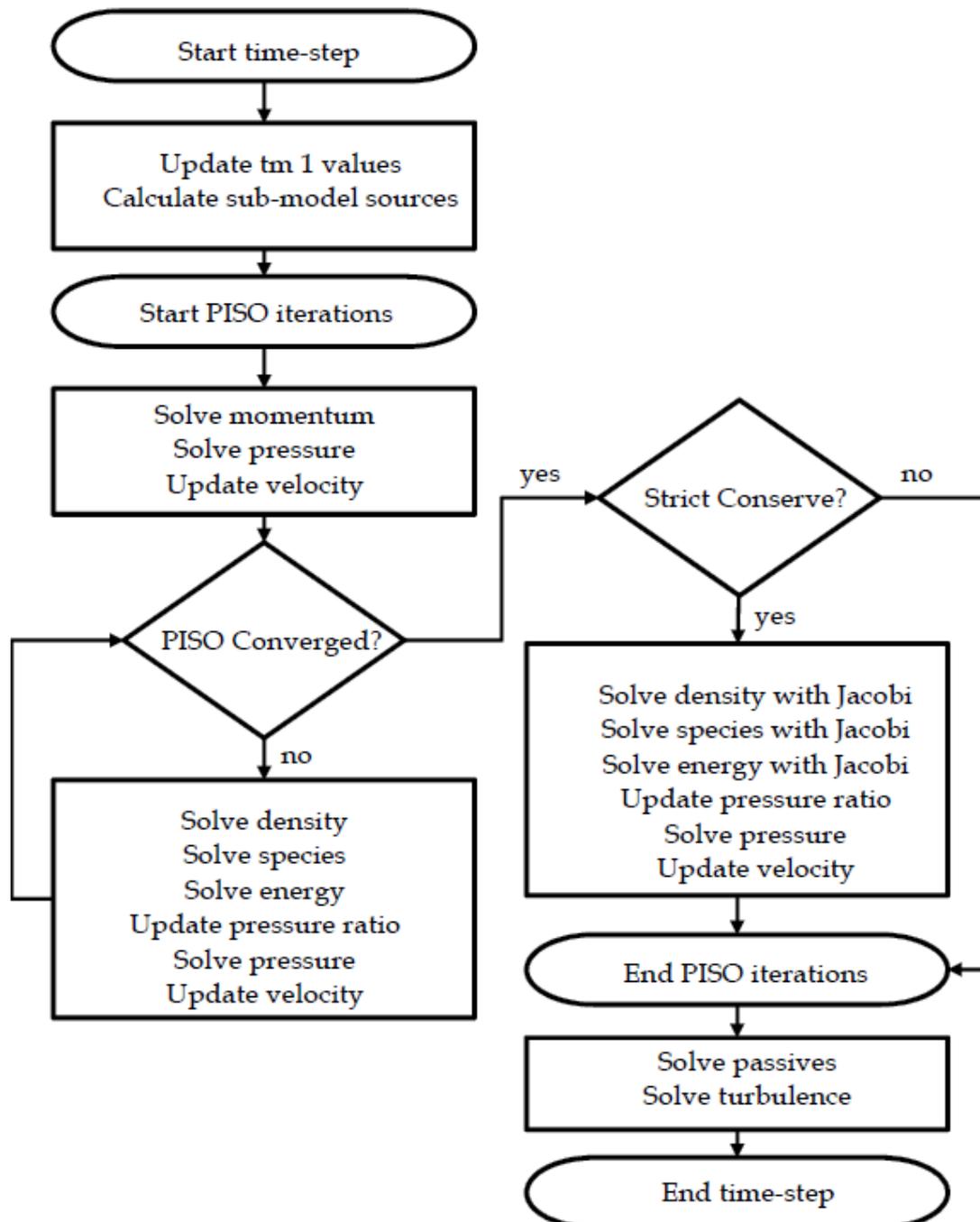


Abbildung 2-3: Darstellung des Arbeitsprozesses des Solvers [2]

Das in Abbildung 2-3 dargestellte Organigramm bildet die Reihenfolge der Arbeitsprozesse ab, die der Solver für einen Zeitschritt abarbeiten muss. Dabei wird solange iteriert, bis entweder das Konvergenzkriterium erfüllt ist, oder die maximale Iterationsanzahl erreicht ist.

Wird das Konvergenzkriterium bis zur maximalen Iterationsanzahl nicht erfüllt, so tritt eine automatische Adaption der Zeitschrittweite ein. Der dargestellte Arbeitsfluss des *Solvers* muss erneut abgearbeitet werden.

2.1.5 Turbulenzmodelle [5]

In der Praxis sind die meisten Strömungen, mit denen man es zu tun hat turbulent. Die turbulente Strömung ist dreidimensional und instationär. Weiters enthält die Strömung sehr viele Wirbel. Die Turbulenz bringt das sogenannte „Rühren“ mit sich, was zum Beispiel in Verbrennungskraftmaschinen erwünscht ist. Es gibt mehrere, unten aufgezählte, Möglichkeiten diese turbulente Strömung zu modellieren.

2.1.6 Direkte numerische Simulation (DNS) [5]

Bei Anwendung der DNS werden alle enthaltenen Bewegungen der Strömung aufgelöst. Dadurch entstehen keine Mittelung und keine Approximation der Navier-Stokes-Gleichungen. Durch diese Vorgehensweise ist eine sehr hohe Anzahl an Zellen notwendig. Daraus ergibt sich eine sehr kurze Zeitschrittweite, was den Rechenaufwand sehr stark ansteigen lässt. Der Rechenaufwand der DNS lässt sich in Proportion zu Re_L^3 stellen. Aus diesem Grund ist die DNS nur bis zu einer Reynolds-Zahl von 1000 möglich. Es besteht die Möglichkeit die Lösung auf höhere Reynolds-Zahlen zu extrapolieren, wodurch jedoch eine Unsicherheit in den Ergebnissen entsteht.

Die DNS liefert dem Ingenieur sehr detaillierte Informationen über die Strömungsvorgänge. Dabei können die erhaltenen Daten als experimentelle Daten angesehen werden, wobei die DNS sogar Vorteile gegenüber dem Experiment hat, da die interessanten Größen oft nicht genau genug gemessen werden können. Die Informationen aus der DNS können genutzt werden, um die Herleitung von Turbulenzmodellen zu erleichtern und das physikalische Verständnis der Strömung zu erhöhen. Aus diesem Grund wird die DNS als Forschungswerkzeug eingesetzt.

2.1.6.1 Large Eddy Simulation (LES) [5]

Die LES ist eine Mischung aus DNS und Turbulenzmodellen, was die Möglichkeit verschafft, bei geringerem Rechenaufwand im Vergleich zur DNS, bessere Ergebnisse zu erhalten, als bei gewöhnlichen Turbulenzmodellen.

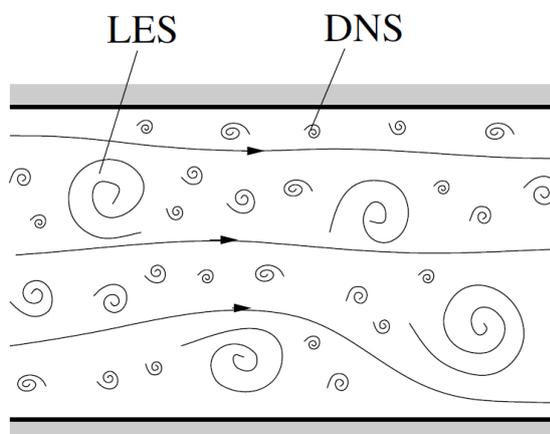


Abbildung 2-4: Prinzipdarstellung einer turbulenten Strömung [5]

In der obigen Abbildung ist die Spanne der Wirbelgrößen in einer turbulenten Strömung qualitativ dargestellt. Die LES macht sich zunutze, dass große Wirbelbewegungen

energiereicher sind als kleine Wirbelbewegungen. Aus diesem Grund werden die großen Wirbel genauer behandelt. Um zu einem Geschwindigkeitsfeld zu gelangen, welches nur die großen Wirbel eines Geschwindigkeitsfeldes enthält, muss dieses gefiltert werden. Das bedeutet, dass Wirbel mit einer gewissen Größe aufgelöst werden und kleine Wirbel modelliert werden müssen.

LES wird zumeist bei Problemen eingesetzt, bei denen die Reynolds-Zahl entweder zu hoch, oder das Lösungsgebiet zu komplex für die DNS ist.

2.1.6.2 Reynolds-Averaged-Navier-Stokes-Gleichungen [1], [5]

Zur Herleitung dieser Methoden geht man grundsätzlich davon aus, jede Variable in die Summe aus zeitgemitteltem Wert und einer Schwankung zu unterteilen. Daraus ergibt sich folgender Zusammenhang:

$$\phi_{(x_i,t)} = \bar{\phi}_{(x_i)} + \phi'_{(x_i,t)} \quad 2.23$$

Der zeitgemittelte Wert $\bar{\phi}_{(x_i)}$ kann bei statistisch nicht stationärer Strömung nicht verwendet werden. Man kann $\bar{\phi}_{(x_i)}$ jedoch durch eine Ensemblemittelung errechnen. Setzt man nun

$$U_i = \langle U_i \rangle + u_i \quad 2.24$$

und

$$P = \langle P \rangle + p \quad 2.25$$

in die Kontinuitätsgleichung für inkompressible Strömungen

$$\frac{\partial U_j}{\partial x_i} = 0 \quad 2.26$$

und in die Impulsgleichung für inkompressible Strömungen

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 U_i}{\partial x_j \partial x_j} \quad 2.27$$

ein erhält man:

$$\frac{\partial(\langle U_i \rangle + u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad 2.28$$

und für die Impulsgleichung:

$$\frac{\partial(\langle U_i \rangle + u_i)}{\partial t} + (\langle U_j \rangle + u_j) \frac{\partial(\langle U_i \rangle + u_i)}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial(\langle P \rangle + p)}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2(\langle U_i \rangle + u_i)}{\partial x_j \partial x_j} \quad 2.29$$

Bezieht man nun den Operator zur Zeitmittelung ein und berücksichtigt man, dass die Schwankungsvariablen, wenn man sie mittelt, null werden, ergeben sich folgende Gleichungen:

$$\frac{\partial \langle U_i \rangle}{\partial x_i} = 0 \quad 2.30$$

$$\frac{\partial \langle U_i \rangle}{\partial t} + \langle U_j \rangle \frac{\partial \langle U_i \rangle}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\langle P \rangle \delta_{ij} + \mu \left(\frac{\partial \langle U_i \rangle}{\partial x_j} + \frac{\partial \langle U_j \rangle}{\partial x_i} \right) - \rho \langle u_i u_j \rangle \right] \quad 2.31$$

Formel 2.31 dient nun zur Annäherung von Turbulenzen. Es ergibt sich jedoch das Problem, dass das Gleichungssystem noch nicht geschlossen ist. Der als Reynoldsscher Spannungstensor bezeichnete Term $-\rho\langle u_i u_j \rangle$ stellt eine neue unbekannte Größe dar, die für die Schließung des Gleichungssystems bestimmt werden muss. Um diese Größe darzustellen gibt es dafür einige Modelle. Für die Berechnungen wird hier das *Re-Normalisation Group* (RNG) k - ε -Modell verwendet.

2.1.7 Modelle zur Einbringung und Verdampfung von Kraftstoff [2], [9]

Mit dem *Spray*modell kann eine zweite, zum Beispiel liquide Phase in ein gasförmiges Fluid eingebracht werden. Diese Modelle werden zur Kraftstoffeinbringung in der Simulation verwendet. Dabei gibt es eine Vielzahl von Varianten die Einbringung einer liquiden Phase zu bestimmen. Es werden hier nur die Modelle näher erwähnt, die tatsächlich in der fortlaufenden Simulation zur Anwendung gekommen sind.

2.1.7.1 O'Rourke-Modell für turbulente Dispersion

Die Wechselwirkung zwischen Tropfen und der Turbulenz der Gasströmung wird als turbulente Dispersion bezeichnet. Die wirkende Kraft des Strömungswiderstandes wird in eine konstante und eine fluktuierende Komponente unterteilt. Die Geschwindigkeitsfluktuationen, die ein Partikel erfährt, werden nach der Verteilungsfunktion

$$G(u'_i) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma} \exp\left(\frac{-(u')^2}{2\sigma^2}\right) \quad 2.32$$

bestimmt. Entsteht zwischen Tropfen und Fluid ein lokales kinematisches Gleichgewicht, das sich auch auf die Geschwindigkeitsfluktuationen bezieht so entsteht eine Tropfenturbulenz. Bei sehr kleinen Tropfen geht die turbulente Dispersion in eine turbulente Diffusion über.

2.1.7.2 Tropfen Verdampfungsmodell

Das Tropfen-Verdampfungsmodell ist dafür verantwortlich, die Verdampfung des flüssigen Strahls, der in das Lösungsgebiet eingebracht wird, zu modellieren. Die Änderung des Tropfenradius nach der Zeit wird durch die Frossling Beziehung

$$\frac{dr_0}{dt} = -\frac{\rho_g D}{2\rho_l r_0} B_d Sh_d \quad 2.33$$

berechnet. In dieser Gleichung ist Sh_d die Sherwoodzahl, D eine Diffusionszahl und B_d wird aus der verdampften Masse an der Tropfenoberfläche berechnet. Die Zusammenhänge beschreiben das Verdampfungsverhalten eines Tropfens unter Temperaturabhängigkeit.

2.1.7.3 Modellierung von Zerfallsprozessen

Grundsätzlich kann man in primäre und sekundäre Zerfallsprozesse unterteilen. Die primären Zerfallsprozesse werden durch Informationen aus der Düseninnenströmung beeinflusst. Die sekundären Zerfallsprozesse hängen von aerodynamischen Prozessen ab. Der Sekundärzerfall wird hier mittels der Kelvin-Helmholtz-Instabilität beschrieben. Dabei ist der Modellierungsansatz das WAVE-Modell. Dabei gilt für die am stärksten wachsende Wellenlänge und ihre Wachstumsrate:

$$\frac{\Lambda}{R} = 9,02 \frac{(1 + 0,45 O_h^{0,5})(1 + 0,4 \theta)^{0,7}}{(1 + 0,865 We_{tr}^{1,67})^{0,6}} \quad 2.34$$

$$\Omega \left(\frac{\rho_{Tr} R^3}{\sigma_{Tr}} \right)^{0,5} = \frac{(0,34 + 0,38 We_g^{1,5})}{(1 + Oh)(1 + 1,4 \theta^{0,6})} \quad 2.35$$

Der Zerfall wird als kontinuierlicher Mittelwertprozess abgebildet. Dadurch wird beschrieben, wie sich der Radius im Mittel ändert. Dabei gilt die Beziehung:

$$\frac{dR}{dt} = -\frac{R - R_s}{\tau_B} = \dot{R}_z \quad 2.36$$

Werden nun Tochtertröpfchen generiert, erhalten sie einen Geschwindigkeitsvektor der normal auf den Weg des Muttertröpfchens steht. Das KH-Modell kann in Converge mit oder ohne Erzeugung von Tochtertröpfchen durchgeführt werden.

2.1.8 Verbrennungsmodell [2]

SAGE ist ein Modell, welches die chemische Reaktionskinetik detailliert abbildet. Die chemischen Reaktionsmechanismen können einfach getauscht werden, wodurch die Verbrennung von verschiedenen Kraftstoffen möglich ist. Dafür müssen lediglich die *Input-Files* geändert werden. Das SAGE-Modell berechnet die Reaktionsvorgänge für jede Reaktion während die Transportgleichungen der Strömung gelöst werden.

Aus der Herleitung der Reaktionskinetik ergeben sich die Gleichungen für Massen- und Energieerhaltung, die für jede Zelle gilt:

$$\frac{d[X_m]}{dt} = \dot{\omega}_m \quad 2.37$$

und

$$\frac{dT}{dt} = \frac{V \frac{dP}{dt} - \sum_m (\bar{h}_m \dot{\omega}_m)}{\sum_m ([X_m] \bar{c}_{p,m})} \quad 2.38$$

In diesen beiden Gleichungen ist V das Volumen, T die Temperatur, P der Druck. Weiters werden, zur Lösung der Gleichung, die molare spezifische Enthalpie und die molare spezifische Wärmekapazität der Spezies benötigt. Diese Gleichungen werden in jedem Zeitschritt gelöst. Weiters muss noch erwähnt werden, dass die in obiger Gleichung berechnete Temperatur nicht der Zelltemperatur gleichgesetzt wird. Die oben berechnete Temperatur wird nur im SAGE-Modell verwendet. Die Zelltemperatur wird nach Abschluss der chemischen Berechnung aus den Konzentrationen der verschiedenen Spezies bestimmt. Es kann eine Beschleunigung der Rechnung erfolgen, in dem die Temperaturgleichung nicht immer gelöst wird. So lange die Änderung der Zelltemperatur, hervorgerufen durch die Verbrennung, nicht einen gewissen Wert übersteigt, wird die Temperaturgleichung nicht erneut gelöst. Dadurch kann einiges an Rechenzeit eingespart werden.

2.2 Theoretische Grundlagen Otto-DI

In diesem Abschnitt werden die thermodynamischen und innermotorischen Grundlagen beschrieben. Zusätzlich werden auch noch die Ladungswechselgrößen bestimmt und die verschiedenen Betriebsweisen des Otto-DI-Motors erläutert.

2.2.1 Thermodynamische Grundlagen

Diese Grundlagen sind notwendig, um einen Motor thermodynamisch betrachten zu können.

2.2.1.1 Thermodynamische Systeme [3]

Ein System ist ein geometrisch genau bestimmtes Volumen für das der Energieerhaltungssatz überprüft wird. Man kann Systeme hinsichtlich ihrer Eigenschaften klassifizieren. Dadurch ändern sich auch die Gleichungen, da Terme wegfallen können. In erster Linie kann man zwischen geschlossenen und offenen Systemen unterscheiden. Geschlossene Systeme sind undurchlässig für Materie, aber durchlässig für Energie.

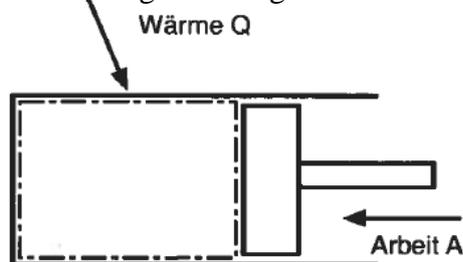


Abbildung 2-5: geschlossenes System [3]

Im obigen Bild ist ein geschlossenes System dargestellt. Eine weitere Unterscheidung kann durch die zeitliche Änderung getroffen werden. Dabei unterscheidet man stationäre und instationäre Systeme.

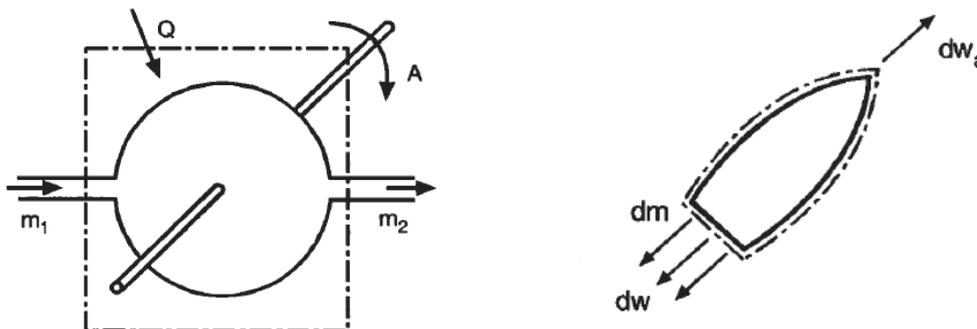


Abbildung 2-6: links: stationäres offenes System rechts: instationäres offenes System [3]

In Abbildung 2-6 sind offene Systeme dargestellt, die in stationäre und instationäre Systeme aufgliedert werden können. Bei der Betrachtung von Verbrennungskraftmaschinen liegt ein offener instationärer Prozess vor.

2.2.1.2 Formulierung der thermodynamischen Hauptsätze [3]

Der erste Hauptsatz ist der Energieerhaltungssatz. Dabei werden in der Gleichung die Energien, die über die Systemgrenzen transportiert werden und die im Inneren gespeichert

Energien, durch das Gleichheitszeichen getrennt. Daraus folgt für ein geschlossenes System:

$$dQ + dA = dE_a + dU \quad 2.39$$

Die linke Seite repräsentiert die Arbeit und die Wärme, welche über die Systemgrenzen transportiert werden. Auf der rechten Seite sind die im System gespeicherten Energien aufgelistet. Diese bestehen aus innerer und äußerer Energie. Formuliert man nun den ersten Hauptsatz für offene Systeme, erhält man folgende Gleichung:

$$dA_t + dQ_a + \sum dm_i(h_i + e_{ai}) = dU + dE_a \quad 2.40$$

Die linke Seite der Gleichung enthält zusätzlich die mit der Masse transportierten Energien und die rechte Seite nach wie vor die gespeicherten Energien.

2.2.2 Motorische Grundlagen

In diesem Kapitel werden die Kenngrößen des Motors und des Ladungswechsels beschrieben. Weiters wird auch die thermodynamische Modellierung des Brennraumes gezeigt und auf die Funktionsweise eines direkteinspritzenden Motors näher eingegangen.

2.2.2.1 Kenngrößen [4]

Hier werden die wichtigsten Kenngrößen des motorischen Arbeitsprozesses dargestellt.

Das **Verdichtungsverhältnis** ε stellt das Verhältnis aus Gesamtvolumen zu Kompressionsvolumen dar und ist eine wichtige konstruktive und thermodynamische Größe. Speziell im Ottomotor stellt das Verdichtungsverhältnis eine begrenzende Größe in Anbetracht der Klopfgefahr dar.

$$\varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c} \quad 2.41$$

Eine weitere sehr wichtige Größe ist der **Mitteldruck** p_m . Dabei wird die abgegebene Arbeit auf das Hubvolumen bezogen.

$$p_m = \frac{W}{V_h} \quad 2.42$$

Durch Einsetzen der effektiv geleisteten Arbeit W_e erhält man den **effektiven Mitteldruck** p_e . Weiters kann der innere **Mitteldruck** p_i durch Verwendung der inneren Arbeit ermittelt werden.

Für die **Leistung** des Viertaktmotors gilt:

$$P = \frac{n}{2} V_h p_m \quad 2.43$$

Weitere wichtige Kennwerte zur Analyse von Motoren sind Wirkungsgrade. Dabei unterscheidet man den effektiven Wirkungsgrad, den Innenwirkungsgrad und den mechanischen Wirkungsgrad. Der **effektive Wirkungsgrad** ist definiert als:

$$\eta_e = \frac{W_e}{Q_B} \quad 2.44$$

Für den **inneren Wirkungsgrad** gilt:

$$\eta_i = \frac{W_i}{Q_B} = \frac{\int p dV}{Q_B} \quad 2.45$$

Für den **mechanischen Wirkungsgrad** gilt:

$$\eta_m = \frac{W_e}{W_i} = \frac{p_e}{p_i} \quad 2.46$$

In der Praxis wird sehr oft der **spezifische Kraftstoffverbrauch** angegeben, welcher indirekt proportional zum Wirkungsgrad ist.

$$b_e = \frac{\dot{m}_B}{P_e} = \frac{1}{\eta_e H_u} \quad 2.47$$

2.2.2.2 Thermodynamische Modellierung des Brennraumes [11]

Im Brennraum sind alle Größen zeitlich und örtlich sehr stark veränderlich. Wie vorher schon erwähnt stellt der Brennraum ein offenes und instationäres System dar. Anschließend werden die Gleichungen für Stofftransport und Energietransport in diesem System aufgestellt.

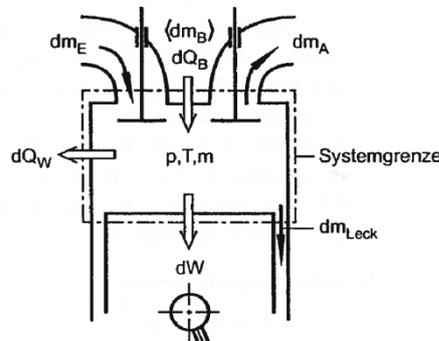


Abbildung 2-7: Darstellung des thermodynamischen Systems Motor [11]

Im obigen Bild sind die Massenflüsse und die Energieflüsse in einem Brennraum dargestellt. Daraus ergibt sich aus der Massenerhaltung bezogen auf den Kurbelwinkel und für direkt einspritzende Systeme folgende Gleichung:

$$\frac{dm}{d\varphi} = \frac{dm_E}{d\varphi} - \frac{dm_A}{d\varphi} - \frac{dm_{Leck}}{d\varphi} + \frac{dm_B}{d\varphi} \quad 2.48$$

Dabei beschreibt der letzte Term, die während des Saughubes direkt in den Zylinder eingebrachte Kraftstoffmasse.

Formt man nun den ersten Hauptsatz für instationäre offene Systeme um und leitet ihn nach dem Kurbelwinkel ab ergibt sich:

$$-\frac{pdV}{d\varphi} + \frac{dQ_B}{d\varphi} - \frac{dQ_W}{d\varphi} + h_E \frac{dm_E}{d\varphi} - h_A \frac{dm_A}{d\varphi} - h_A \frac{dm_{Leck}}{d\varphi} = \frac{dU}{d\varphi} \quad 2.49$$

Der erste Bestandteil der Gleichung auf der linken Seite steht für die abgegebene Volumenänderungsarbeit. Die nächsten beiden Summanden stellen den Heizverlauf dar. Dieser besteht aus dem Brennverlauf und dem Wandwärmeübergang. Die letzten drei Terme der linken Seite stellen die Enthalpieströme über die Systemgrenze dar. Auf der rechten Seite ist die Änderung der inneren Energie im Brennraum angeführt.

Als Zusatzgleichung kann die ideale Gasgleichung in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel verwendet werden. Analysiert man bereits ausgeführte Motoren, kann man unter Aufprägung des Zylinderdruckverlaufes die weiteren Größen berechnen. Der Brennverlauf ist dabei von

besonderem Interesse. Dieser ist definiert als $dQ_B/d\varphi$. Diese Gleichung kann direkt proportional zur umgesetzten Brennstoffmasse angegeben werden. Das Verhältnis aus umgesetzter Brennstoffwärme bis zu einem Zeitpunkt und der gesamten umgesetzten Brennstoffwärme liefert die Umsetzrate U .

$$U(\varphi) = \frac{Q_B(\varphi)}{Q_{B,ges}} = \frac{\int_{\varphi_{VB}}^{\varphi} dQ_B(\varphi)}{m_{B,ges}H_u} \quad 2.50$$

2.2.3 Kenngrößen des Ladungswechsels [4]

Während des Ladungswechsels strömen die verbrannten Gase aus dem Brennraum aus und werden durch Frischladung ersetzt. Die angeführten Kenngrößen sind ein Indikator für die Güte und die Eigenschaften des Ladungswechsels.

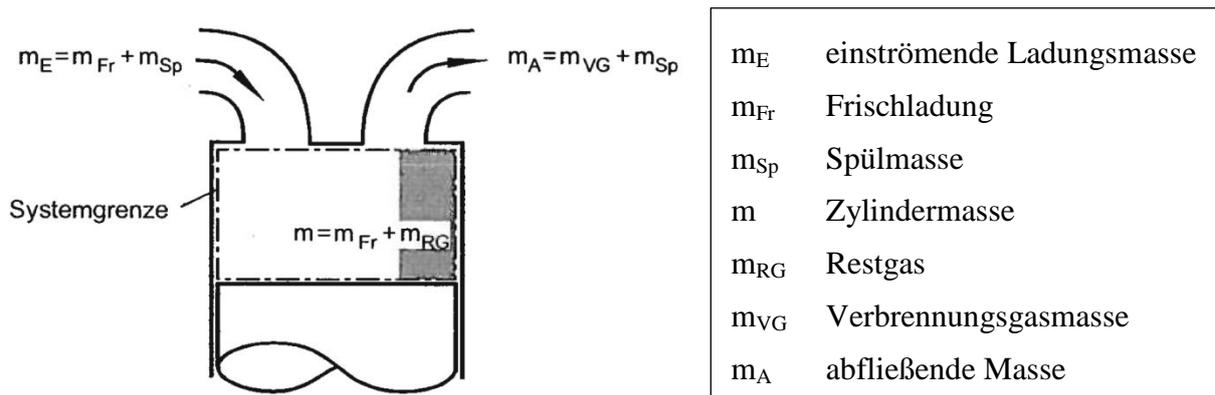


Abbildung 2-8: Darstellung der Massen beim Ladungswechsel [4]

In Abbildung 2-8 sind die Massen eines Ladungswechsels eingetragen. Der Verlust aufgrund von Leckage wird in dieser Betrachtung vernachlässigt. Aus den oben eingezeichneten Massen können Kenngrößen errechnet werden.

- Der **Luftaufwand** λ_a kennzeichnet die Güte des Ladungswechsels. Der Luftaufwand ergibt sich aus der geförderten Ladungsmasse und theoretisch möglicher Ladungsmasse.

$$\lambda_a = \frac{m_E}{m_{th}} \quad 2.51$$

Die theoretische Ladungsmasse ist jene Masse, die bei der Füllung des Hubvolumens mit Ladung entweder vom Umgebungszustand oder vom Einlasszustand zustande kommt.

- Der **Liefergrad** λ_l gibt das Verhältnis der Frischladung zur theoretischen Ladungsmasse wieder.

$$\lambda_l = \frac{m_{Fr}}{m_{th}} \quad 2.52$$

- Der **Fanggrad** λ_f ist das Verhältnis zwischen der im Zylinder verbleibenden Frischladung und der gesamten angesaugten Ladungsmasse. Der Fanggrad gibt jenen Anteil der Ladungsmasse an, der tatsächlich im Zylinder bleibt.

$$\lambda_f = \frac{m_{Fr}}{m_E} = \frac{m_{Fr}}{m_{Fr} + m_{Sp}} \quad 2.53$$

- Der **Spülgrad** λ_s gibt die Reinheit der Ladung wieder. Dieser ist definiert als Frischladung zur gesamten Zylinderladung.

$$\lambda_s = \frac{m_{Fr}}{m} = \frac{m_{Fr}}{m_{Fr} + m_{RG}} \quad 2.54$$

Der **Restgasanteil** ergibt sich durch Subtraktion des Spülgrades von der Ziffer 1.

2.2.4 Grundlagen OTTO-DI [4]

Die direkte Benzineinspritzung stellt momentan die effektivste Möglichkeit dar, den Kraftstoffverbrauch bei Ottomotoren zu senken. Es gibt verschiedene Arten, den Ottomotor mit Direkteinspritzung zu betreiben. Der Ottomotor kann entweder geschichtet oder homogen betrieben werden. Der Schichtbetrieb, bei dem nur örtlich zündfähiges Gemisch vorliegt, ermöglicht eine Qualitätsregelung in der Teillast, ist aber für die Vollast nicht geeignet. Der hier analysierte Motor wird entgegen der unteren Abbildung in allen Lastpunkten homogen betrieben.

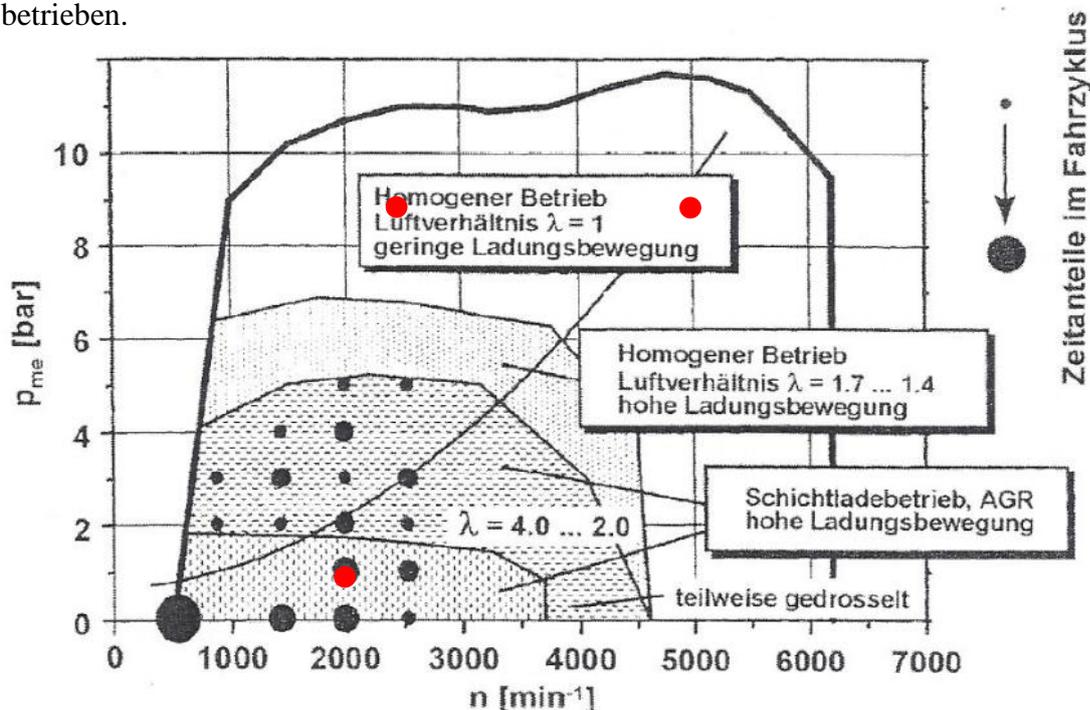


Abbildung 2-9: Betriebskennfeld eines direkteinspritzenden Ottomotors [4]

In der Abbildung 2-9 sind die Betriebsarten eines Ottomotors mit Direkteinspritzung eingetragen. Man kann ablesen, dass bei geringer Last der Schichtladebetrieb eingesetzt wird und mit steigender Last immer mehr in den homogenen Betrieb gewechselt wird. Die untersuchten Lastpunkte sind in der oberen Abbildung rot markiert.

2.2.4.1 Betriebsarten des direkteinspritzenden Ottomotors [4]

Wie oben schon aufgezeigt worden ist, kann der Ottomotor sowohl geschichtet als auch homogen betrieben werden. Dies kann ganz allein durch die Steuerung des Injektors verwirklicht werden. Um den Motor homogen betreiben zu können, muss der Kraftstoff, wie in Abbildung 2-10 links ersichtlich, früh genug im Saugtakt in den Brennraum eingebracht werden. Dabei ist darauf zu achten, dass die Ladungsbewegung im Brennraum so ausgeführt ist, dass eine optimale Gemischbildung erzielt wird. Zur Realisierung des Schichtbetriebes wird hingegen, wie in Abbildung 2-10 rechts zu sehen ist, spät während des

Kompressionstaktes eingespritzt. Dadurch entsteht örtlich eine Ladungswolke, die zündfähiges Gemisch im Bereich der Zündkerze zur Verfügung stellt. Das Luftverhältnis, das auf das gesamte Brennraumvolumen bezogen ist, ist sehr mager. Diese Betriebsweise ermöglicht eine Qualitätsregelung und stellt somit eine starke Verbrauchsminderung bei Teillast sicher.

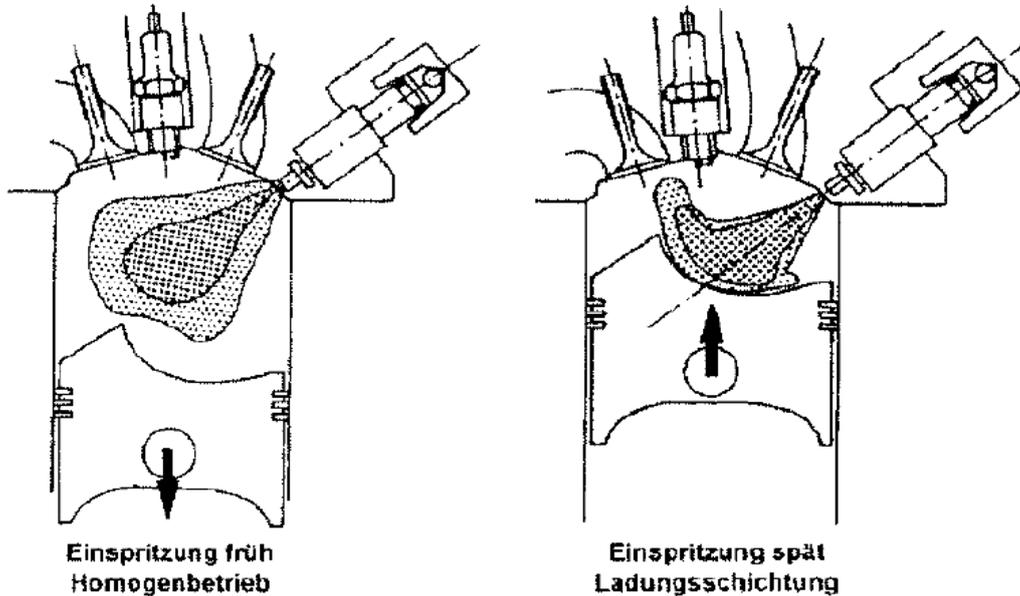


Abbildung 2-10: Darstellung der Einspritzung bei sehr früher und bei später Einspritzung [4]

Ein weiterer Unterschied der beiden Betriebsweisen bringt die Verbrennung mit sich. Bei homogenem Betrieb spricht man von vorgemischter Verbrennung, bei geschichtetem Betrieb tritt eine nicht-vorgemischte Verbrennung auf.

2.2.4.2 Vorgemischte Verbrennung [4]

Entzündet man ein homogenes Luft-Kraftstoff-Gemisch kann von einer vorgemischten Verbrennung ausgegangen werden. Dabei breitet sich die Flamme mit einer laminaren Flammenausbreitungsgeschwindigkeit aus. Diese Geschwindigkeit hängt von der Wärmeleitung und Diffusion von Radikalen ab. Wird diesem Prozess ein turbulentes Strömungsfeld überlagert, so wird die Flammenfront verzerrt. Dies kann bei zunehmender Turbulenz zum Aufreißen der Flamme führen. In diesem Fall spricht man von turbulenter Flammenausbreitung.

Die laminare Flammengeschwindigkeit v_{fl} sinkt mit zunehmendem Druck und steigt mit zunehmender Temperatur.

Turbulente Flammen haben einen starken instationären Charakter. Es wird angenommen, dass sich die gefaltete laminare Flammenfront A_{fl} mit der laminaren Flammengeschwindigkeit ausbreitet. Mit Berücksichtigung der Kontinuität kann die turbulente Flammengeschwindigkeit v_t und die turbulente Flammenfront A_t eingeführt werden.

$$\rho_u * v_t * A_t = \rho_u * v_{fl} * A_{fl} \quad 2.55$$

In der nächsten Abbildung sind sowohl die turbulente als auch die laminare Flammenfront eingezeichnet. Aus dem obigen Zusammenhang kann dann die turbulente

Flammengeschwindigkeit ermittelt werden. Die vorgemischte Verbrennung tritt vor allem im Ottomotor mit homogenem Gemisch auf. Sie ist charakterisiert durch hohe Temperaturen, hohe Geschwindigkeit und sie ist weitgehend rußfrei.

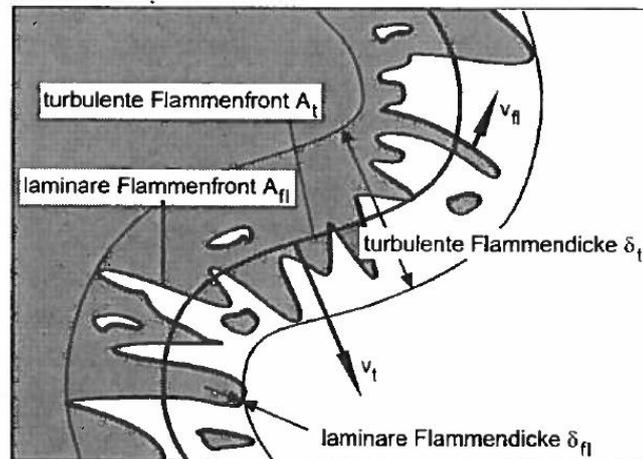


Abbildung 2-11: Laminare und turbulente Flammenausbreitung [4]

2.2.4.3 Nicht-vorgemischte Verbrennung [4]

Luft und Kraftstoff mischen sich bei der nicht-vorgemischten Verbrennung erst während der Verbrennung. Geschwindigkeitsbestimmend für diese Art der Verbrennung sind die Mischungsvorgänge, da sie langsamer ablaufen als die chemischen Reaktionen. Da die Gemischaufbereitung erst im Brennraum erfolgt, ist die nicht-vorgemischte Verbrennung sehr komplex. Dabei beeinflussen sich Gemischbildung und Verbrennung gegenseitig.

Der eingespritzte Kraftstoff zerstäubt und erhält durch Wärmezufuhr Dampfsättigungsdruck an der Oberfläche. Es ergibt sich im Brennraum sowohl Tröpfchenverdampfung als auch Filmverdampfung. Der daraus resultierende Kraftstoffdampf mischt sich mit der Luft und ergibt ein örtlich zündfähiges Gemisch, das annähernd ein stöchiometrisches Verhältnis aufweist.

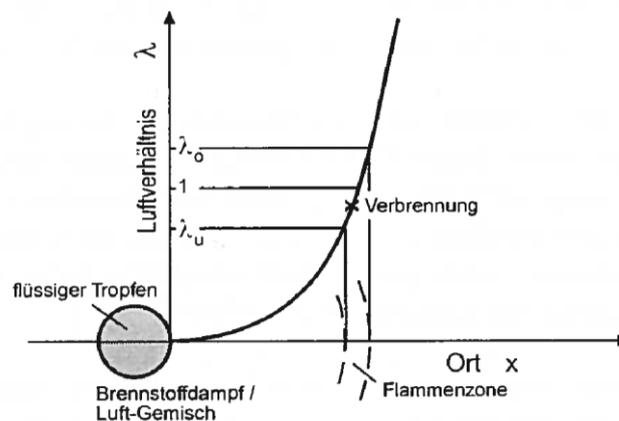


Abbildung 2-12: Darstellung nicht-vorgemischte Verbrennung [4]

Wie aus obiger Abbildung erkennbar ist, befindet sich der Zündort bei leicht fettem Gemisch.

Daraus folgt, dass trotz insgesamt betrachtetem Luftüberschuss Rußbildung entsteht. Beim direkteinspritzenden Ottomotor kommt es kaum zu Rußbildung.

2.2.4.4 Arten der Einspritzung [10]

Wie der unteren Abbildung entnommen werden kann, gibt es mehrere Möglichkeiten wie die Gemischbildung in einem direkt einspritzenden Ottomotor realisiert werden kann. Dabei ist sicherzustellen, dass unabhängig von Motorlast und Motordrehzahl zündfähiges Gemisch an der Zündkerze vorliegt.

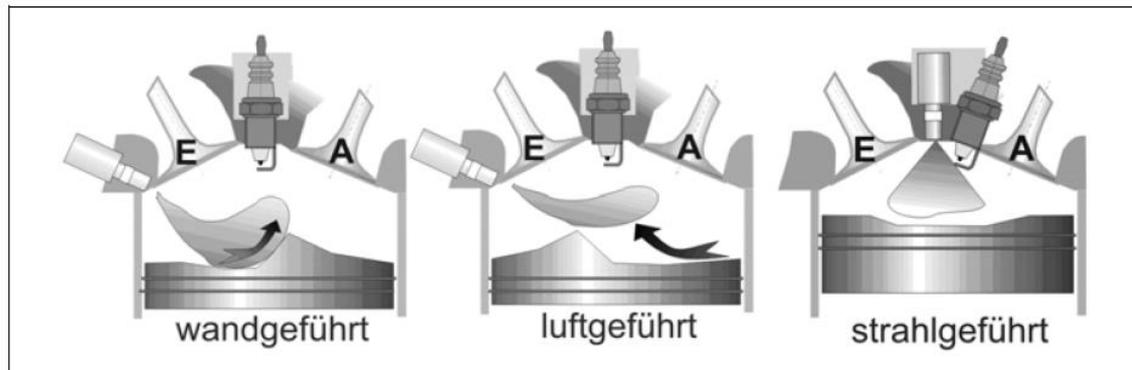


Abbildung 2-13: Möglichkeiten der Kraftstoffeinbringung [10]

Wandgeführte Brennverfahren sind durch einen relativ großen Abstand zwischen Zündkerze und Einspritzventil gekennzeichnet. Dabei wird die Wechselwirkung zwischen Einspritzstrahl und Wand genutzt, um den Gemischbildungsprozess zu realisieren. Die Kolbenoberfläche weist dabei eine bestimmte Form auf, die mit einer Drall- und *Tumble*strömung dafür sorgen soll, dass das Gemisch an die Zündkerze transportiert wird. Durch die Bestrahlung der Wand mittels Kraftstoff ergibt sich der Nachteil der Kraftstoffanlagerung. Dies erhöht die Emissionen an unverbrannten Kohlenwasserstoffen. Weiters sind die Einspritzzeitpunkte von der Kolbenbewegung abhängig. Bei einem wandgeführten Verfahren können die Vorteile eines direkteinspritzenden Ottomotors nicht vollständig ausgeschöpft werden.

Bei **luftgeführten Brennverfahren** wird der Kraftstoff mittels Ladungsbewegung zur Zündkerze transportiert. Dabei wird gleichzeitig auch noch Luft dem *Spray* beigemischt. Kolbenaufsätze können zusätzlich noch dafür sorgen, dass die Ladungsbewegung unterstützt wird. Dabei soll der Kontakt des Kraftstoffstrahls mit der Wand vermieden werden, um die Wandanlagerungen zu reduzieren. Essentiell für dieses Verfahren sind eine gute Ausrichtung des Einspritzstrahles sowie eine gezielte Ladungsbewegung. Es kann sich durch die Erzeugung von Drall und *Tumble* eine Verminderung des Liefergrades und somit Nachteile im Leistungsverhalten ergeben.

Bei **strahlgeführten Brennverfahren** ist das Einspritzventil in der Nähe der Zündkerze angeordnet. Dabei werden diese beiden Einheiten so eng zusammen eingebaut, dass eine strahlgeführte Gemischbildung möglich ist. Der Kraftstoffstrahl mischt sich durch aerodynamische Effekte mit der Luft. Dies ergibt einen hohen Schichtungsgradienten. Es muss dafür gesorgt werden, dass um die Zündkerze zündfähiges Gemisch herrscht. Das Verfahren ist sehr stark von der Strahlcharakteristik abhängig und reagiert sehr empfindlich auf Störungen und Schwankungen. Das strahlgeführte Verfahren ist momentan der beste Ansatz, um die Vorteile des direkteinspritzenden Ottomotors nutzen zu können.

3.2 Simulationsorganigramm

Das Organigramm aus Abbildung 3-2 beschreibt den verwendeten Arbeitsfluss der CFD-Rechnung. Bei diesem Arbeitsfluss ist die Zeit nicht die limitierende Größe, da auf die sorgfältige Ausarbeitung der Modelle Wert gelegt werden muss. Aus diesem Grund ergibt sich eine step-by-step Simulation, in der *Spray*modell und Verbrennungsmodell erst später zugefügt werden.

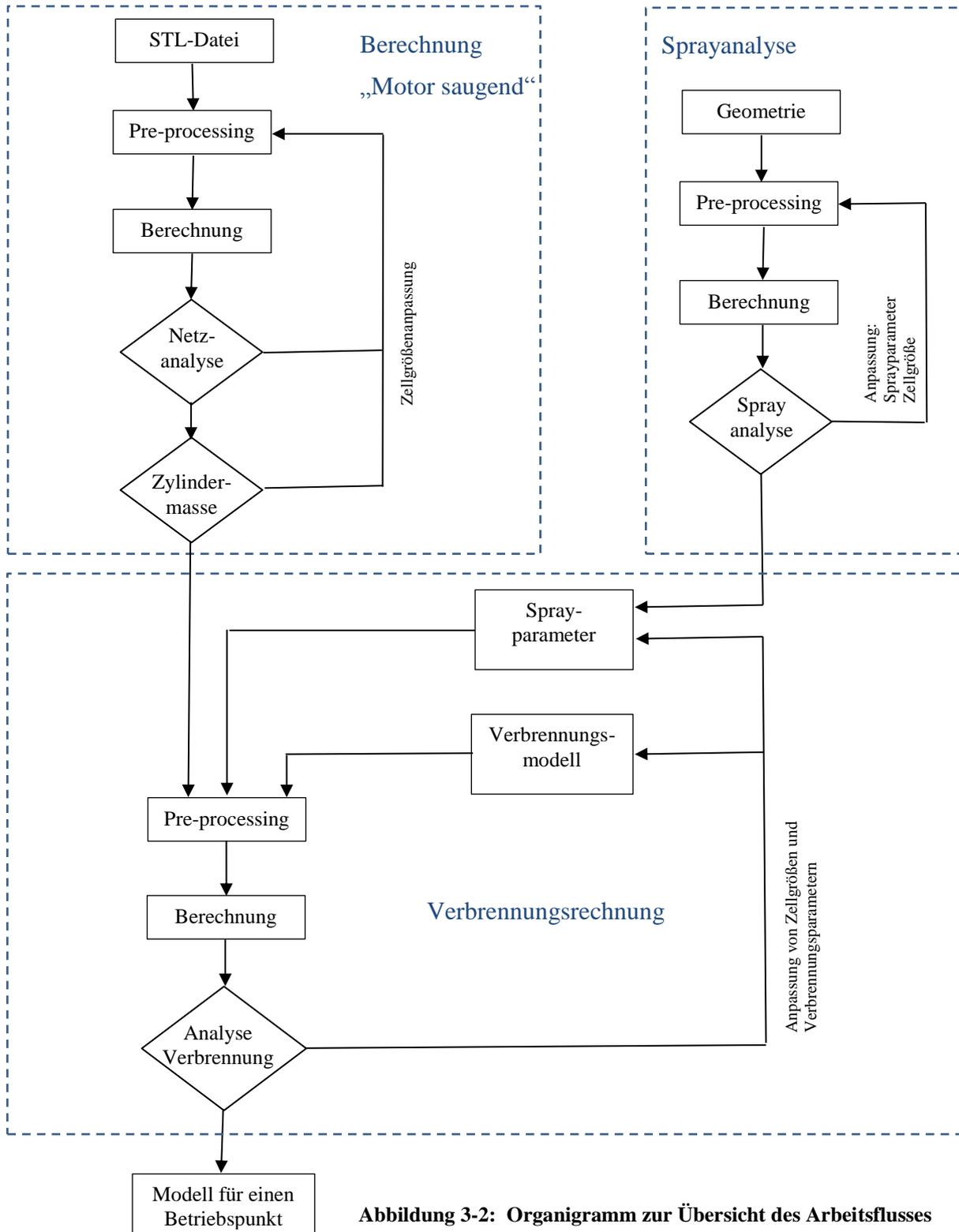


Abbildung 3-2: Organigramm zur Übersicht des Arbeitsflusses

3.3 Vorstellung Converge

Converge ist ein relativ neues CFD-Programm, welches in dieser Arbeit hinsichtlich seiner Abbildungsqualität an einem direkteinspritzenden Ottomotor analysiert wird. Für die Rechnung wird die *Solver*version „converge-2.1.0-hpmpi-linux-64-052913“ verwendet. Das Programm bietet einige Applikationen, die im weiteren Verlauf kurz vorgestellt werden, welche bei der Analyse von verbrennungsmotorischen Prozessen hilfreich sind.

Eine dieser angesprochenen Applikationen ist die automatische Netzgenerierung. Es muss kein Rechennetz vom Benutzer erzeugt werden, sondern das Programm generiert das Netz selbstständig während der Berechnung. Dadurch kann die Vorbereitungszeit für eine Berechnung stark herabgesetzt werden. Die Zellauflösung kann durch den Anwender in Abhängigkeit der Zeit variabel gestaltet werden. Das Netz kann durch ein sogenanntes adaptives *Mesh Refinement* örtlich in Abhängigkeit von Kriterien verfeinert werden. Dabei verfeinert das Programm, anhand der gesetzten Kriterien, das Netz örtlich variabel in jedem Zeitschritt.

Speziell für die Simulation von Verbrennungsprogrammen ist der Menüpunkt *engine application* nützlich. Dabei kann das Verdichtungsverhältnis des Motors per Knopfdruck geändert werden. Das Netz muss aufgrund der automatischen Netzgenerierung natürlich nicht neu erstellt werden.

Weiters stehen einige Verbrennungsmodelle zur Verfügung. Das hier verwendete SAGE-Modell ermöglicht eine detaillierte Darstellung der chemischen Reaktionskinetik. Auch für das Verbrennungsmodell gibt es einige Möglichkeiten um die Rechenzeit zu minimieren.

Dies wird einerseits durch die zeitliche Beschränkung, in der das Verbrennungsmodell aktiviert ist, realisiert. Andererseits kann das Verbrennungsmodell auch örtlich eingeschränkt werden. Das bedeutet, dass es nur in einer Region des Simulationsmodells aktiv gesetzt wird. Durch die Verwendung des Multizone-Modells kann weiter Rechenzeit minimiert werden.

Ein weiterer interessanter Punkt ist der variable Zeitschritt Algorithmus. In Abhängigkeit von Strömungsgrößen und numerischen Parametern wird der Zeitschritt adaptiert. Werden die Konvergenzkriterien für einen Zeitschritt, innerhalb der maximalen Iterationsanzahl, nicht erfüllt, wird der Zeitschritt verkleinert und erneut gerechnet. Dadurch kann die Rechenzeit minimiert werden.

Zu den oben genannten Möglichkeiten bietet das Programm auch noch die Implementierung für *User Defined Functions* an. Dadurch können Modelle verwendet werden, die im Programm noch nicht enthalten sind. Für die *Sprayanalyse* in dieser Arbeit wird zum Beispiel eine *User Defined Function* zur Auswertung des Sauterdurchmessers in bestimmten Eindringtiefen verwendet.

4 Berechnung „Motor saugend“ (Schleppbetrieb)

Im folgenden Abschnitt wird die Modellierung der Berechnung für den saugenden Motor beschrieben. Dabei wird vorerst auf ein *Spray*- und Verbrennungsmodell verzichtet. Im saugenden Betrieb kann das Netz in Hinblick auf die Strömung adaptiert werden. Durch die wesentlich kürzere Rechenzeit kann das Basisnetz rasch ermittelt werden. Dabei dient die Masse im Brennraum als Vergleichsgröße.

4.1 Pre-processing

Als *Pre-processing* bezeichnet man die Erstellung der *Input*-Dateien, die für den *Solver* zur Berechnung notwendig sind. Die *Input-Files* beinhalten alle Informationen bezüglich Geometrie, Randbedingungen und Modellansätze. Erst nach der Eingabe dieser Daten, kann die vollständige Berechnung gestartet werden. Es wird nun Schritt für Schritt der Weg zur Erstellung der *Input-Files* dargestellt.

4.1.1 Geometrie importieren und Diagnose

Die in Abbildung 4-1 dargestellte Geometrie kann als STL-Datei in das Berechnungsprogramm importiert werden. Die STL-Datei wird direkt aus dem CAD-Programm ausgeschrieben. Es ist darauf zu achten, dass die Geometrie mit guter Qualität abgebildet wird und die STL-Datei ohne Flächenfehler ausgeführt ist. Wichtig für das Programm ist, dass die Geometrie geschlossen ist und keine Überschneidungen oder andere Fehler enthält. Ist dies nicht gewährleistet, steigt die Dauer der Nachbearbeitung dieser Datei im CFD-Programm stark an. Abbildung 4-1 zeigt die importierte Geometrie des Motors in Converge.

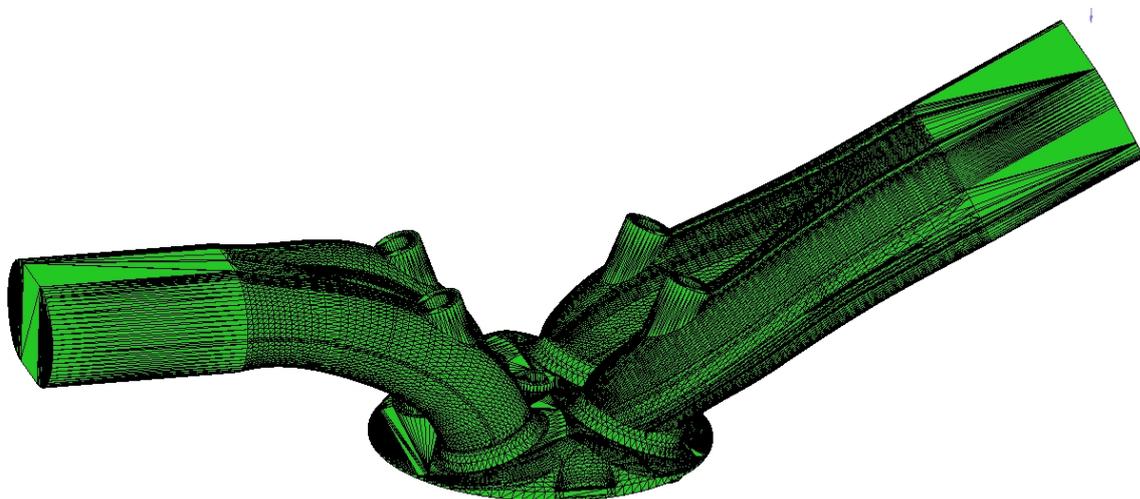


Abbildung 4-1: Abbildung des STL-Files

Es ist zu erkennen, dass alle Zellen der STL-Datei grün ausgefüllt sind. Das bedeutet, dass diese Zellen noch keiner Zellengruppe zugeordnet worden sind.

Das Rechenetz, das zur Berechnung notwendig ist, wird vom Programm während der Berechnung erzeugt und variiert. Bevor man jedoch die sogenannten Flächenabgrenzungen oder *Boundaries* bestimmen kann, muss das *STL-File* auf Fehler überprüft werden. Die Überprüfung kann in Converge durchgeführt werden.

Converge testet die STL-Datei auf:

Aspect-ratio: Dies ist ein Formfaktor, der das Seitenverhältnis der Dreiecke beurteilt.

Intersections: *Intersections* sind Überschneidungen, die auftreten können.

Open edges: Das sind nicht geschlossene Kanten der STL-Datei.

Nonmanifold edges: Das sind Kanten, die nur zu einem Dreieck gehören.

Overlapping triangles: Überprüfung auf Überlagerung von Dreiecken

Normal orientation: Gibt an, bei welchen Zellen der Normalvektor nach außen gekehrt ist.

Isolated triangles: Das sind zumeist Dreiecke, die keinen Kontakt mit der restlichen Geometrie haben.

Werden Fehler durch dieses *Diagnosetool* erkannt, kann man sich die betreffenden Dreiecke anzeigen lassen. Dabei können durch Löschen und Erstellen von Kanten oder Dreiecken die Fehler zumeist sehr schnell behoben werden. Diese Korrektur geht bei einer mäßigen Anzahl an Zellen, die Fehler aufweisen, relativ schnell vonstatten. Ist die Anzahl der Fehler jedoch erheblich, sollte die STL-Datei mit anderen Parametern neu erstellt werden, da diese Variante wesentlich zeitsparender ist.

4.1.2 Übersicht *Input-Files*

In der Abbildung 4-2 sind die einzelnen Untermenüs abgebildet, die für die Erstellung der *Input-Files* abgearbeitet werden müssen. Folgend werden die einzelnen Abschnitte kurz beschrieben, um einen Überblick zu erhalten:

- **Applications:** Dient zur Definition geometrischer Eigenschaften des Motors.
- **Materials:** Hier werden die Informationen über Spezies und chemischer Reaktionen abgelegt.
- **Simulation Parameters:** Die grundlegenden Parameter für die Simulation wie Zeitparameter, Definition der Lösungsart und numerische Grundparameter werden hier bestimmt.
- **Output/ Postprocessing:** Wird benötigt, um dem *Solver* mitzuteilen, welche Daten ausgeschrieben werden sollen.
- **Boundary Conditions:** Definition der Zellabgrenzungen und der Eigenschaften der einzelnen Flächen.
- **Initial Conditions & Events:** Anfangsbedingungen und das Öffnen und Schließen zwischen den Regionen wird bestimmt.
- **Physical Models:** Festlegung des Turbulenzmodells
- **Grid Control:** Einstellungen, die das Gitter betreffen
- **User Defined Functions:** Dient zur Festlegung von zusätzlichen Funktionen.

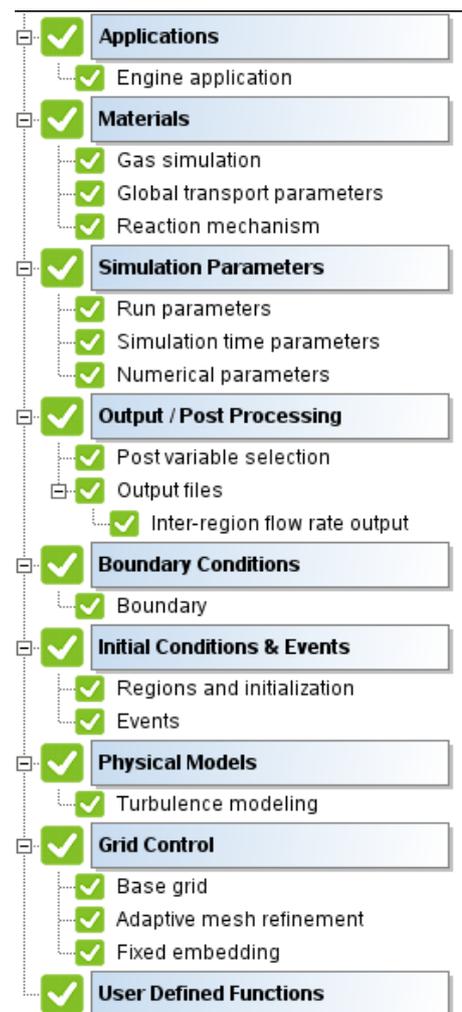


Abbildung 4-2: Übersicht über die Definition der *Input-Files*

4.1.3 Engine Application

In Abbildung 4-3 ist das Untermenü der *Engine Application* dargestellt, in dem alle geometrisch relevanten Eigenschaften des Motors bestimmt werden. Es müssen Zylinderbohrung, Zylinderhub, Pleuellänge und Drehzahl bestimmt werden. Weiters müssen die *Boundaries*, die den Brennraum definieren, angegeben werden. Über die geometrischen Eigenschaften und die Drehzahl wird die Bewegung des Kolbens errechnet und somit das Netz zu jedem Zeitpunkt bestimmt. Weiters kann über den *Button Compression Ratio* ein Untermenü geöffnet werden.

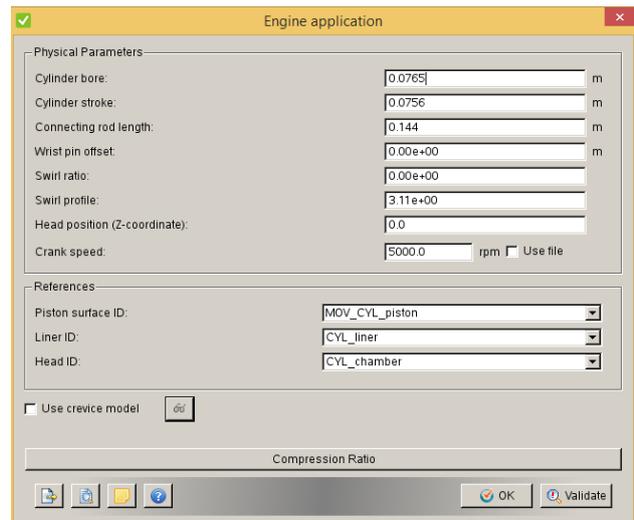


Abbildung 4-3: Untermenü *Engine Application*

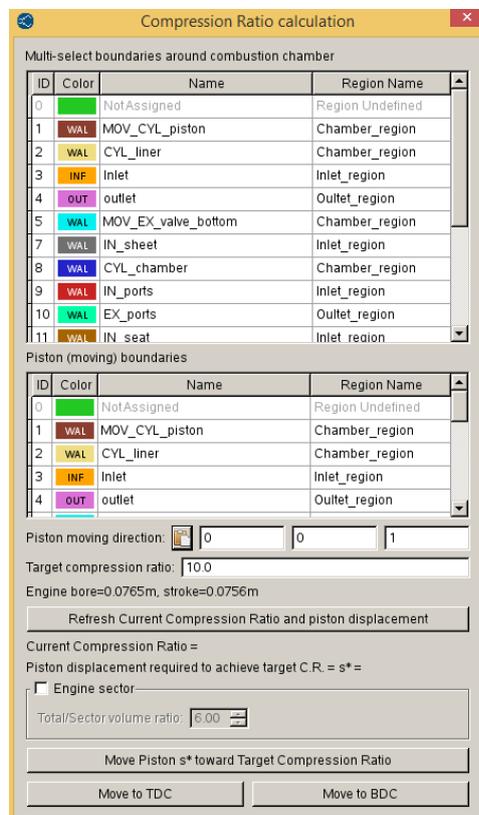


Abbildung 4-4: Berechnung des Kompressionsverhältnisses

4.1.4 Material

Dieser Menüpunkt beinhaltet Tabellen in denen einerseits Stoffwerte abgelegt werden und andererseits die chemischen Reaktionen definiert sind. In der *Input-Datei* therm.dat wird eine Liste von relevanten Spezies abgelegt, die in diesem Untermenü dargestellt ist. Diese Tabellen werden vom CFD-Programm zur Verfügung gestellt und können beliebig adaptiert werden. In der Datei gas.dat werden die Viskosität und die thermische Leitfähigkeit in Abhängigkeit von der Temperatur angegeben. Im Untermenü *Global Transport Parameters* werden Prandtl- und Schmidtzahl abgelegt, die für die Strömungsrechnung von Bedeutung sind. Im dritten Untermenü werden die chemischen Reaktionen festgelegt. Diese sind in der

Das in Abbildung 4-4 dargestellte Untermenü kann bei der Anpassung des Kompressionsverhältnisses sehr nützlich sein. Dabei müssen zuerst jene *Boundaries* ausgewählt werden, die der Region des Verbrennungsraumes zugeordnet sind. Dies dient zur Bestimmung des Volumens. Weiters muss die Kolbenfläche und die Bewegungsrichtung angegeben werden. Daraus kann einerseits das Kompressionsverhältnis per Knopfdruck ermittelt werden und andererseits die Darstellung zwischen oberem und unterem Totpunkt umgeschaltet werden. Zum Start der Simulation soll die Position im unteren Totpunkt ausgewählt werden. Weiters kann man sehr schnell das gewünschte Kompressionsverhältnis eingeben. Das Programm ändert die Geometrie dann automatisch. Dadurch ist die Realisierung verschiedener Verdichtungsverhältnisse aus einer Ausgangsdatei sehr einfach und schnell durchführbar, was bei Variantenrechnung zu einer erheblichen Zeitersparnis führt, da die Netzerstellung entfällt.

Datei mech.dat gespeichert. Durch die Variation der Anzahl dieser Parameter kann die Komplexität der Berechnung erhöht werden. Die Zusammensetzung der einzelnen Moleküle beschränkt sich auf die Kombinationen aus den Elementen Kohlenstoff, Stickstoff, Sauerstoff und Wasserstoff.

4.1.5 Run Parameters

Die *Run Parameters* sind im Menüpunkt *Simulation Parameters* enthalten. In Abbildung 4-5 ist das Menüfenster abgebildet. Einerseits muss angegeben werden, ob die betreffende Rechnung ein Neustart ist oder aus einem *Restartfile* heraus gestartet wird. Weiters muss die Datei angegeben werden, in der die Geometrie abgelegt ist. Durch die Auswahl der *Engine Application* wird der *Solver* automatisch auf transient umgeschaltet. Weiters können noch Einstellungen in Bezug auf den *Solver* getroffen werden. Einerseits besteht eine *Solverauswahl* in Abhängigkeit der Kompressibilität und andererseits kann angegeben werden, welche Gleichungen gelöst werden sollen.

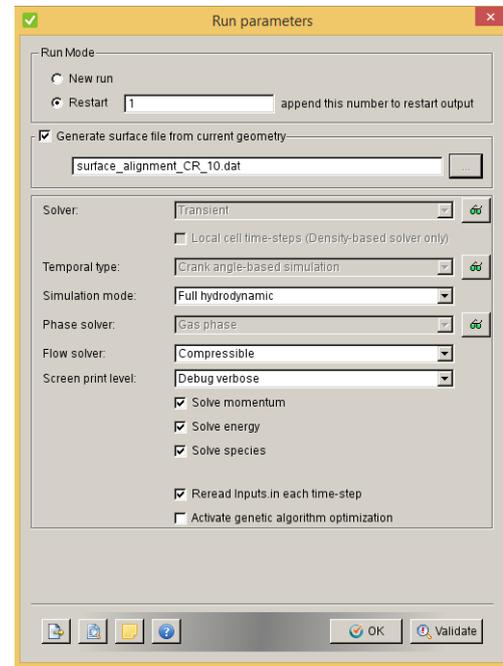


Abbildung 4-5: Untermenü *Run Parameters*

4.1.6 Simulation Time Parameters

In Abbildung 4-6 ist das Untermenü für *Simulation Time Parameters* abgebildet. Hier werden alle zeitabhängigen Eingaben für die Simulation getroffen. Man kann das Simulationsintervall in Grad Kurbelwinkel eingeben und die Art und Weise auswählen, wie der Zeitschritt angepasst wird. Dabei wird zwischen einem variablen Zeitschritt, der vom Programm automatisch angepasst wird und einem fixen Zeitschritt, der mit einem Wert vorgegeben werden kann, unterschieden. Weiters kann man Grenzen für den variablen Zeitschrittalgorithmus festlegen. Es sind die CFL-Zahlen für Konvektion, Diffusion und die Schallgeschwindigkeit einzutragen, die in Kapitel 2.1.4.3 eingeführt worden sind. Diese können in Abhängigkeit des Kurbelwinkels variabel gestaltet werden.

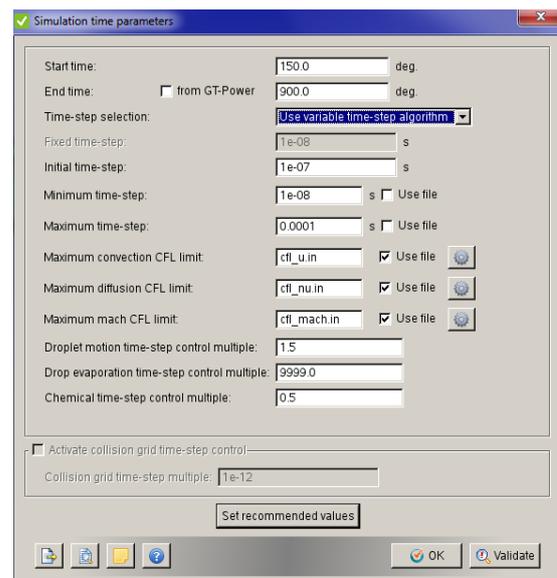


Abbildung 4-6: Untermenü *Simulation Time Parameters*

4.1.7 Output/Post Processing

Dieser Menüpunkt wird benötigt, um einerseits zu bestimmen, welche Daten ausgeschrieben werden sollen und andererseits, wie groß die Zeitschritte sind, in denen die Daten produziert werden. Um Speicherplatz zu sparen, kann man das Zeitintervall erhöhen. Dabei ist der Speicherplatzeinfluss bei 3D-Daten erheblich höher als bei 2D-Daten.

4.1.8 Boundary Conditions

Die Zellen, wie in Abbildung 4-1 dargestellt, müssen zu Gruppen zusammengefasst werden. Dabei ergeben diese Gruppen jeweils Flächen, die das Bauteil abgrenzen. Im weiteren Verlauf wird kurz beschrieben, in welche Zellgruppen die Gesamtoberfläche unterteilt wird.

Der Brennraum ist, wie in Abbildung 4-7 ausgeführt, durch die Zusammenfassung der Zellen in *Chamber*, *Piston* und *Liner* abgegrenzt. Alle drei *Boundaries* werden als *WALL* definiert, wobei nur *Piston* als eine bewegte Zellgruppe beschrieben wird. Die Position wird über die geometrische Randbedingung automatisch bestimmt. Weiters müssen die Bedingungen an der Wand bestimmt werden.

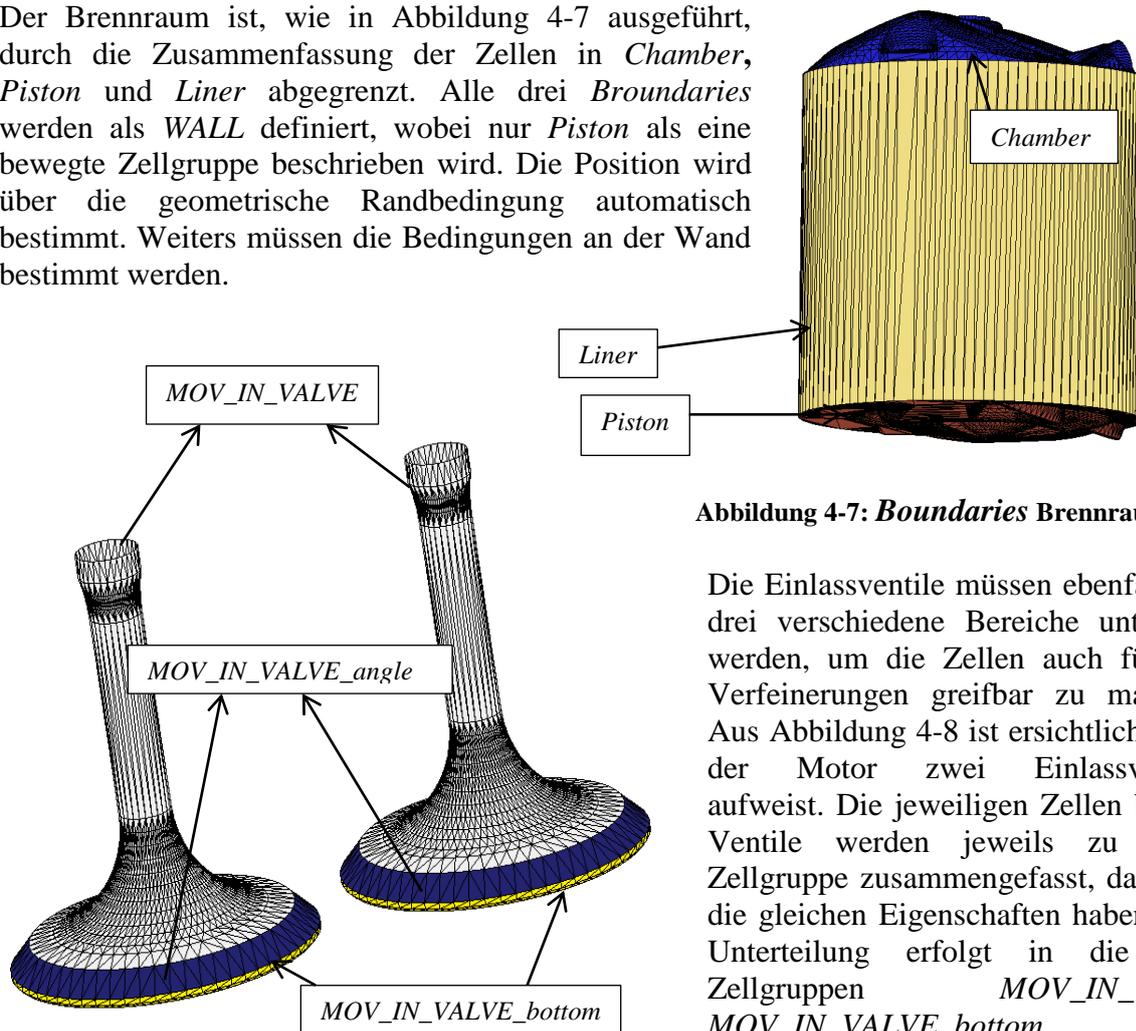


Abbildung 4-7: *Boundaries* Brennraum

Die Einlassventile müssen ebenfalls in drei verschiedene Bereiche unterteilt werden, um die Zellen auch für die Verfeinerungen greifbar zu machen. Aus Abbildung 4-8 ist ersichtlich, dass der Motor zwei Einlassventile aufweist. Die jeweiligen Zellen beider Ventile werden jeweils zu einer Zellgruppe zusammengefasst, da diese die gleichen Eigenschaften haben. Die Unterteilung erfolgt in die drei Zellgruppen *MOV_IN_Valve*, *MOV_IN_VALVE_bottom* und *MOV_IN VALVE_angle*. Alle drei *Boundaries* sind als *WALL* zu definieren und bewegen sich. Die

Abbildung 4-8: Darstellung der Einlassventile

Bewegung der Ventile wird durch eine zusätzliche Datei vorgegeben, in dem die Bewegung und die Bewegungsrichtung bestimmt werden. Analog werden die Zellen der beiden Auslassventile zu *MOV_EX_Valve*, *MOV_EX_VALVE_bottom* und *MOV_EX_VALVE_angle* zusammengefasst.

Der Einlasskanal wird, wie in Abbildung 4-9 dargestellt in *Inlet*, *IN_sheet*, *IN_Ports* aufgeteilt. Um die Flächen der STL-Datei für eine örtliche Verfeinerung greifbar zu machen, wird die *Boundary IN_SEAT* erstellt. Die Zellgruppe *Inlet* wird als *Inflow* definiert. Zusätzlich wird der *Boundary* ein Druckverlauf und eine konstante Temperatur aufgeprägt. Weiters müssen die Spezies, Sauerstoff und Stickstoff, angegeben werden, die in das System eintreten können. Die anderen drei *Boundaries* werden als *Wall* definiert. Dabei müssen die Bedingungen an der Wand durch eine Temperatur vorgegeben werden.

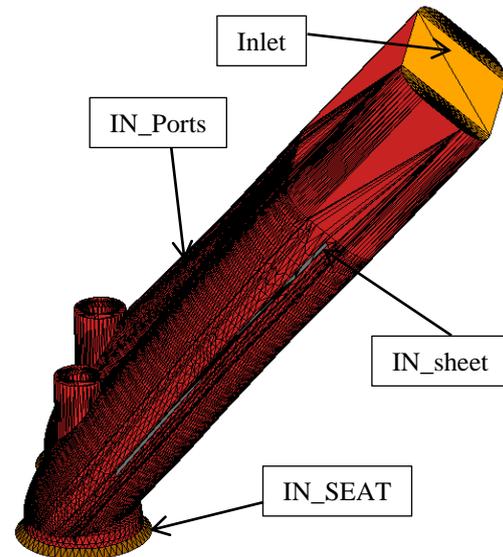


Abbildung 4-9: Einlasskanal

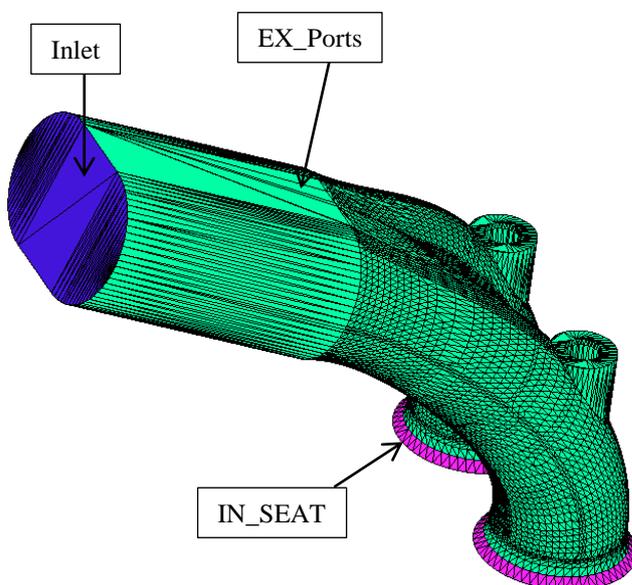


Abbildung 4-10: Auslasskanal

Der Auslasskanal, der in Abbildung 4-10 dargestellt ist, wird in die drei *Boundaries*, *Outlet*, *EX_Ports* und *EX_SEAT* unterteilt. Die Zellgruppierung *Outlet* wird als *Outflow* definiert, wobei die Auslassrandbedingung ein vorgegebener Druckverlauf vom Prüfstand ist. Zusätzlich müssen Spezies definiert werden.

4.1.9 Regions und Initializations

Die oben aufgelisteten *Boundaries* müssen nun einzelnen Regionen zugeordnet werden, die in Abbildung 4-11 aufgelistet sind. Dies ist notwendig, da die Initialisierung für gesamte Regionen durchgeführt wird. Ein zweiter Grund zur Aufteilung in mehrere Regionen ist, dass dadurch die Strömung zwischen zwei Regionen unterbrochen werden kann. Dies wird in Kapitel 4.1.10 näher erläutert.

In diesem Untermenü werden die Regionen mit ihren Initialisierungsrandbedingungen definiert. Die Daten zur Initialisierung sind aus den Prüfstandsdaten ermittelt worden. Durch die Berechnung von mehreren Zyklen schwingt sich das System ein und es kann eine bessere Qualität der Ergebnisse erzielt werden. Im Untermenü *Boundary Conditions* muss jeder Zellgruppe eine Region zuordnet werden.

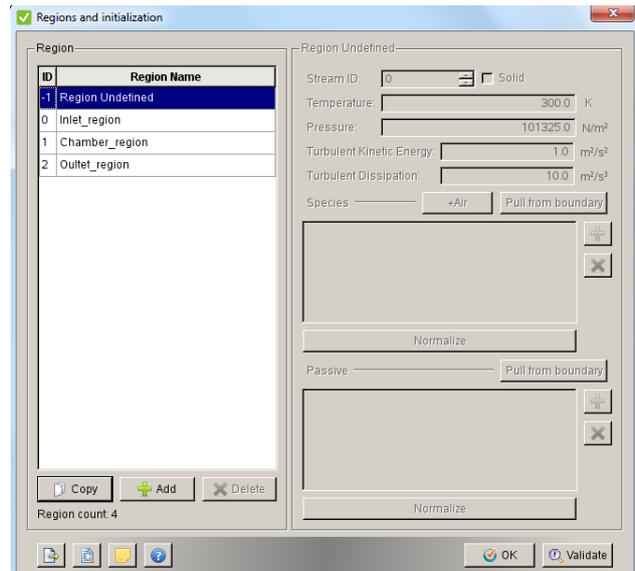


Abbildung 4-11: Menü Regions und Initializations

4.1.10 Events

Durch die Einführung von *Events* kann die Strömung zwischen zwei Regionen entweder unterbrochen oder zugelassen werden. Dadurch wird die Öffnung und Schließung der Ventile realisiert. Sind die Ventile 0,2 mm geöffnet, wird auch der Fluss zwischen den Regionen aktiviert. Der Grund dafür ist eine sehr geringe Zellgröße, die benötigt werden würde, um den Spaltstrom darstellen zu können. Wie in Abbildung 4-12 gezeigt wird, muss bestimmt werden, wann und zwischen welchen Regionen das *Event* stattfindet.

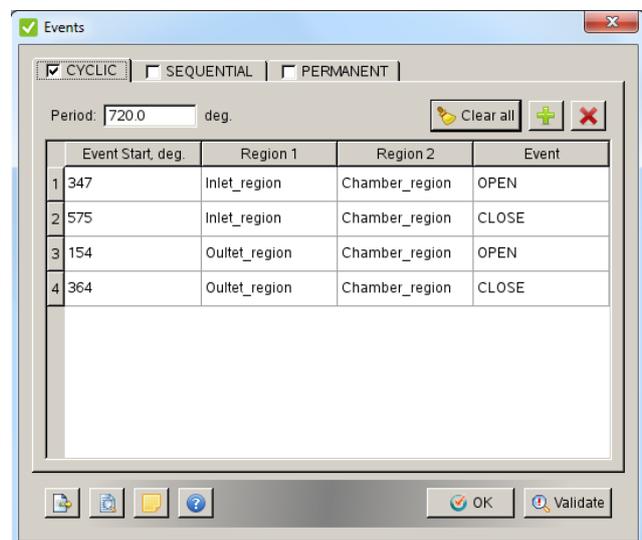


Abbildung 4-12: Untermenü Events

4.1.11 Turbulence Modelling

Zur Turbulenzmodellierung wird das RNG k- ϵ gewählt. Es werden die Standardeinstellungen des Turbulenzmodells für die Berechnung verwendet. Alternativ kann für die Lösung der Turbulenz auch noch das LES Turbulenzmodell verwendet werden, welches jedoch bedeutend höhere Rechenzeiten mit sich bringt.

4.1.12 Base Grid

Zur Definition der Grundzellgröße wird das Menü *Base Grid* geöffnet. Hier kann die Seitenlänge einer Zelle in Abhängigkeit der Koordinatenrichtungen eingetragen werden. Für die Berechnungen wird eine Zellgröße mit der Seitenlänge von 4 mm für das Basisnetz gewählt. Örtlich kann das Netz durch *Embeddings* und *Adaptive Mesh Refinement* verfeinert werden.

4.1.13 Adaptive Mesh Refinement

Adaptive Mesh Refinement ermöglicht, in Abhängigkeit von Strömungsgrößen, das Netz zeitvariabel örtlich zu verfeinern. In den folgenden Berechnungen wird sowohl für die *Chamber_region* und die *Inlet_region* ein *adaptive Mesh Refinement* angewendet. Wie in Abbildung 4-13 ersichtlich, wird dies sowohl für das Kriterium Geschwindigkeit als auch Temperatur durchgeführt. Es muss der Level der Verfeinerung angegeben werden, sowie ein Kriterium welcher Bereich adaptiert werden muss. Als Kriterium wird die Geschwindigkeitsänderung in Prozent im *Sub-grid* herangezogen. Dies stellt eine sinnvolle Variante dar, um in strömungstechnisch schwierigen Gebieten zu verfeinern.

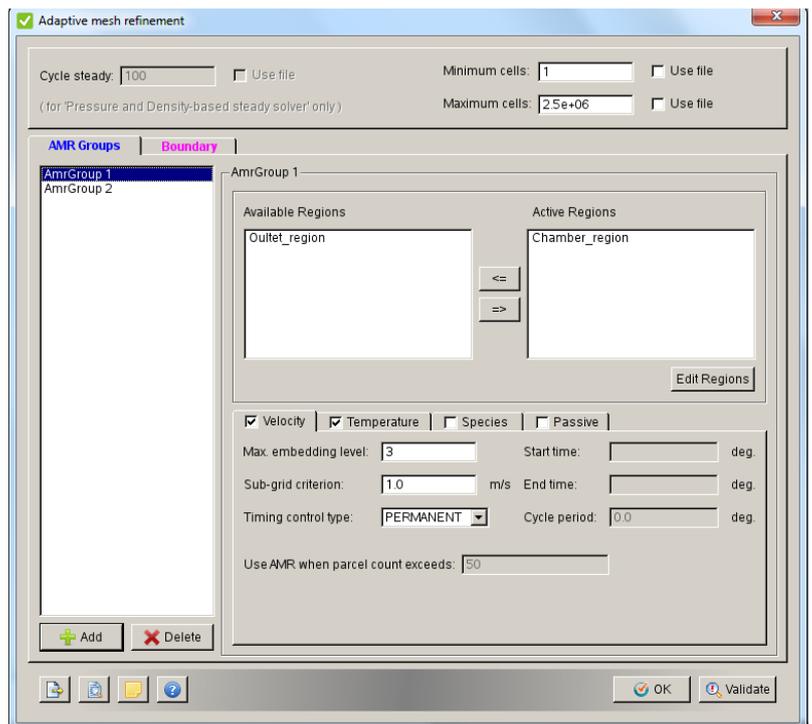


Abbildung 4-13: Untermenü *Adaptive Mesh Refinement*

4.1.14 Fixed embedding

Wie der Name schon erwarten lässt, kann man hier fixe Verfeinerungen des Netzes einstellen. Das Netz kann an der Wand durch die Auswahl von *Boundaries* verfeinert werden. Weiters kann die Zellgröße auch im Inneren des Lösungsfeldes durch die Einbringung von Kugeln, Zylindern und Quadern verkleinert werden.

Eine strömungstechnisch heikle Zone beim Verbrennungsmotor ist das Gebiet um die Einlass- und Auslassventile. Aus diesem Grund wird eine Verfeinerung an den *Boundaries* *MOV_IN_Valve*, *MOV_IN_VALVE_angle*, *MOV_IN_VALVE_bottom* und *IN_SEAT* für den Einlass getätigt. Dasselbe gilt auch für die *Boundaries* im Auslassbereich. Es wird ein Verfeinerungslevel von drei gewählt, was die Zellgröße von 4 mm auf 0,5 mm herabsetzt. Die Verfeinerungstiefe wird auf drei Schichten gesetzt. Zusätzlich wird auch noch eine Verfeinerung auf 1 mm Zellgröße am *Chamber*, *Piston* und *Liner* durchgeführt, um den Wandwärmeübergang in diesem Bereich besser abzubilden.

Im blau dargestellten Bereich wird eine Verfeinerung eines zylinderförmigen Volumens durchgeführt. Das bedeutet, dass alle Zellen, die sich im Volumen des Zylinders befinden, verkleinert werden. Wie aus Abbildung 4-14 zu erkennen ist, werden der Brennraum und der letzte Abschnitt vom Einlass- und Auslasskanal auf 1 mm Zellgröße verfeinert. Dies dient zur besseren Abbildung der Strömung im Brennraum.

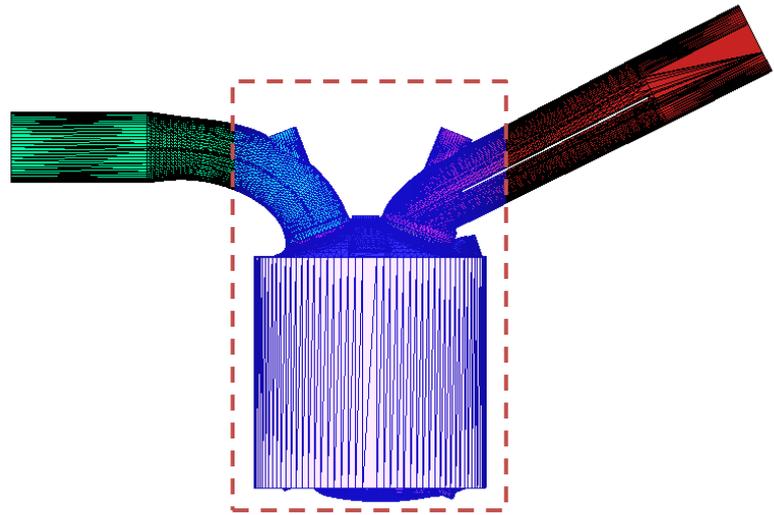


Abbildung 4-14: Verfeinerung durch einen Zylinder

Um die Strömung in den Kanälen besser simulieren zu können, werden *Boundary-Verfeinerungen* am Einlass- und Auslasskanal eingeführt. Dabei werden die Zellgruppen *IN_Port*, *EX_Port* und *IN_Sheet* herangezogen. Weiters wird am Auslass eine Verfeinerung auf 1 mm Zellgröße durchgeführt, um dem dort herrschenden hohen Druckgradienten bei der Lösung entgegen zu kommen.

4.1.15 Ausschreiben der *Input-Dateien*

Der *Solver* kann nicht aus dem *Interface* Converge Studio gestartet werden, sondern benötigt *Input-Files*, die ausgeschrieben werden müssen. Diese Dateien beinhalten alle Informationen, die im obigen Teil beschrieben worden sind und können auch im *Editor* abgeändert werden. Mit den nun vorliegenden *Input-Files* kann die Berechnung gestartet werden.

4.2 Post-processing

Die Berechnung „Motor saugend“ dient als Basis für Netzuntersuchungen und zur Kontrolle der Zylinderfüllung. Diese gibt Aufschluss über die Qualität der Rechnung hinsichtlich des Ladungswechsels. Sind diese beiden Bedingungen erfüllt, kann die Berechnung erweitert werden.

4.2.1 Netzanalyse global

Das Netz wird, wie schon mehrmals erwähnt, vom Programm automatisch während der Rechnung erstellt und adaptiert. Durch die im *Pre-processing* beschriebenen Möglichkeiten kann das Netz vorbestimmt und örtlich verfeinert werden. Es gilt nun dies zu kontrollieren und die Eigenschaften des Netzes festzustellen.

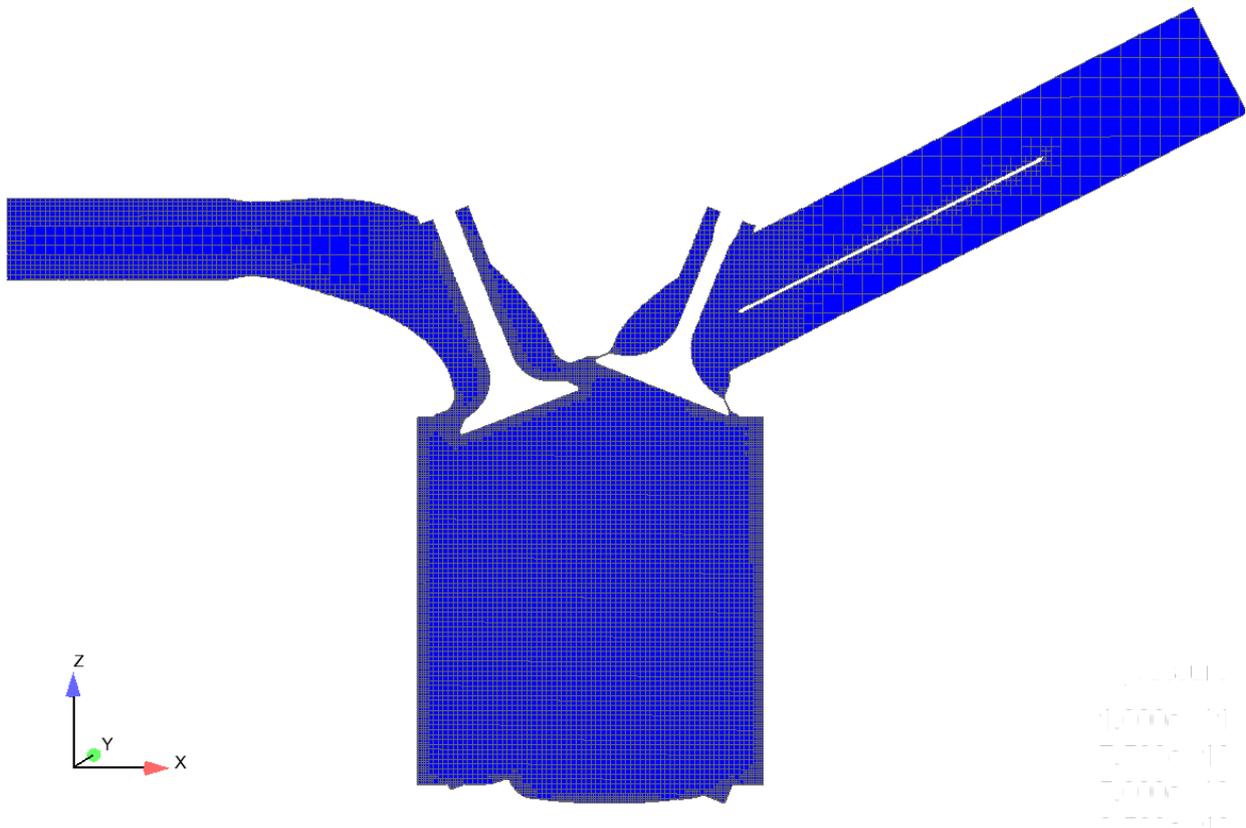


Abbildung 4-15: Netz von der Berechnung „Motor saugend“

In der Abbildung 4-15 ist das Grundnetz der Berechnung „Motor saugend“ abgebildet. Das Programm erzeugt das Netz mittels *Cut-Cell-Methode* aus einem kartesischen Netz. Dabei werden Körper aus einem hinterlegten kartesischen Netz herausgeschnitten. Um das Netz generieren zu können, wird der Körper stellvertretend durch *Poly-Lines* abgebildet [8]. Wie in der Abbildung oben zu erkennen ist, ergibt sich dadurch die vorzufindende Ausrichtung der Zellen in einem kartesischen Gitter.

Es wird nun auf die einzelnen Bereiche des Netzes näher eingegangen und die Ausführung der Verfeinerungen kontrolliert. Dabei muss unterschieden werden, ob das Einlassventil oder das Auslassventil geöffnet ist. Es wäre verschwendete Rechenzeit im Einlasskanal eine hohe Zellanzahl zu realisieren, wenn das Ventil nicht geöffnet ist. Aus diesem Grund werden einige Verfeinerungen sequentiell ein- und ausgeschaltet.

4.2.2 Netzanalyse bei geöffnetem Auslassventil

Zuerst wird das Netz im Bereich des Einlasskanals, dargestellt in Abbildung 4-16, analysiert. Zu diesem Zeitpunkt ist das Auslassventil offen und das Einlassventil geschlossen.

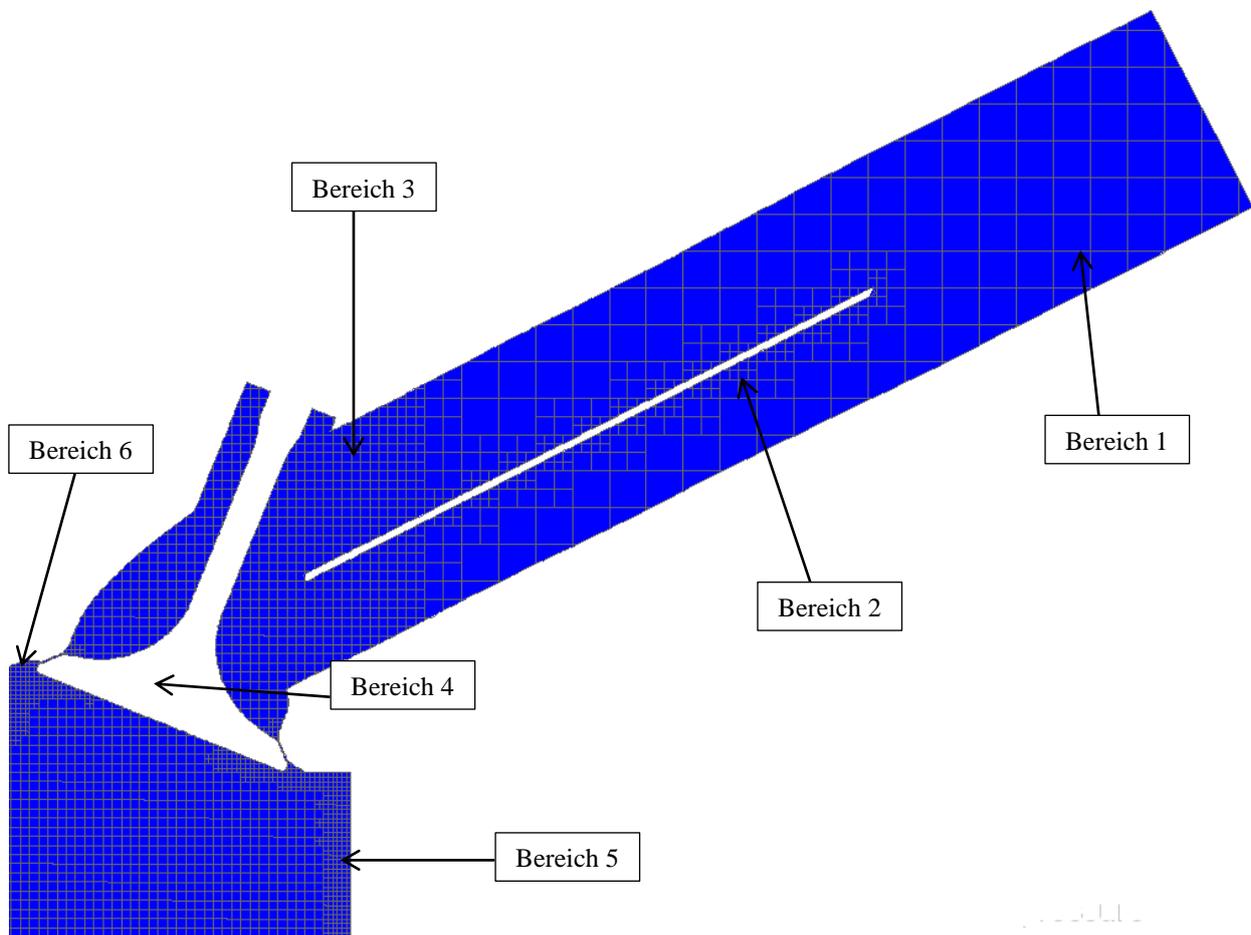


Abbildung 4-16: Netzdarstellung im Einlassbereich bei geöffnetem Auslassventil

Im **Bereich 1** herrscht die Zellgröße des Basisnetzes von 4 mm. In diesem Bereich ist keine Verfeinerung getätigt worden und die adaptive Netzverfeinerung ist bei geschlossenem Einlassventil nicht aktiviert.

Die *Boundary* Verfeinerung *IN_sheet* im **Bereich 2** ist zu diesem Zeitpunkt jedoch aktiv und setzt die Zellgröße auf 1 mm herunter.

Die Verfeinerung mittels Zylinder im Brennraum und der nahen Umgebung ist auf *permanent* geschaltet und ergibt somit in diesem Bereich eine ständige Zellgrößenverkleinerung. Dies ist im **Bereich 3** ersichtlich. Die Grenze der Verfeinerung durch den Zylinder äußert sich durch eine plötzliche Zellgrößenanhebung.

Die Verfeinerungen der Ventilboundaries sind zu diesem Zeitpunkt nicht aktiv. Das adaptive *Mesh Refinement* ist zu diesem Zeitpunkt jedoch aktiviert und ergibt eine Zellverkleinerung auf 0,5 mm in den Bereichen, wo das Kriterium dafür erfüllt ist. Da in Wandnähe der Temperaturgradient groß ist, tritt speziell in diesen Bereichen eine Verfeinerung auf. Dies schlägt sich auch in der Zellverfeinerung in den **Bereichen 5** und **6** nieder.

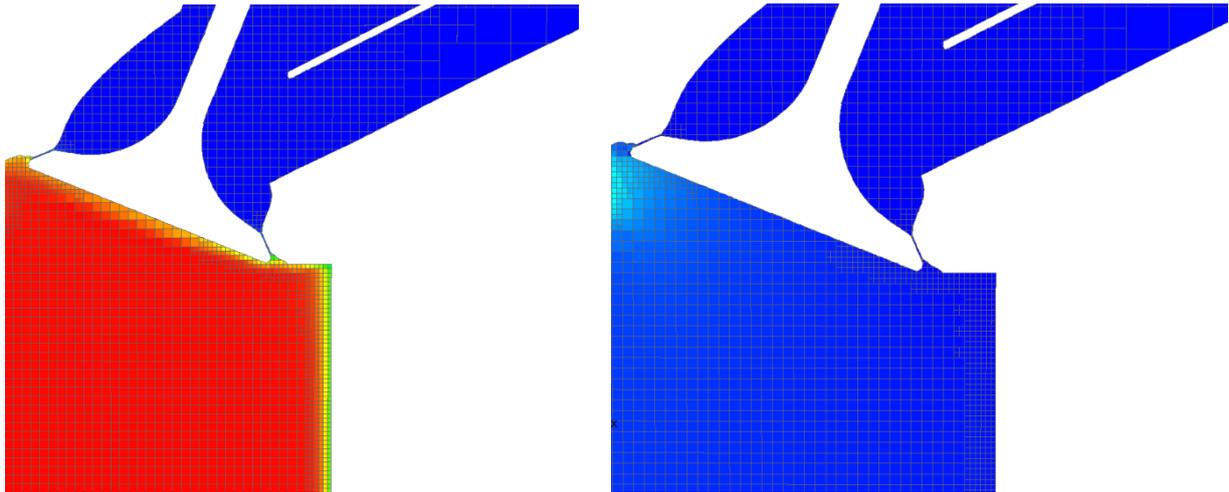


Abbildung 4-17: Temperatur- und Druckverlauf bei „Motor saugend“ am Einlass

Wie aus der Abbildung 4-17 links abzuleiten ist, wird das Temperaturkriterium zur Verfeinerung im **Bereich 5** erfüllt. In den Bereichen 4 und 6 reicht der Temperaturgradient zur Verfeinerung nicht aus. Abbildung 4-17 rechts zeigt den Geschwindigkeitsverlauf aus dem ersichtlich ist, dass im **Bereich 6** das Kriterium für die Geschwindigkeit erfüllt wird und deswegen sich das Netz auf 0,5 mm verfeinert.

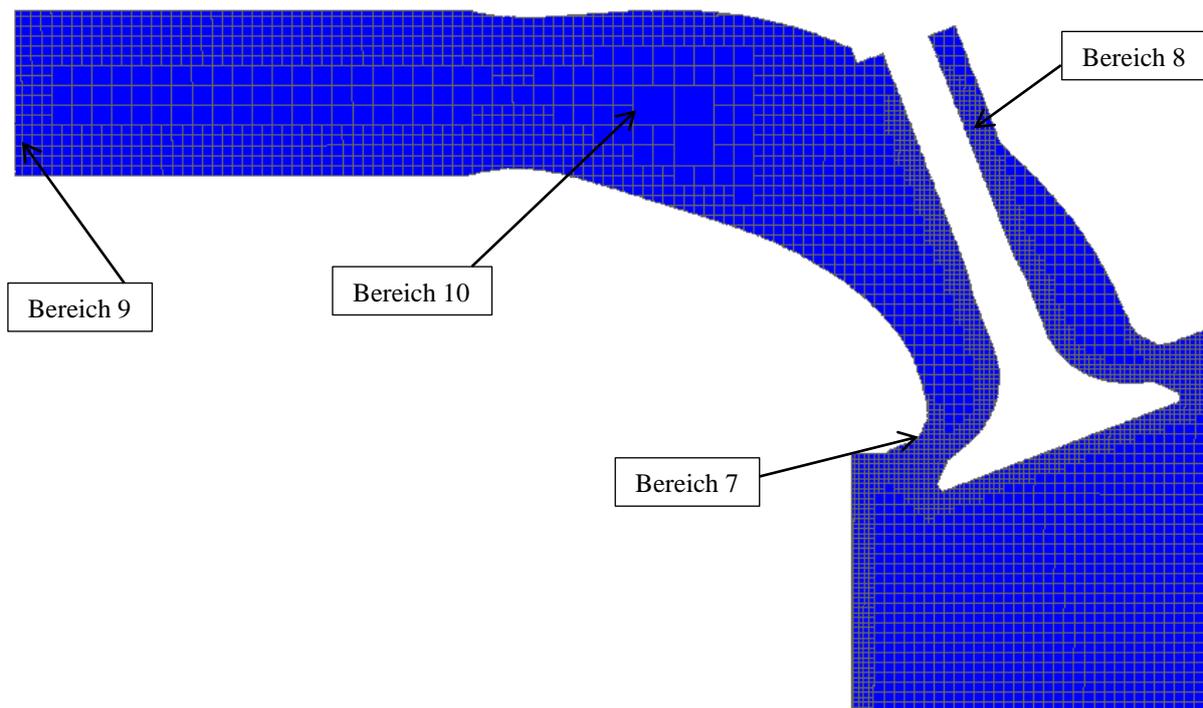


Abbildung 4-18: Netzdarstellung am Auslass

Im **Bereich 7** der Abbildung 4-18 tritt eine Netzverfeinerung einerseits aufgrund der Erfüllung des Kriteriums für adaptive Zellverfeinerung und andererseits aufgrund des *Embeddings* im Bereich des Auslassventiles auf. Beide Varianten zur Verfeinerung sind hier aktiv. Die Zellgrößenminderung im **Bereich 8** wird durch die *Boundary* Verfeinerung *MOV_EX_valve* hervorgerufen. Am Auslass im **Bereich 9** tritt das *Embedding* am Auslass auf und reduziert die Zellgröße auf 1 mm. Da im Auslass kein *Adaptive Mesh Refinement* eingesetzt wird, ist die Zellgröße, trotz hoher Strömungsgeschwindigkeit, bei 4 mm.

4.2.3 Netzanalyse bei geöffnetem Einlassventil

In der Abbildung 4-19 ist das Netz bei geöffnetem Einlassventil und geschlossenem Auslassventil dargestellt.

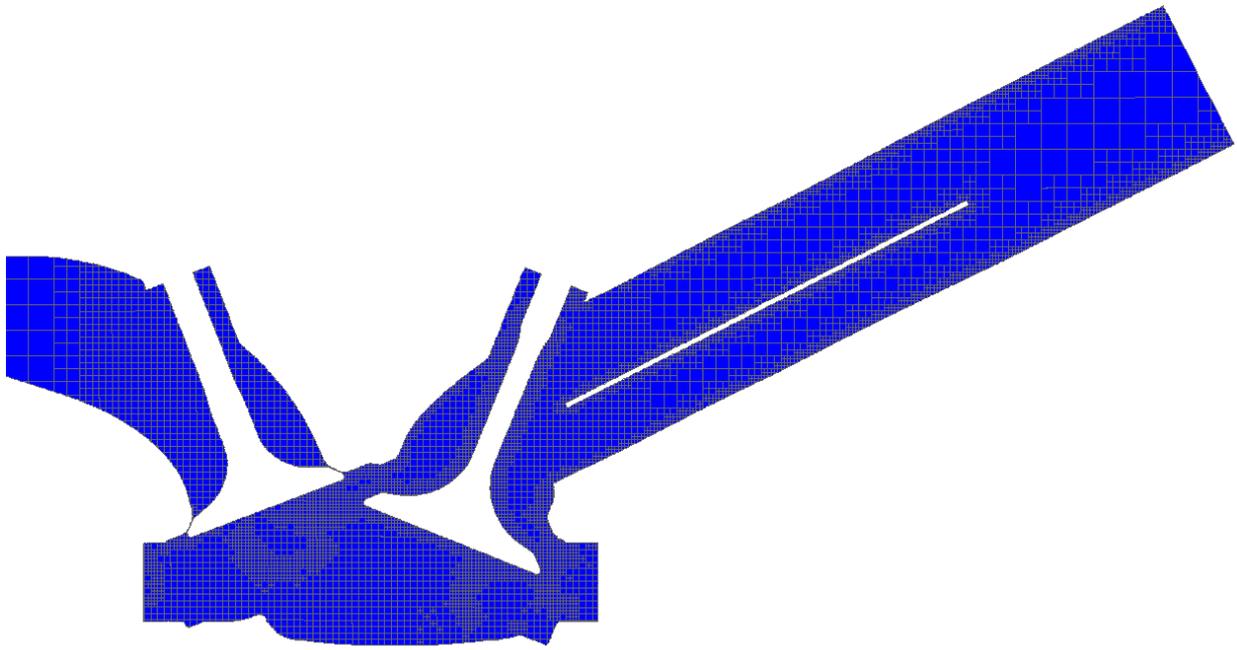


Abbildung 4-19: Netzdarstellung bei geöffnetem Einlassventil

Alle Verfeinerungen am Einlasskanal und Einlassventil, sowie das *Adaptive Mesh Refinement*, sind aktiv. Aus diesem Grund variiert die Zellgröße an der Einlasswand, da nicht überall das Geschwindigkeitskriterium zur Verfeinerung erfüllt wird. Im Bereich des Schaftes am Einlassventils tritt die *Boundary* Verfeinerung in Kraft und senkt die Zellgröße auf 0,5 mm. Am Übergang zwischen Ventil und Brennraum überlagern sich die Einflüsse von *Boundary Refinement* und dem *Adaptive Mesh Refinement*, wobei die Erfüllung des Geschwindigkeitskriteriums ausschlaggebend für die Verfeinerung am Ventil und im Brennraum ist. Abbildung 4-20 stellt die Geschwindigkeitsverteilung am Einlass und im Brennraum dar. Daraus ist ersichtlich, dass bei hohem Geschwindigkeitsgradienten das Netz verfeinert wird.

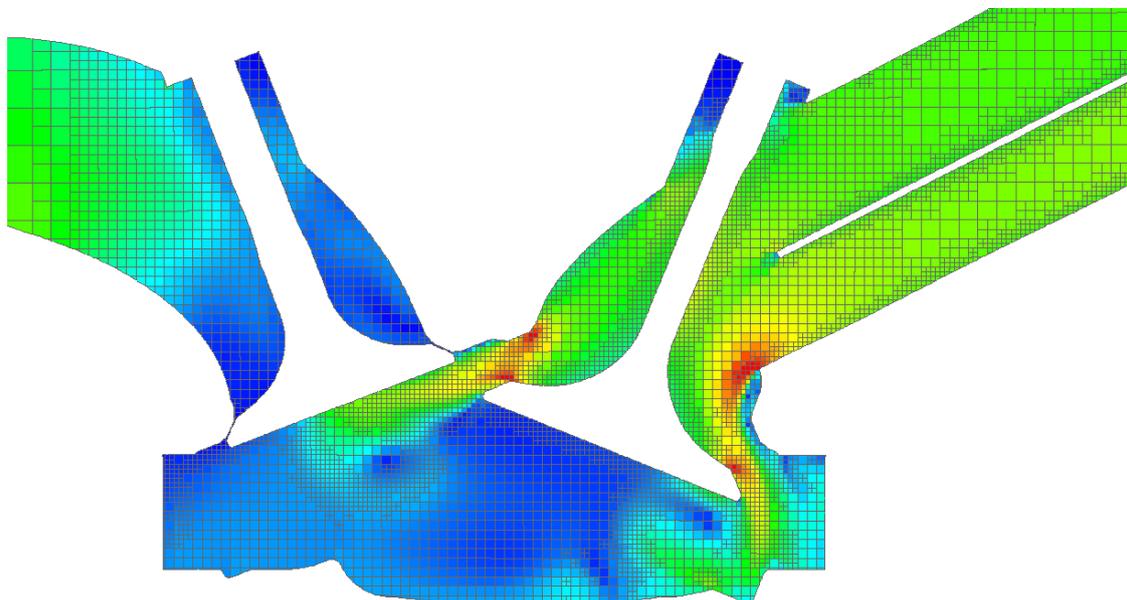


Abbildung 4-20: Geschwindigkeitsprofil bei geöffnetem Einlassventil

4.2.4 Vergleich der Zylinderfüllung

Durch den Vergleich der Massen im Zylinder mit der Referenzrechnung kann bestimmt werden, wie gut die Simulation mit den Referenzdaten übereinstimmt. Dies gibt Aufschluss über die Qualität des bisher erstellten Rechenmodells.

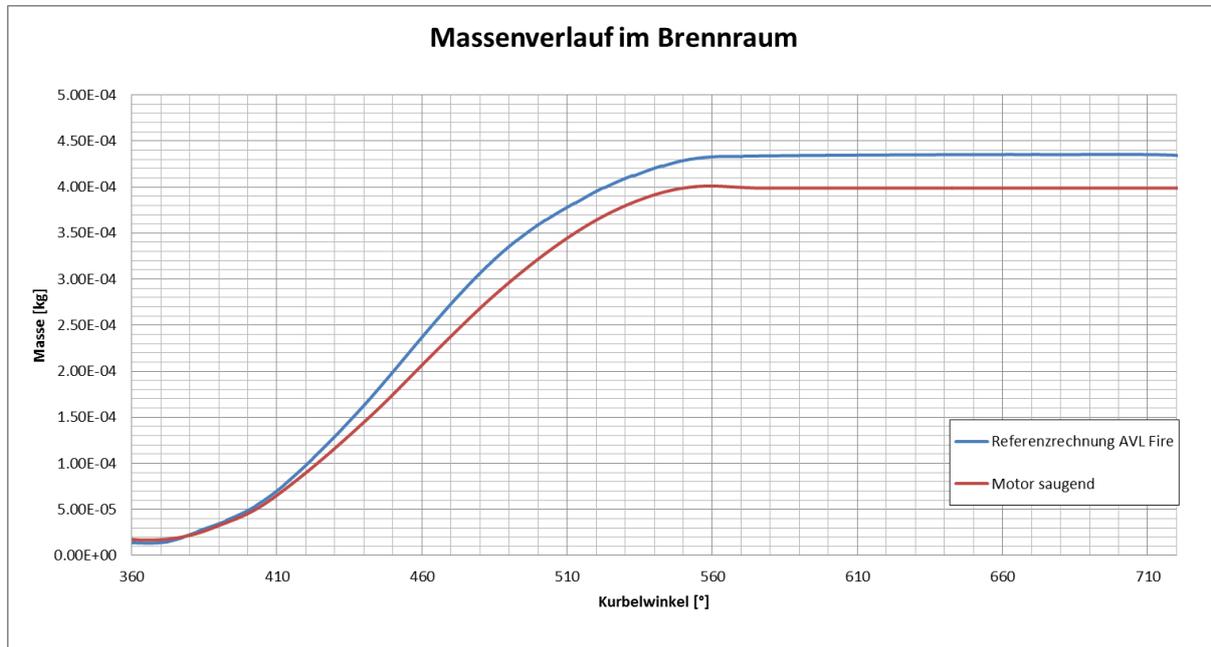


Abbildung 4-21: Vergleich der Massenverläufe im Brennraum

Es ist ein deutlicher Unterschied zwischen den Massenverläufen aus Abbildung 4-21 zu erkennen. Bei 380° Kurbelwinkel beginnt die blaue Kurve sich sukzessive von der roten Kurve abzusetzen. Der Grund dafür ist, die bei der Referenzrechnung mittels AVL Fire einsetzende Kraftstoffeinbringung. Insgesamt werden rund 25,8 mg Kraftstoff zugeführt. Die Differenz der Masse im Brennraum beträgt gegen Ende der Kurve zirka 35 µg. Zieht man nun die durch die Einspritzung eingebrachte Masse von der Referenzrechnung ab, so bleiben etwas weniger als 10 µg Massendifferenz über.

Durch die frühe Einbringung des Kraftstoffes tritt bereits während des Saugtaktes eine Verdampfung auf. Dies bewirkt eine Innenkühlung und somit eine Herabsetzung des Druckes im Brennraum. Dadurch ist der Gegendruck mit zunehmender Verdampfung beim Ladungswechsel geringfügig kleiner und es kann etwas mehr Masse in den Zylinder eingebracht werden. Man kann davon ausgehen, dass unter Berücksichtigung dieses Effekts die beiden Kurven noch näher zusammenrücken. Das gewählte Rechenmodell liefert bereits eine gute Lösung in diesem Bereich und kann weiterhin als Grundabstimmung für weitere Berechnungen dienen.

5 *Spray*abstimmung

Bei einem direkt einspritzenden Ottomotor wird der Kraftstoff direkt in den Brennraum eingebracht. Dabei ist entscheidend, mit welcher Energie und Tröpfchengröße die Einbringung stattfindet. Zusätzlich muss die Interaktion zwischen der liquiden und der gasförmigen Phase abgestimmt werden. In weiterer Folge wird das Modell zur *Spray*abstimmung vorgestellt und Schritt für Schritt die Anpassung der Parameter durchgeführt und analysiert.

5.1 Injektor

Um die Charakteristik eines Injektors zu bestimmen, wird dieser am Prüfstand analysiert. Dabei wird der Injektor betätigt und der Kraftstoff tritt in ein großes Austrittsvolumen aus. Die Umgebungsbedingungen sind dabei Standardwerte für Luftdruck (p^0) und Raumtemperatur (T^0). Der Austrittsstrahl wird mit einer Hochgeschwindigkeitskamera aufgenommen, woraus einerseits die Eindringtiefe und andererseits die Form der *Spray*wolke bestimmt werden können. Der hier verwendete Injektor bringt den Kraftstoff über sechs Löcher in den Brennraum. Dadurch ergibt sich eine möglichst große Luftefassung durch den Einspritzstrahl. In Abbildung 5-1 ist der Injektor mit seinen sechs Einspritzstrahlen dargestellt.

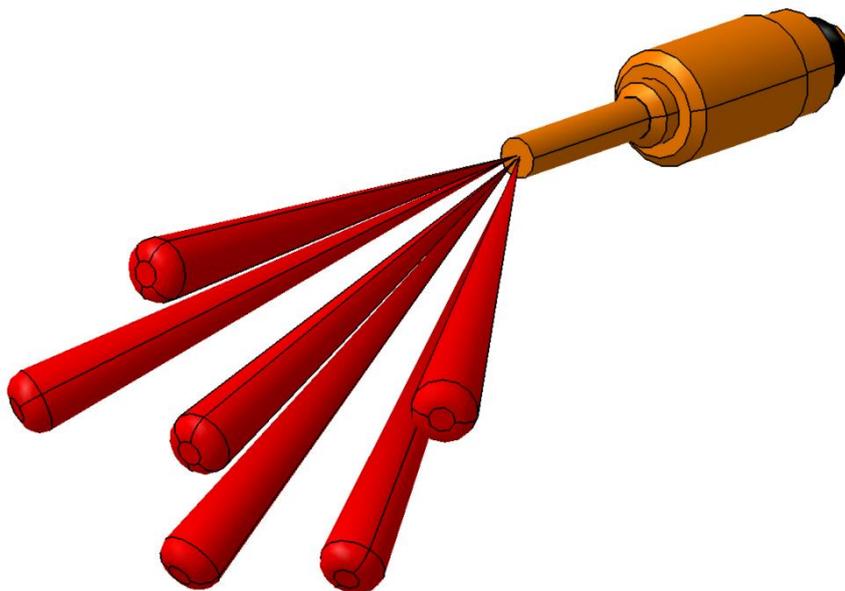


Abbildung 5-1: Injektorlayout

5.2 Analysemodell

Zur Abstimmung der Einspritzcharakteristik im CFD-Programm wird nur ein Einspritzloch ausgeführt, da davon ausgegangen werden kann, dass die Bedingungen zur Einspritzung überall gleich sind. Das Luftvolumen wird manuell im CFD-Programm als Zylinder mit einem Durchmesser von 200 mm und einer Höhe von 500 mm ausgeführt. Der Einspritzstrahl wird im Untermenü *Spray Modeling* definiert. Abbildung 5-2 zeigt die für die Berechnung verwendete Geometrie.

Wie bereits erwähnt dienen als Referenz zur *Sprayabstimmung* einerseits die Energie, die sich in der Eindringtiefe äußert, und der Sauterdurchmesser. Dieser wird an zwei Stellen im Volumen gemittelt verglichen. Converge hat die Funktion zum Ausschreiben des Sauterdurchmesser in einer gewissen Höhe nicht implementiert. Aus diesem Grund muss eine *User Defined Function* programmiert werden.

Weiters ist zu erwähnen, dass die Simulation zeitabhängig und nicht kurbelwinkelabhängig durchgeführt wird. Der Grund dafür ist die bessere Vergleichbarkeit mit den Messdaten.

Zur örtlich gut aufgelösten Darstellung des Einspritzstrahles wird eine Gitterverfeinerung um den Einspritzstrahl eingeführt. Dies setzt die Zellgröße des Basisnetzes von 8 mm auf 1 mm herab.



Abbildung 5-2: Modell Sprayanalyse

5.2.1 Liquid Data Tabel

Wie zuvor angedeutet, müssen die Eigenschaften der einzuspritzenden Flüssigkeit festgelegt werden. Diese sind unter *Materials* im Untermenü *Parcel Simulation* abzulegen. Für den Ottomotor wird als Kraftstoff Iso-Oktan (IC8H18) definiert. In Abbildung 5-3 ist die Wertetabelle für IC8H18 abgebildet, woraus man erkennen kann, dass die Eigenschaften in Abhängigkeit der Temperatur angegeben werden.

Temperature, [K]	Viscosity, [N*s/m^2]	Surface Tension, [N/m]	Heat of Vaporization, [J/kg]	Vapor Pressure, [Pa]	Conductivity, [W/(m*K)]	Density, [kg/m^3]	Specific Heat, [J/(kg*K)]
0	0.001315	0.02058	401000	0	0.1049	691.95	1630
10	0.001315	0.02058	398000	0	0.1049	691.95	1630
20	0.001315	0.02058	395000	0	0.1049	691.95	1630
30	0.001315	0.02058	392000	0	0.1049	691.95	1630
40	0.001315	0.02058	389000	0	0.1049	691.95	1630
50	0.001315	0.02058	386000	0	0.1049	691.95	1630
60	0.001315	0.02058	383000	0	0.1049	691.95	1630
70	0.001315	0.02058	380000	0	0.1049	691.95	1630
80	0.001315	0.02058	377000	0	0.1049	691.95	1630
90	0.001315	0.02058	374000	0	0.1049	691.95	1630

Abbildung 5-3: Liquid Data Table

Im Untermenüpunkt *Species* muss der Kraftstoff definiert werden, damit das Programm auf die oben angegebene Wertetabelle zugreift. Aus diesem Grund wird der *Parcel Simulation* IC8H18 zugeordnet.

Auf die Ausführung der anderen *Input-Files* wird nun nicht näher eingegangen, da diese selbsterklärend sind.

5.2.2 Spraymodell

Öffnet man das *Interface* zur *Spraymodellierung* so ist das Untermenü von Abbildung 5-4 zu sehen. Im ersten Reiter werden die allgemeinen Einstellungen getroffen.

- **Tropfenverteilung:** wird geometrisch auf den Kegel, der in den geometrischen Bedingungen bestimmt wird, beschränkt.
- **Tröpfchengrößenverteilung:** soll in Abhängigkeit der Lochgröße ermittelt werden.
- **Turbulente Dissipation:** Man kann zwischen O'Rourke Modell, TKE Modell und der Vernachlässigung der turbulenten Dissipation wählen.
- **Verdampfungsmodell:** Als Verdampfungsmodell wird das Frossling Modell ausgewählt, wobei die zu verdampfende Spezies bestimmt werden muss.
- **Penetration:** Zur Berechnung der Eindringtiefe werden 95% der eingespritzten Masse herangezogen.
- **Bin size:** Stellt die Größe dar, die zur Ermittlung der Verdampfungs Eindringtiefe verwendet wird.
- **Mass diffusivity constants:** Hier werden die Standardwerte für IC8H18 verwendet.

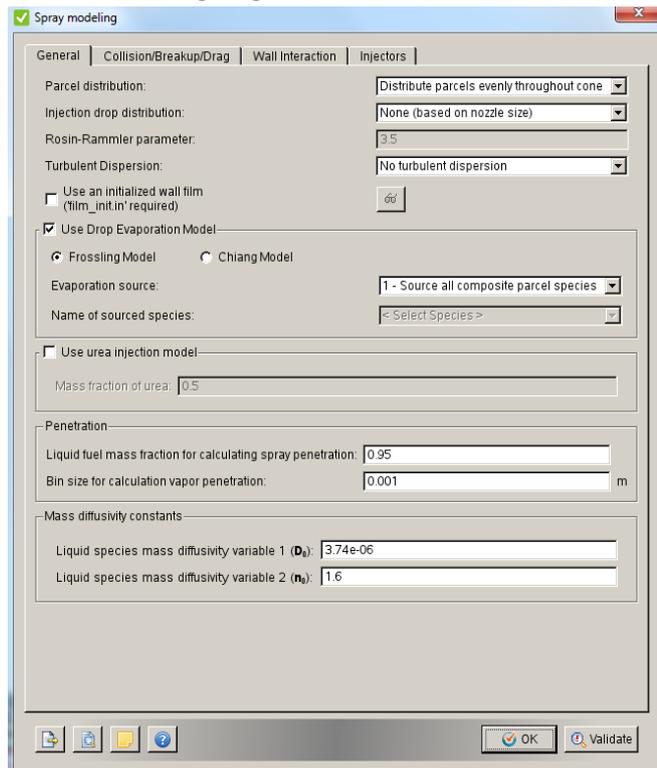


Abbildung 5-4: *Spray Modeling*

Im zweiten Reiter des Untermenüs *Collision/Breakup/Drag* können das Kollisions- oder das *Drag Trop Modell* ausgewählt werden. Hier werden die Standardeinstellung von Converge verwendet. Weiters muss die Implementierung des *Breakup*-Modells ausgewählt werden.

Im Menüpunkt *Wall interaction* muss die Wandfilmbildung aktiviert werden. Alternativ bietet das Programm noch die Möglichkeit die Wandfilmbildung zu eliminieren und alle Kraftstofftröpfchen abprallen zulassen. Die dritte Variante, die man auswählen kann lässt, die Kraftstofftröpfchen durch die Wand hindurch austreten und vernachlässigt diese somit in der Rechnung.

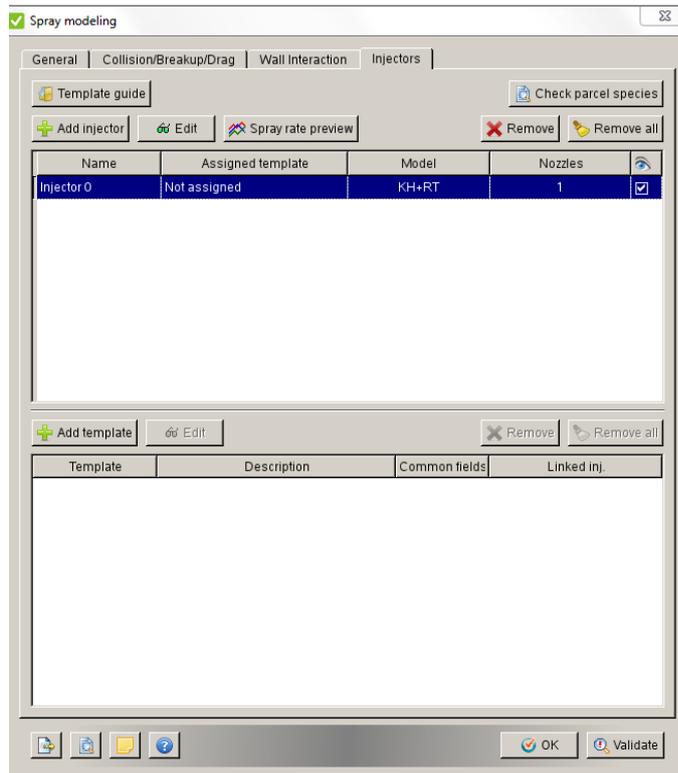


Abbildung 5-5: Untermenü Injektoren

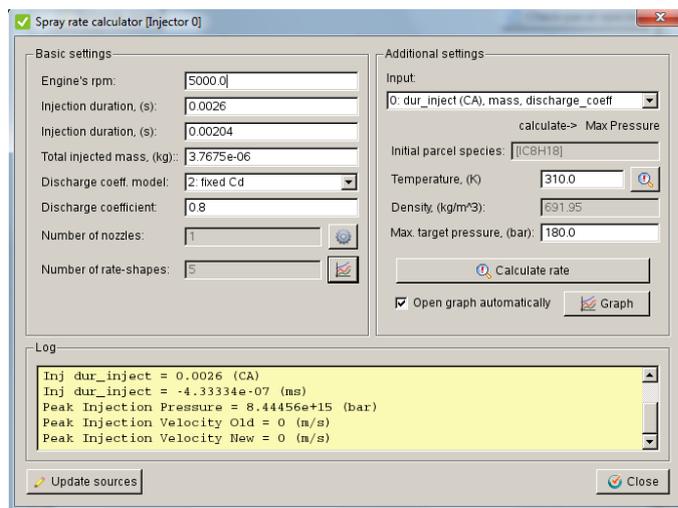


Abbildung 5-6: Spray Rate Calculator

Mittels *Edit* kann man die Eigenschaften des Injektors definieren. Dabei muss die **Spezies**, die eingebracht werden soll, das **Einspritzprofil**, die **sekundären Breakup-Models**, **Zeit-** und **Massefaktoren** sowie die **geometrischen Eigenschaften** des Injektors angegeben werden.

- **Spezies:** Es wird wieder IC8H18 angegeben. Es kann auch eine Mischung aus Fluiden angegeben werden, die massenanteilig gewichtet werden können.

In Abbildung 5-5 ist das Menü zu sehen in dem Injektoren eingefügt werden können. Hierbei erweist sich als sehr nützlich sogenannte *Templates* anzufertigen, falls mehrere Injektoren eingefügt werden. In den *Templates* werden die Grundeigenschaften des Injektors abgelegt und werden bei deren Änderung auf alle eingefügten Injektoren übernommen.

Ein weiterer nützlicher Punkt ist die *Spray-Vorschau*, die in Abbildung 5-6 dargestellt ist. Durch die Eingabe der Grundparameter wie Drehzahl, Einspritzzeit, Einspritzmasse und dem Durchflusskoeffizienten kann über die geometrischen Eigenschaften des Injektors eine Vorschau auf die Eigenschaften des Einspritzstrahles getroffen werden. Dies ist sehr nützlich um vorab die getroffenen Einstellungen kontrollieren zu können und somit Fehler zu vermeiden. Es können zeitabhängig die eingespritzte Masse, die Einspritzgeschwindigkeit und der Einspritzdruck in einem Graphen dargestellt werden. Der Nachteil ist, dass ein zeitliches Einspritzprofil nicht dargestellt werden kann.

- Einspritzprofil:** Das Einspritzprofil kann auf zwei Arten bestimmt werden. Die erste Variante ist das Einfügen von sogenannten *Rate-Shape-Values*. Je nach Anzahl wird die gesamte Einspritzdauer auf die Kontrollpunkte aufgeteilt und die Einspritzkurve kann nachgebildet werden. Die zweite und hier gewählte Variante ist die Modellierung der Kurve über zeitliche Parameter. Dabei wird ausgehend vom Einspritzzeitpunkt die Öffnung und Schließung des Injektors nachgebildet. In Abbildung 5-7 ist die Tabelle zur Charakterisierung angegeben. *Rate_shape* 0 bedeutet, dass kein Kraftstoff eingespritzt wird und *Rate_shape* 1 bedeutet, dass die Düse voll geöffnet ist.

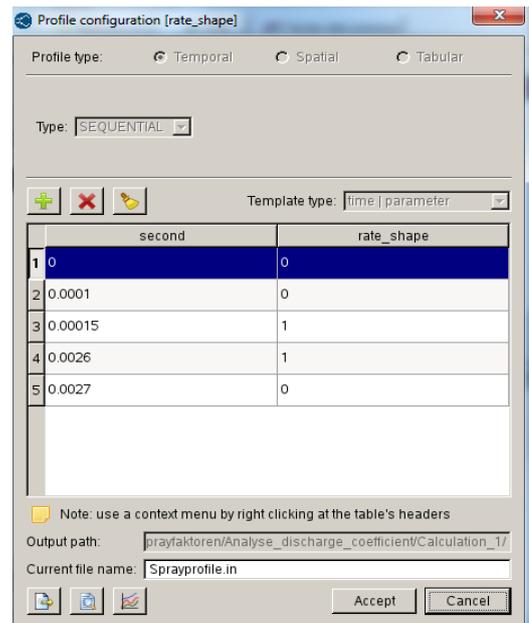


Abbildung 5-7: Modellierung des Einspritzprofils

- Sekundäre Breakup-Modelle:** Die Abbildung 5-8 zeigt die möglichen Parameter zur Abstimmung der einzelnen sekundären Breakup-Modelle. Die bisher getroffenen Einstellungen in den anderen Untermenüs sind durch die Injektoreigenschaften vorbestimmt und sollen nicht variiert werden. Hier können die Eigenschaften des Einspritzstrahles modifiziert werden. Speziell das Kelvin-Hermholtz Modell und das *Discharge Coefficient-Modell* haben einen großen Einfluss auf die Eindringtiefe des Einspritzstrahles und auf den Sauterdurchmesser des eingebrachten Treibstoffes. Die einzelnen Parameter werden im weiteren Verlauf noch analysiert und der Einfluss auf den Einspritzstrahl herausgearbeitet.

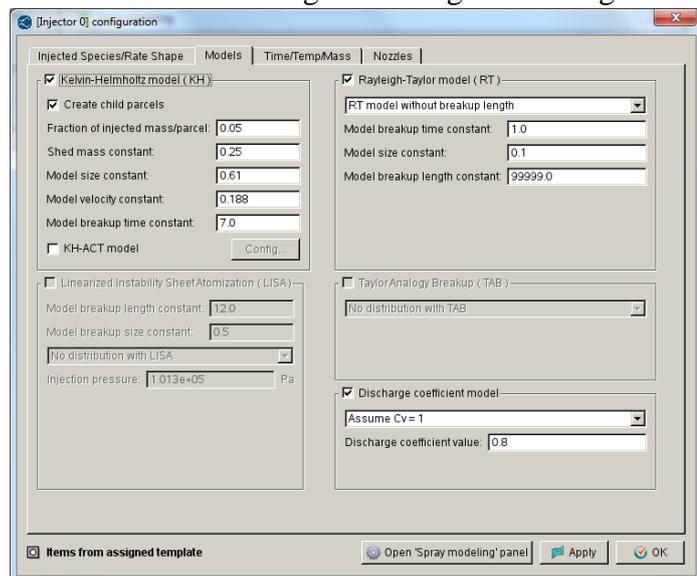


Abbildung 5-8: Untermenü Models

- Time/Temp/Mass:** Hier werden der Einspritzbeginn, die Einspritzdauer und die Einspritzmenge mit deren Temperatur eingegeben. Weiters wird die Partikelanzahl, die bei der Einspritzung realisiert wird, angegeben.

- **Nozzles:** Es müssen nun die Einspritzlöcher des Injektors definiert werden. Auch dies kann über ein *Template* geschehen. Abbildung 5-9 zeigt das *Interface* zur Definition der einzelnen Einspritzlöcher. Dabei sind vor allem der Lochdurchmesser und der Kegelwinkel wichtige Parameter. Weiters müssen die kartesischen Koordinaten des Einspritzloches und der Vektor, in dessen Richtung eingespritzt wird, angegeben werden.

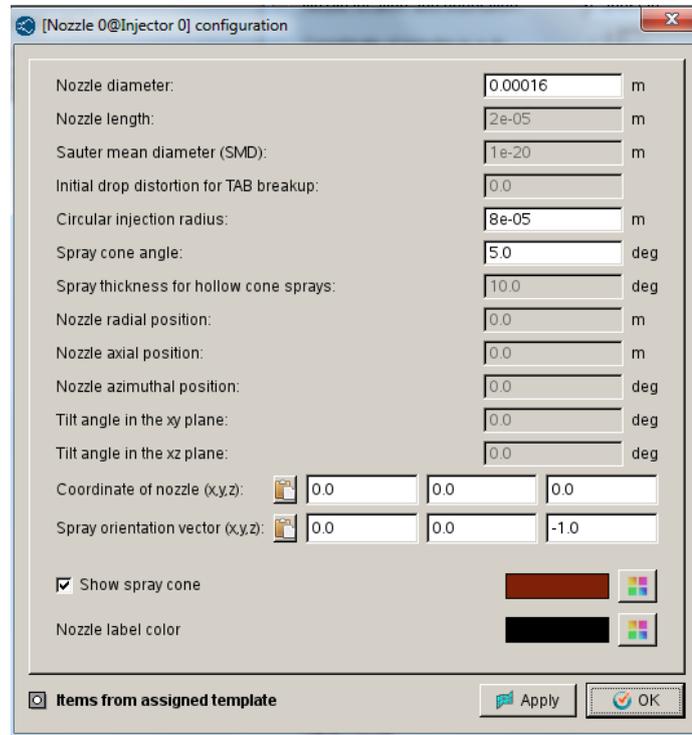


Abbildung 5-9: Einspritzlochkonfiguration

5.3 Analyse *Sprayparameter* [2]

Um die Auswirkungen der einzelnen Parameter bestimmen zu können, müssen einige Variantenrechnungen durchgeführt werden. Dies betrifft vor allem die Änderung der Parameter für das sekundäre *Breakup*-Modell und das *Discharge Coefficient*-Modell. Die Ergebnisse werden hinsichtlich Eindringtiefe und Sauterdurchmesser verglichen. Aus diesen Variantenrechnungen wird die beste ausgewählt und dann in der Motorrechnung mit Verbrennung implementiert.

5.3.1 Analyse *Discharge coefficient* (Durchflusskoeffizient)

Der Durchflusskoeffizient berücksichtigt die Einschnürung der Strömung in der Auslassdüse. Der Wert des Durchflusskoeffizienten c_d ist immer kleiner oder gleich eins. Durch Variation kann auf die Eindringtiefe des Einspritzstrahles eingewirkt werden. Weiters kann definiert werden, ob der Düsengeschwindigkeitskoeffizient c_v variabel vom Einspritzdruck bestimmt wird, oder ob er einfach 1 gesetzt wird. Beim variablen Düsengeschwindigkeitskoeffizient ergibt sich der Kontraktionskoeffizient c_a aus c_d/c_v . Dadurch ergibt sich eine Einschnürung des Querschnitts der Düse und die Tröpfchengeschwindigkeit wird erhöht. Wird der Düsengeschwindigkeitskoeffizient jedoch 1 gesetzt, entspricht der Kontraktionskoeffizient dem Durchflusskoeffizienten und somit der Einschnürung der Düsenfläche. In Tabelle 1 sind die verschiedenen Varianten der Berechnung angeführt.

Rechnungsname	c_d	c_v	<i>Breakup</i> -Modell
Calculation_1	0,8	Assume $c_v=1$	Standardwerte
Calculation_2	0,9	Assume $c_v=1$	Standardwerte
Calculation_3	1,0	Assume $c_v=1$	Standardwerte
Calculation_4	0,62	Assume $c_v=1$	Standardwerte
Calculation_5	0,8	c_v correlation	Standardwerte
Calculation_6	0,9	c_v correlation	Standardwerte
Calculation_7	1,0	c_v correlation	Standardwerte
Calculation_8	0,62	c_v correlation	Standardwerte

Tabelle 1: Übersicht der Rechnungsvarianten bei variablem *Discharge coefficient*

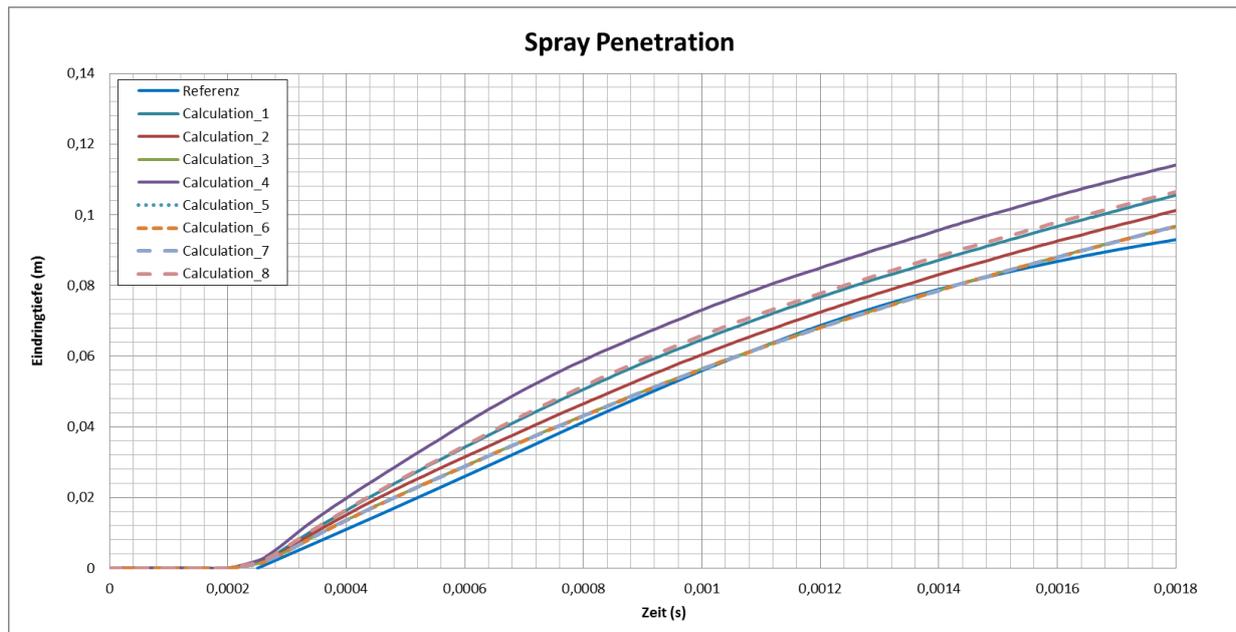


Abbildung 5-10: Darstellung der Eindringtiefe bei variablem Durchflusskoeffizienten

Aus Abbildung 5-10 kann abgelesen werden, dass bei sinkendem Durchflusskoeffizienten die Kurven schneller ansteigen. Wie bereits oben erwähnt steigt durch die Einschnürung die Tröpfchengeschwindigkeit an und dadurch wird auch eine höhere Eindringtiefe erreicht. Vergleicht man nun die Kurven zwischen konstantem c_v mit den Kurven mit variablem c_v ist zu erkennen, dass die Kurven mit $c_v = 1$ deutlich oberhalb liegen. Dies ist darauf zurückzuführen, dass bei der Errechnung des Kontraktionskoeffizienten mit $c_v = 1$ ein kleinerer Wert herauskommt. Daraus folgt, dass die Flächeneinschnürung größer ist. Weiters ist noch auffällig, dass bei variablem c_v ab einem Wert von $c_d = 0,8$ alle Kurven gleich sind. Man kann daraus schließen, dass ab diesem Wert sich c_v und c_d in der Division aufheben und somit der Kontraktionskoeffizient konstant bleibt.

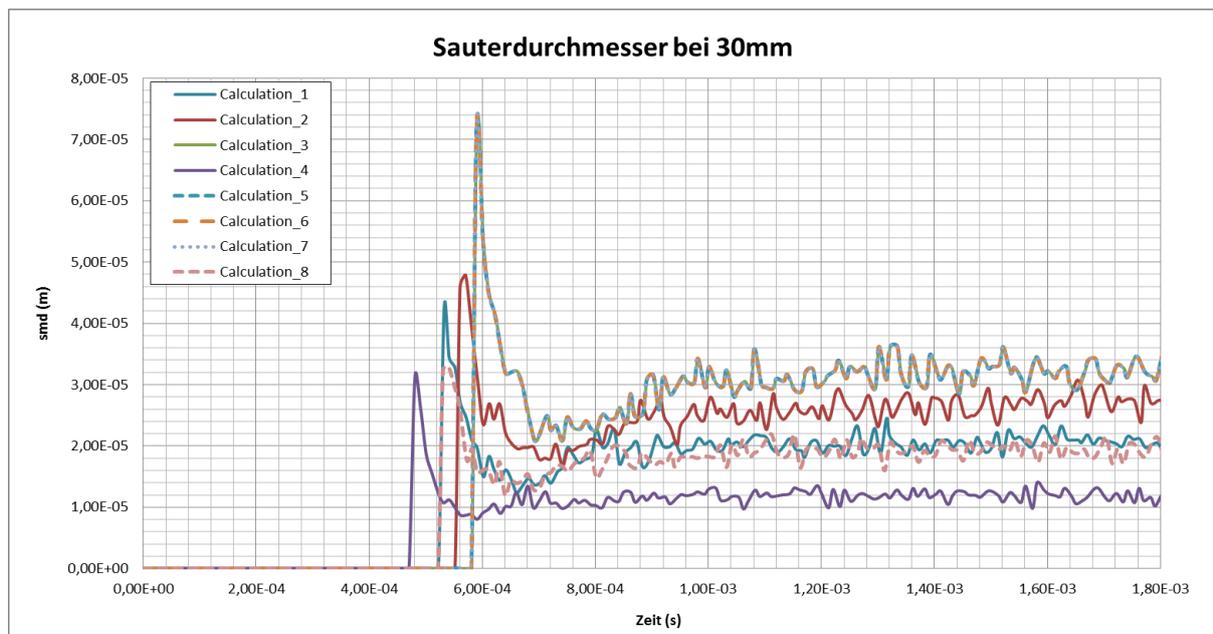


Abbildung 5-11: Sauterdurchmesser bei 30 mm bei variablem Durchflusskoeffizienten

Die Analyse des Sauterdurchmessers aus Abbildung 5-11 zeigt, dass die Kurven von Calculation_5, Calculation_6 und Calculation_7 deckungsgleich mit der Kurve von Calculation_1 sind. Der Grund dafür ist, auch wie in Abbildung 5-10 abgeleitet werden kann,

dass der Kontraktionskoeffizient gleich bleibt und sich somit die Bedingungen nicht ändern. Die zeitliche Verschiebung der Kurven ist darauf zurückzuführen, dass, durch die unterschiedlichen Tropfengeschwindigkeiten, erfassbare Tröpfchen zu verschiedenen Zeiten bei 30 mm ankommen. Es ist zu erkennen, dass der Sauterdurchmesser mit steigendem Durchflusskoeffizienten ebenfalls ansteigt. Die Kurven des Sauterdurchmessers bei 100 mm Eindringtiefe sind in Abbildung 5-12 dargestellt. Auch hier variiert der Beginn des Kurvenanstiegs zeitlich, da verschiedene Eindringgeschwindigkeiten herrschen.

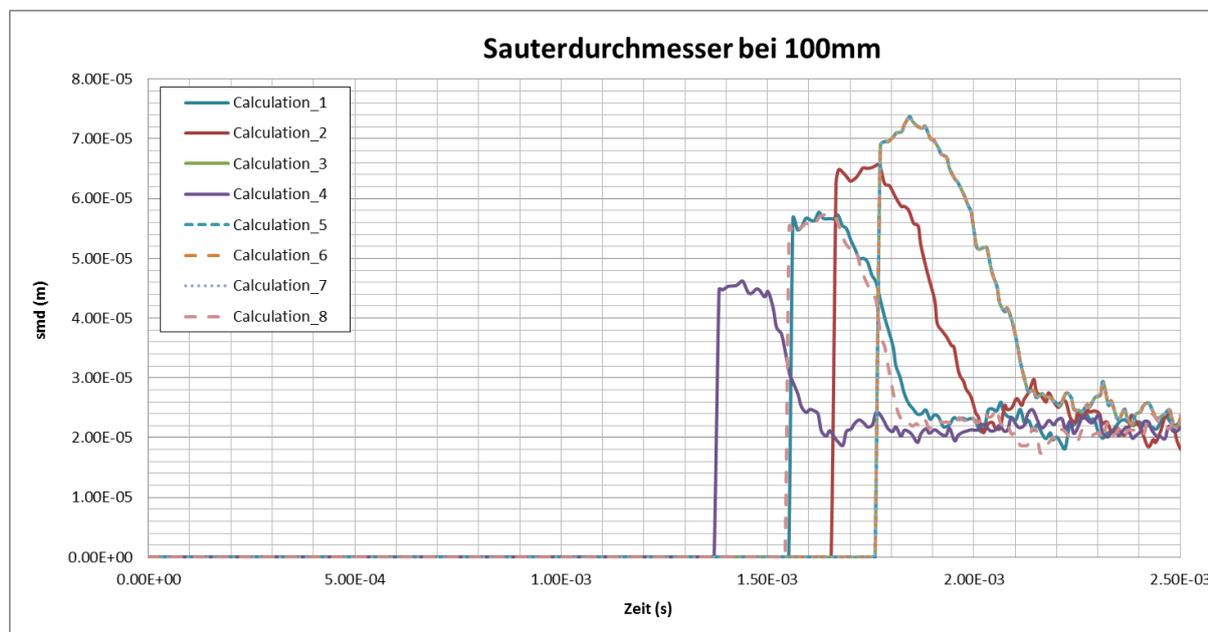


Abbildung 5-12: Sauterdurchmesser bei 100 mm bei variablem Durchflusskoeffizienten

5.3.2 Analyse *shed_factor*

Der *shed_factor* ist ein Parameter, der für das Kelvin-Helmholtz *Breakup* Modell benötigt wird. Er beschreibt den Anteil der Masse, der bei der Aufteilung eines Tröpfchens vom Muttertröpfchen in das Tochtertröpfchen übernommen wird. Um den Einfluss des Durchflusskoeffizienten für die Variantenrechnungen entfallen zu lassen, wird für jede Rechnung der Analyse ein Durchflusskoeffizient von 1 eingesetzt. Weiters wird die Geschwindigkeitskorrelation an der Düse ausgeschaltet und mit $c_v = 1$ gerechnet. Die Ergebnisse der Berechnung werden in Abbildung 5-13 abgebildet.

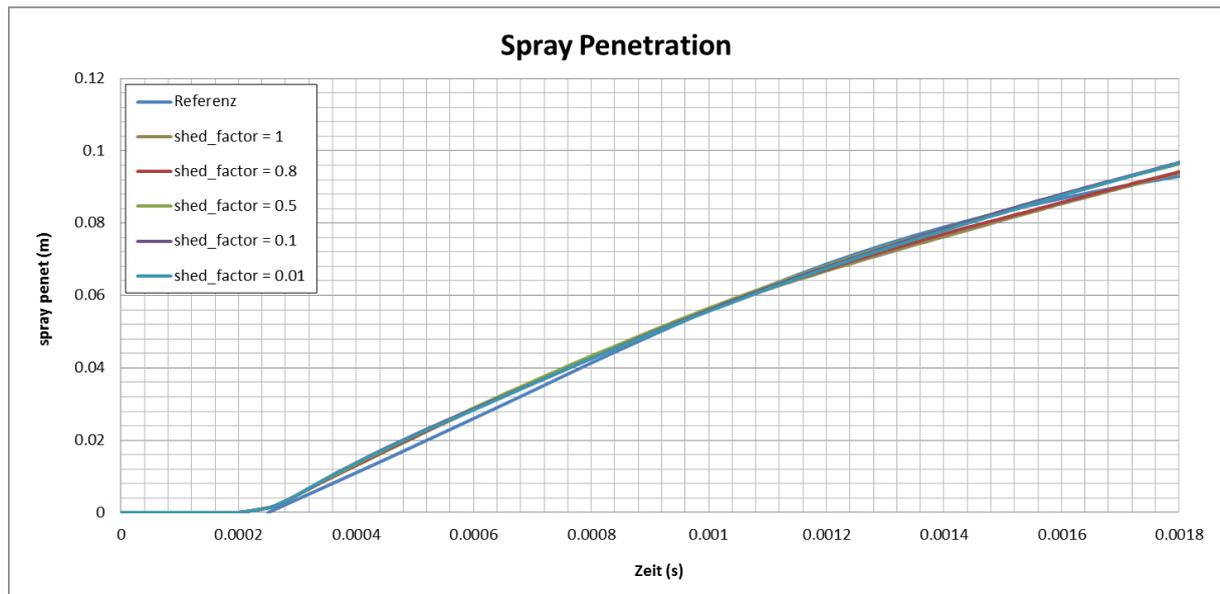


Abbildung 5-13: Darstellung Eindringtiefe bei variablem *shed_factor*

Der Verlauf der Eindringtiefe über der Zeit, wie sie in Abbildung 5-13 ausgeführt ist, lässt erkennen, dass der *shed_factor* keinen großen Einfluss auf die Eindringtiefe der Tröpfchen hat. Trotz der starken Änderung des Wertes liegen die Kurven sehr dicht beisammen.

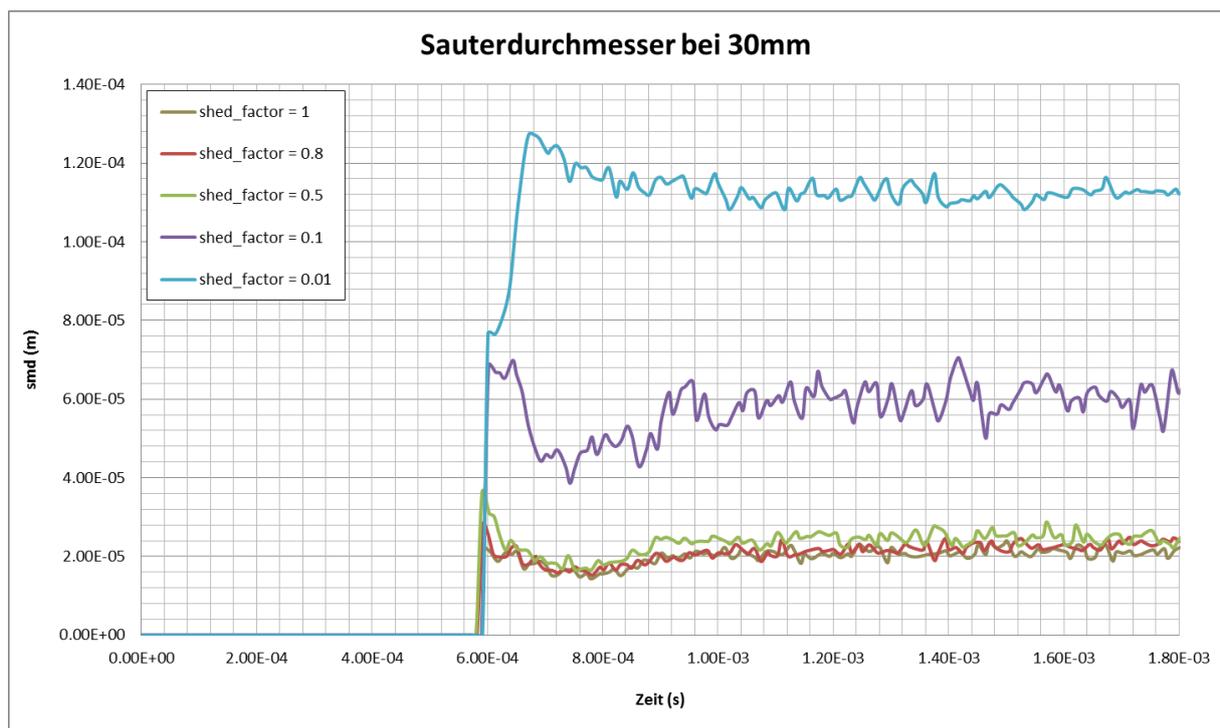


Abbildung 5-14: Sauterdurchmesser bei 30 mm und variablem *shed_factor*

Im Gegensatz zum Einfluss auf die kinetische Energie ist der Einfluss auf den Sauterdurchmesser, durch Änderung des *shed_factors*, erheblich und beträgt bis zu einer Größenordnung. Bei sehr kleinem *shed_factor* wird nur sehr wenig Masse vom Muttertröpfchen in das Tochtertröpfchen übertragen und somit steigt der mittlere Sauterdurchmesser stark an.

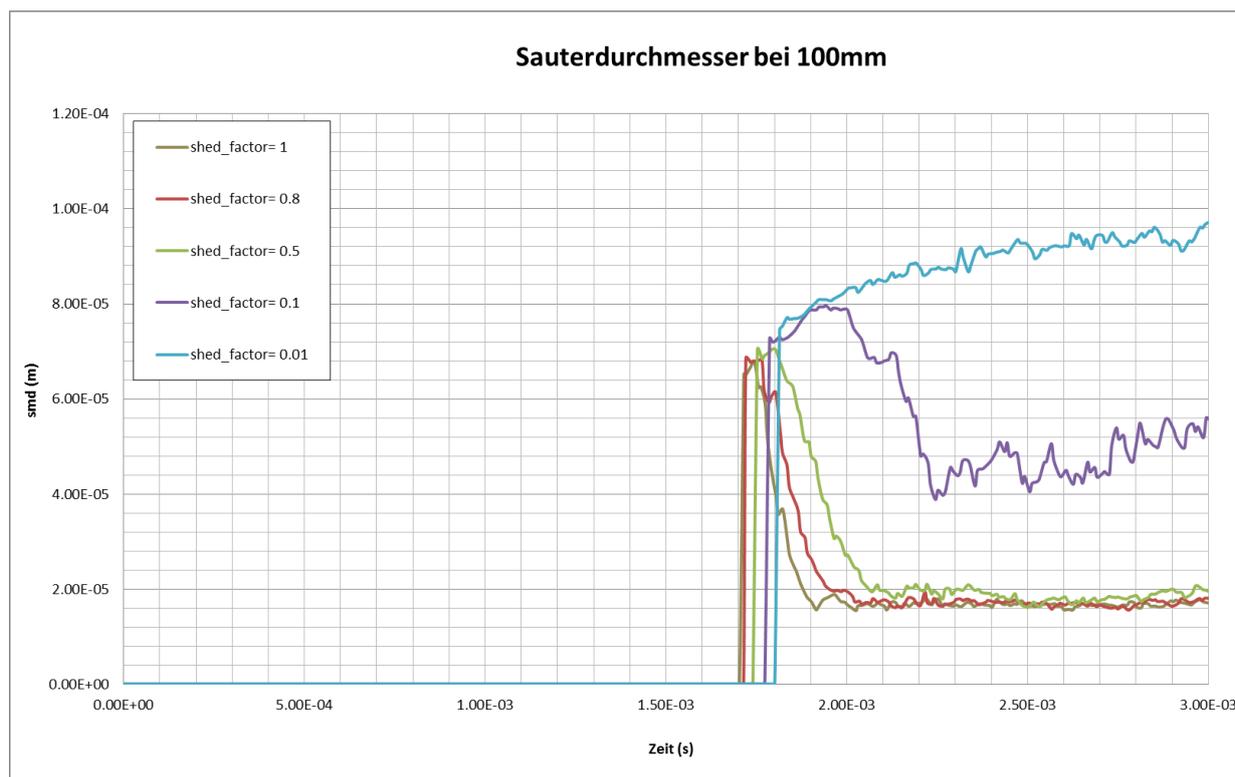


Abbildung 5-15: Sauterdurchmesser bei 100 mm und variablem *shed_factor*

Aus den Kurven in Abbildung 5-15 ist zu erkennen, dass sich die größeren Tropfen in der Spitze des Einspritzstrahles befinden, da durch die höhere Masse der Tröpfchen diese auch schwerer abgebremst werden können. Zeitlich später sinkt der Sauterdurchmesser an dieser Stelle ab, da in diesem Gebiet bereits Zerstäubung und Verdampfung eingetreten sind. Wird der *shed_factor* sehr klein gewählt, so bleibt der Sauterdurchmesser zeitlich an dieser Stelle konstant hoch. Der Grund dafür ist die geringe Massenübertragung in Tochtertröpfchen.

5.3.3 Turbulente Dispersion

Um die turbulente Dispersion in das *Spraymodell* integrieren zu können, muss ein Turbulenzmodell ausgewählt werden. Es gibt drei Arten die turbulente Dispersion zu behandeln. Die erste Möglichkeit ist, dass man sie vernachlässigt. Will man die turbulente Dispersion jedoch modellieren, so kann man entweder „O'Rourke *turbulent dispersion*“ oder „TKE-*preserving turbulent dispersion*“ auswählen. In dieser Berechnung wird das O'Rourke Modell verwendet. Für den Durchflusskoeffizienten wird der Wert 1 verwendet, die Düsengeschwindigkeitskorrelation ist deaktiviert und für den *she_factor* wird ein Wert von 0,8 eingetragen.

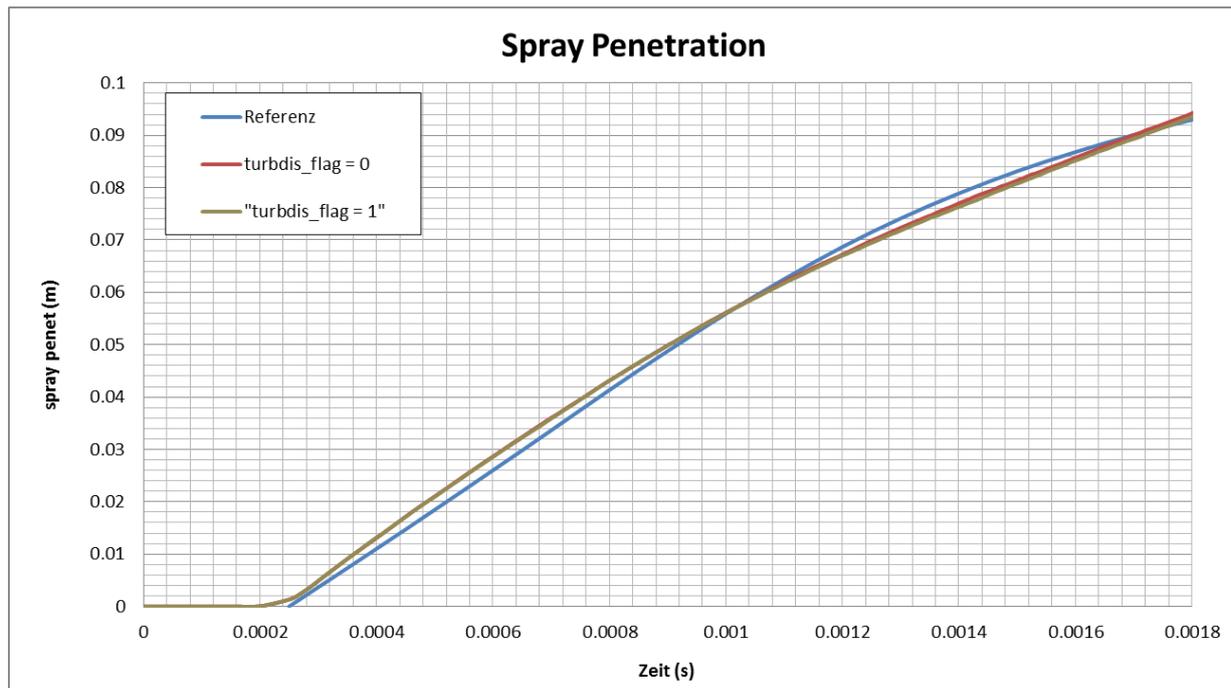


Abbildung 5-16: Darstellung der Eindringtiefe mit und ohne Modellierung turbulenter Dispersion

Wie aus Abbildung 5-16 abzuleiten ist, hat die Einführung eines Modells für turbulente Dispersion kaum Auswirkungen auf die Eindringtiefe.

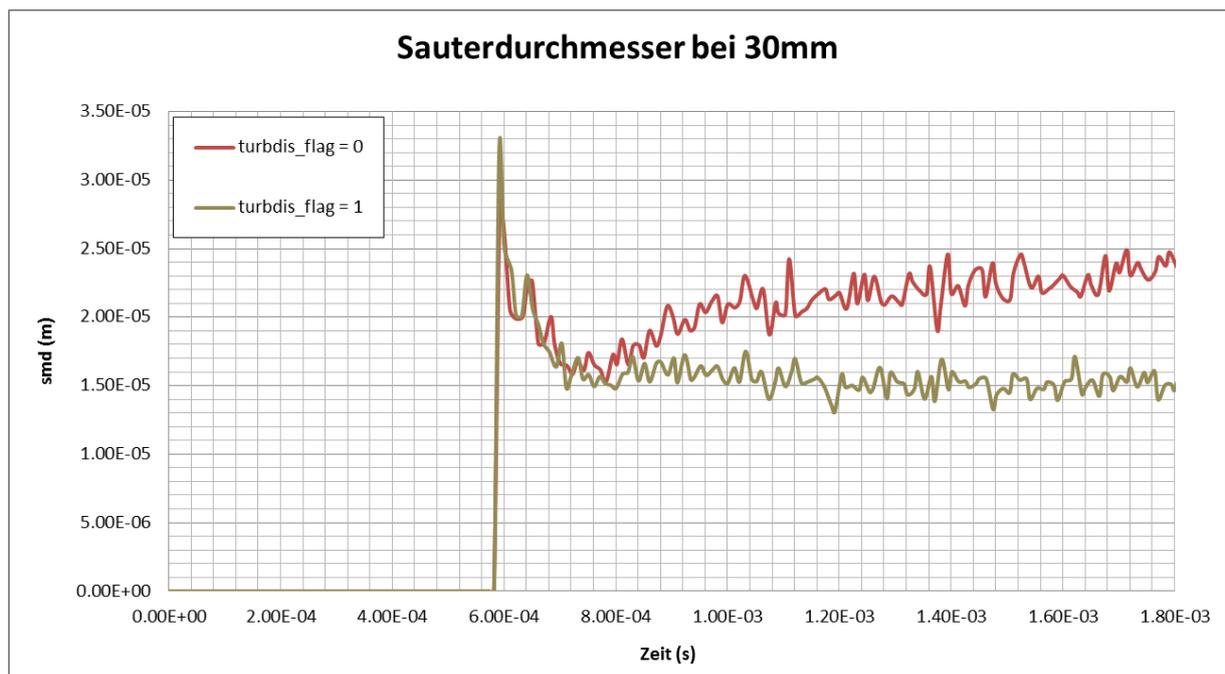


Abbildung 5-17: Sauterdurchmesser bei 30 mm mit und ohne Modellierung turbulenter Dispersion

Der Sauterdurchmesser nimmt ab, wenn das Modell zur Simulation der turbulenten Dispersion aktiviert wird. Das bedeutet, dass bereits zu Beginn der Einspritzung eine Zerstäubung der Tröpfchen auf Grund von Turbulenz passiert. Dies könnte bei der Anwendung im Motor einen größeren Einfluss ausüben, da dort eine höhere Turbulenz der Strömung herrscht.

5.3.4 Modell size constant (balpha)

Die Tröpfchenaufspaltung wird direkt durch α beeinflusst. Der Radius r , bei dem die

Tröpfchen zerfallen ist proportional zur Wellenlänge, der am schnellsten wachsenden Oberflächenwelle. Der Zusammenhang wird folgendermaßen formuliert:

$$r = B_o * \Lambda_{KH} \quad 5.1$$

B_o aus Formel 5.1 entspricht dem Wert von α in den *Input-Files* und Λ_{KH} entspricht der Gleichung 2.34. Der Faktor α ist in den *Input-Files* aufgelistet und kann geändert werden, um die Eigenschaften des Einspritzstrahles beeinflussen zu können.

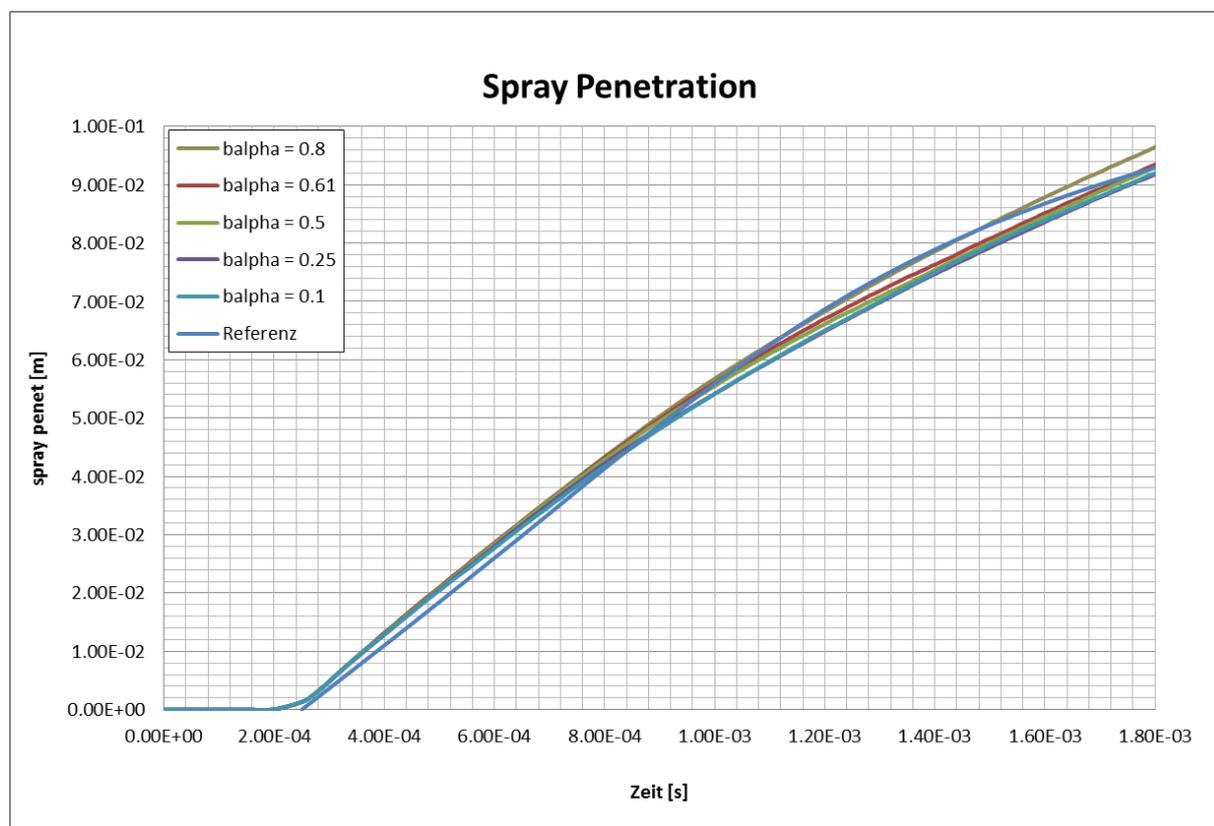


Abbildung 5-18: Darstellung Eindringtiefe bei variablem α

Aus Abbildung 5-18 kann die Eindringtiefe des Einspritzstrahls über der Zeit abgelesen werden. Die Beeinflussung der kinetischen Energie und somit der Geschwindigkeit der Tröpfchen ist bei einem α unter 0,61 sehr gering. Lediglich die Kurve mit $\alpha = 0.8$ hebt sich etwas ab und zeigt bis 1,4 Millisekunden (ms) eine gute Übereinstimmung mit den Prüfstandsdaten. Die Krümmung der Kurve wird jedoch durch diesen Faktor nicht beeinflusst.

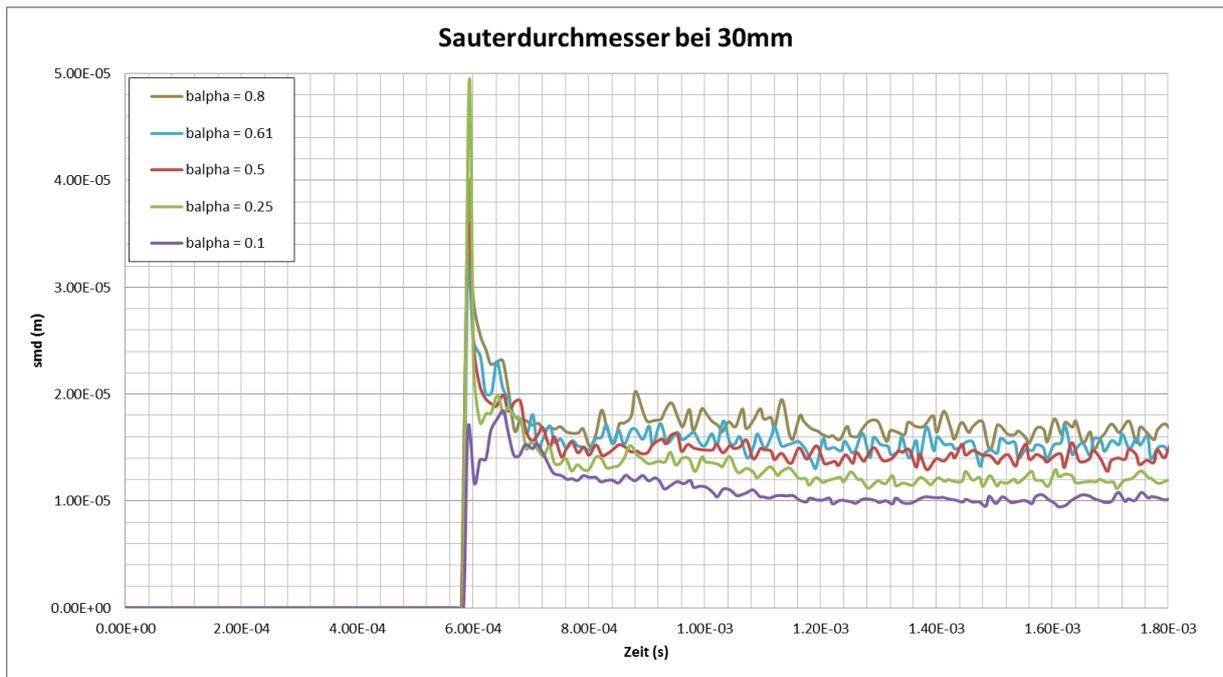


Abbildung 5-19: Sauterdurchmesser bei 30 mm und variablem balpha

Der mittlere Sauterdurchmesser ist in Abbildung 5-19 über der Zeit aufgetragen. Daraus kann geschlossen werden, dass der Sauterdurchmesser mit sinkendem balpha abnimmt. Dies ist darauf zurückzuführen, dass der oben beschriebene Radius, der als ein Zerfallskriterium bezeichnet werden kann, ebenfalls mit sinkendem balpha abnimmt.

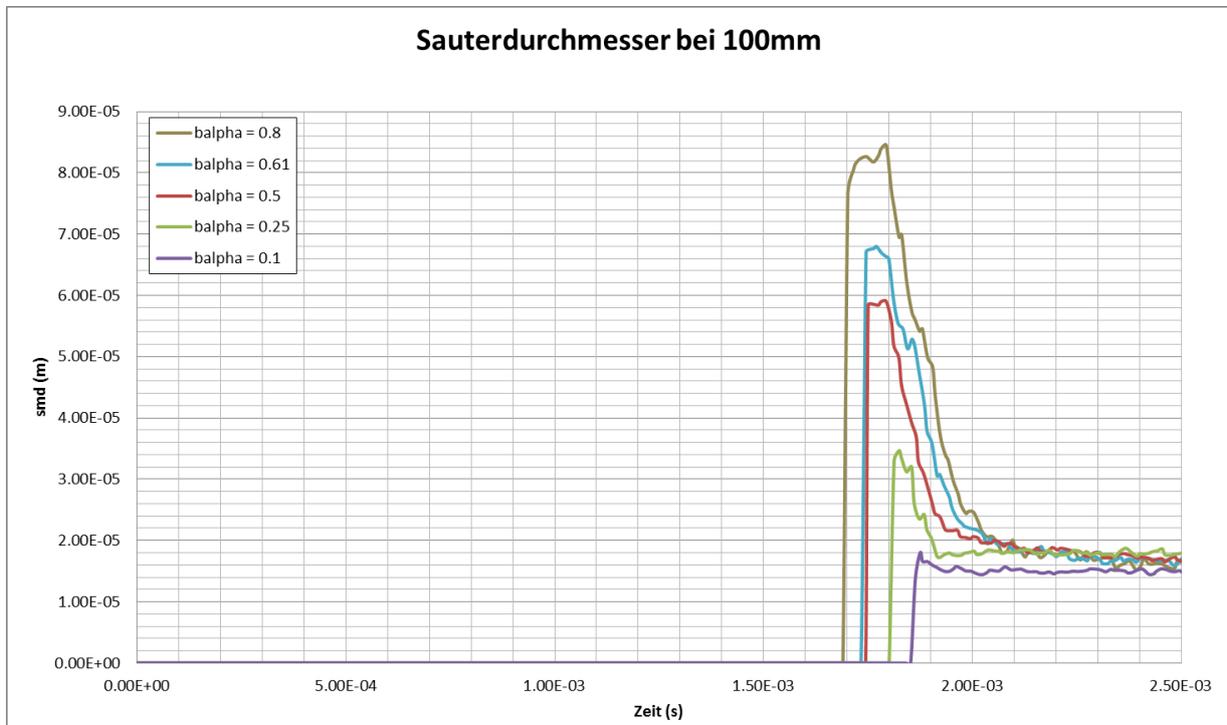


Abbildung 5-20: Sauterdurchmesser bei 100 mm und variablem balpha

Im Vergleich zur Kurve des Sauterdurchmessers bei 30 mm Eindringtiefe zeigt Abbildung 5-20 einen wesentlich größeren Unterschied der einzelnen Variantenrechnungen. Daraus kann abgelesen werden, dass der Eingriff durch den Faktor balpha erst bei längeren Einspritzwegen eine größere Änderung mit sich bringt. Der wesentlich geringere Sauterdurchmesser bei 100 mm zeigt eine deutlich bessere Zerstäubung der eingespritzten Kraftstoffmasse. Der später

berechnete Gesamtmotor weist einen Bohrungsdurchmesser von 76,5 mm auf. Das bedeutet, dass für die weiteren Berechnungen im Motor, der Sauterdurchmesser bei einer Eindringtiefe von 30 mm höher bewertet werden kann. Aus diesem Grund kann angenommen werden, dass der Wert von α nur einen kleinen Einfluss auf die Gemischbildung im Brennraum haben wird.

5.3.5 Model Velocity Konstante (kh_cnst1)

Für die Variantenrechnungen zur Bestimmung des Einflusses von kh_cnst1 wird wiederum ein Durchflusskoeffizient von 1 gewählt und die Düsengeschwindigkeitskorrelation ist ausgeschaltet. Weiters wird ein $shed_factor$ von 0,8 verwendet, ein Modell zur Simulation turbulenter Dispersion wird implementiert und α wird 0,61 gesetzt. Als *Model velocity constant* (kh_cnst1) wird die Integrationskonstante bezeichnet, die bei der Lösung der linearisierten hydrodynamischen Gleichungen als Multiplikator dient. Durch die Veränderung der Integrationskonstanten kann auf die Lösung Einfluss genommen werden und somit auf das Einspritzverhalten des Injektors.

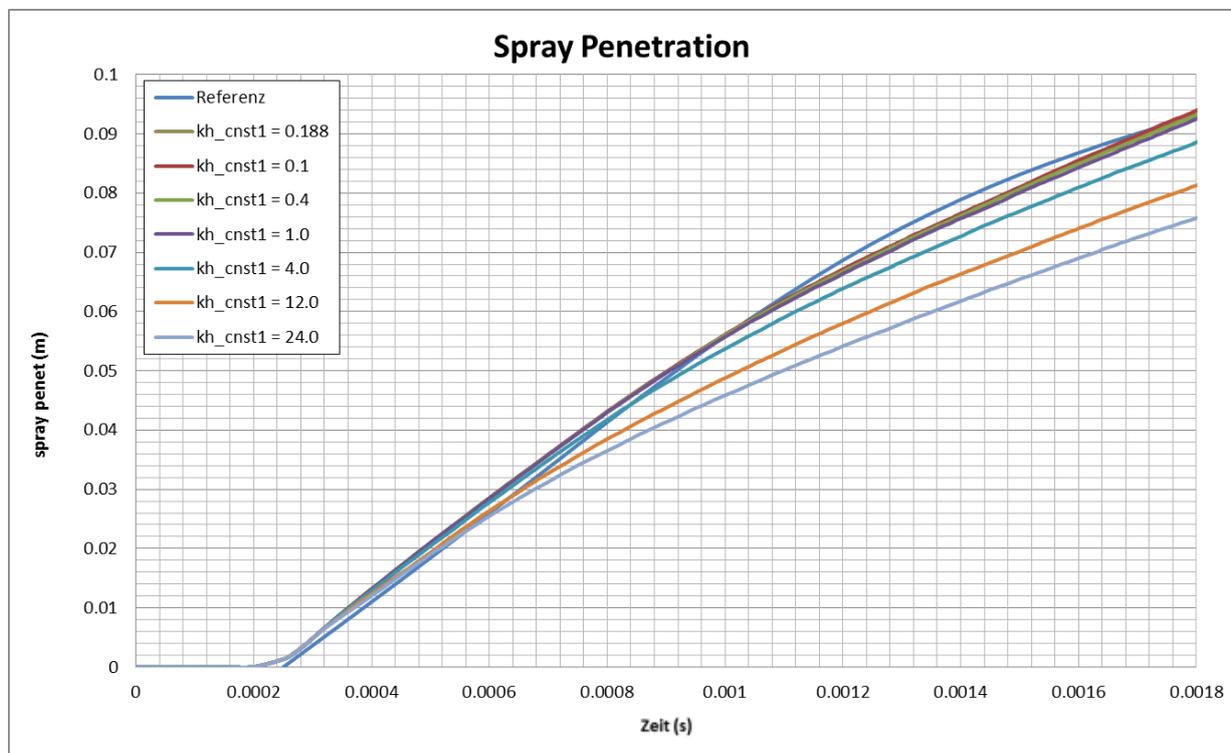


Abbildung 5-21: Darstellung der Eindringtiefe bei variabler kh_cnst1

Durch das Erhöhen von kh_cnst1 wird laut Abbildung 5-21 die kinetische Energie des Einspritzstrahles herabgesetzt. Die Kurve bekommt nach zirka einem Drittel, bei gleicher Anfangssteigung, eine stärkere Krümmung. Gegen Ende der Kurve ist kaum noch eine Krümmung ersichtlich. Durch zu starkes Anheben von kh_cnst1 wird dem Einspritzstrahl zu viel Energie entzogen und die nötige Einspritztiefe kann nicht mehr erreicht werden. Das bedeutet, dass der Kraftstoff zu schnell zerstäubt wird.

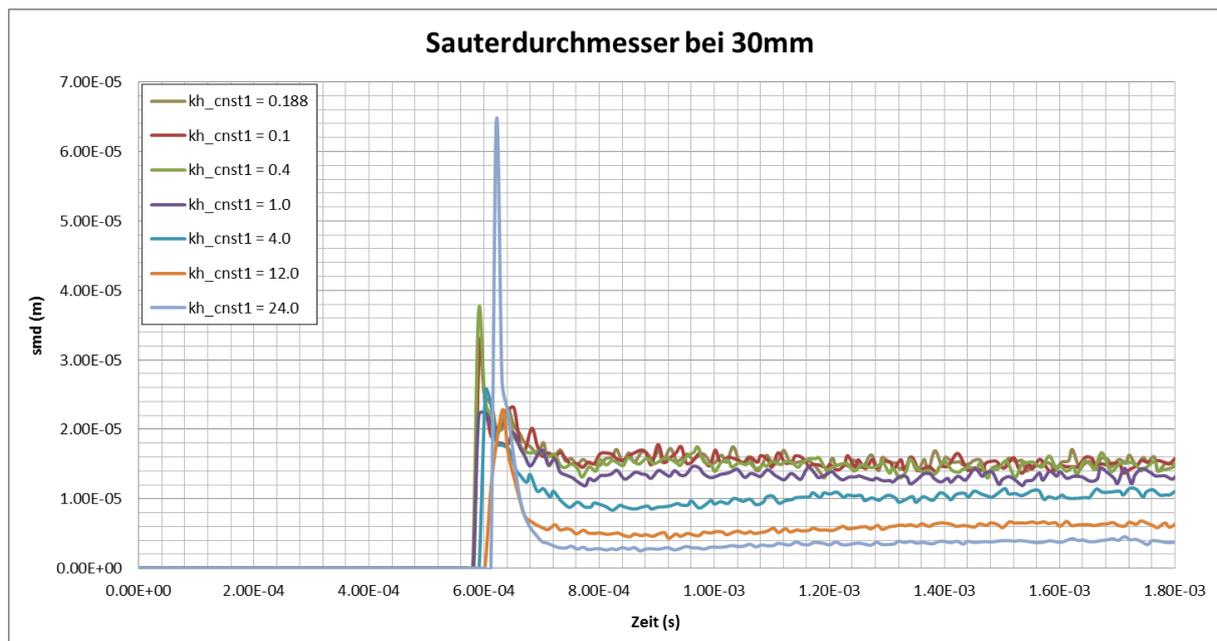


Abbildung 5-22: Sauterdurchmesser bei 30 mm und variabler kh_cnst1

Wie aus Abbildung 5-22 zu entnehmen ist, hat kh_cnst1 einen erheblichen Einfluss auf den Sauterdurchmesser bei 30 mm Eindringtiefe. Wird kh_cnst1 sehr groß gewählt, so ist der Sauterdurchmesser der Tropfen an der Spitze des Einspritzstrahles sehr groß. Nach kurzer Zeit fällt der Sauterdurchmesser sehr stark ab und es befindet sich hinter der Spitze des Einspritzstrahles sehr gut zerstäubter Kraftstoff. Auf Grund der starken Zerstäubung ist auch die Eindringtiefe über der Zeit (siehe Abbildung 5-21) geringer als bei vergleichbaren Rechnungen. Bei klein gewähltem kh_cnst1 sind sich die Kurven in allen Abbildungen sehr ähnlich.

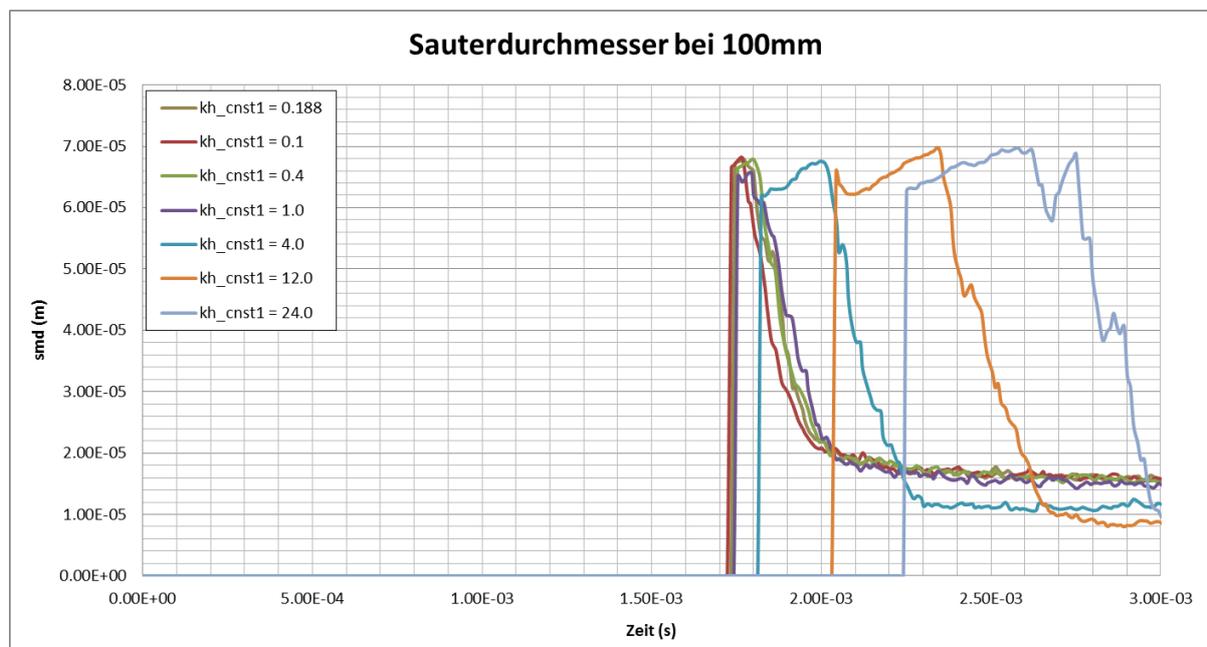


Abbildung 5-23: Sauterdurchmesser bei 100mm und variabler kh_cnst1

Durch die unterschiedlichen Eindringtiefen über der Zeit, sind die Kurven in Abbildung 5-23 stark zeitlich verschoben. Bei den Kurven mit kleinen kh_cnst1-Werten zerstäubt der Kraftstoff hinter der Spitze des Einspritzstrahles sehr gut. Umso größer der Wert von kh_cnst1 gewählt wird, umso später kommt dieser in der Eindringtiefe von 100 mm an.

Weiters ist zu beobachten, dass der Einspritzstrahl zeitlich sehr lange einen hohen Sauterdurchmesser aufweist, bevor er plötzlich sehr stark abnimmt. Man kann den Schluss ziehen, dass durch die gute Zerstäubung zu Beginn der Einspritzung in dieser hohen Eindringtiefe zuerst die großen Tröpfchen ankommen und der bereits gut zerstäubte Kraftstoff verzögert eintrifft. Dadurch wird der Sauterdurchmesser relativ lange auf hohem Niveau gehalten bis die kleinen Tröpfchen ankommen und den mittleren Sauterdurchmesser sehr schnell absinken lassen.

5.3.6 Model time constant (kh_cnst2)

Die Sprayparameter, die für die Variantenrechnungen zur Bestimmung des Einflusses von kh_cnst2 auf den Einspritzstrahl verwendet werden, sind in der Tabelle 2 angeführt.

c_d	c_v Korrelation	shed_factor	balpha	Turbulente Dispersion	kh_cnst1
1,0	Assume $c_v = 1$	0,8	0,61	O'Rourke	0,1

Tabelle 2: Darstellung der Eingabewerte für Sprayabstimmung

Die Konstante kh_cnst2 steht in Beziehung zum initialisierten Störpegel am Flüssigkeitsstrahl und wird in der Gleichung zur Bestimmung der Breakup-Zeit als Multiplikator eingesetzt. Je höher kh_cnst2 gewählt wird umso größer wird die charakteristische Breakup-Zeit. Dem zufolge sinkt der zeitliche Gradient vom Radius des Muttertröpfchens. Daraus folgt, dass bei groß gewähltem kh_cnst2 der Radius des Muttertröpfchens bei der Aufspaltung nur langsam kleiner wird.

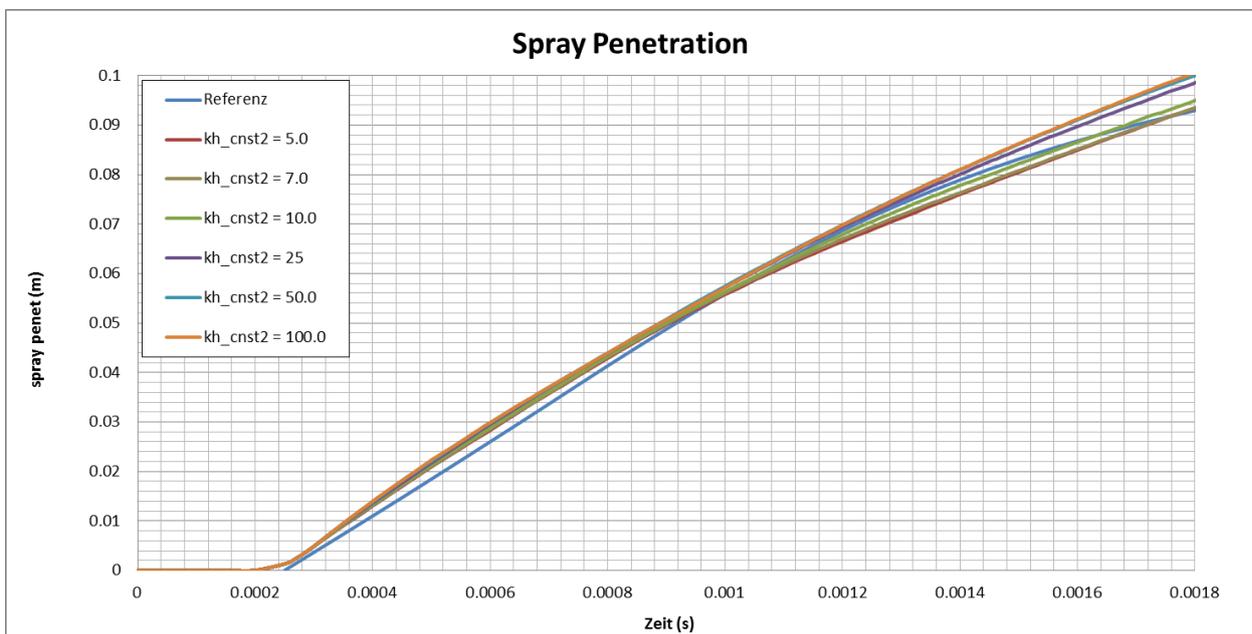


Abbildung 5-24: Darstellung der Eindringtiefe bei variabler kh_cnst2

Die in Abbildung 5-24 dargestellten Kurven spiegeln die Beschreibung im obigen Abschnitt wieder. Bei größer werdendem kh_cnst2 ist die Eindringtiefe über der Zeit, und somit die Eindringgeschwindigkeit, höher. Dies wird verursacht durch die langsamere zeitliche Änderung des Radius vom Muttertröpfchen. Umso größer der Radius eines Tropfens, desto schwerer kann er durch die ihn umgebende Luft abgebremst werden.

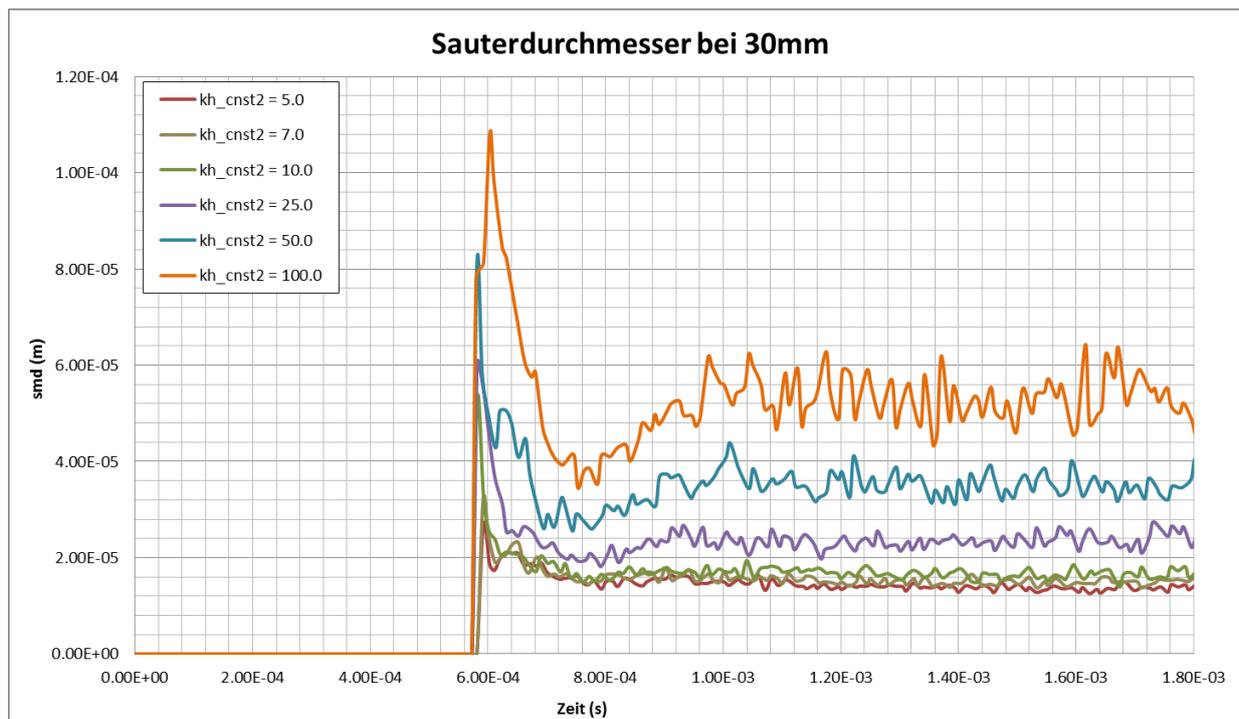


Abbildung 5-25: Sauterdurchmesser bei 30 mm und variablem kh_cnst2-Wert

Der Sauterdurchmesser ändert sich ebenfalls nach dem oben beschriebenen Gesetz in Richtung größerer Werte bei steigendem kh_cnst2. Durch die langsamere Abnahme des Radius des Tröpfchens, aufgrund der höheren charakteristischen *Breakup*-Zeit, ist auch der Sauterdurchmesser größer, da die Zerstäubung langsamer fortschreitet. Abbildung 5-25 zeigt die Kurven des Sauterdurchmessers der einzelnen Rechenvarianten. Diese Kurven spiegeln, die vorhin beschriebenen Zusammenhänge, bildlich wider.

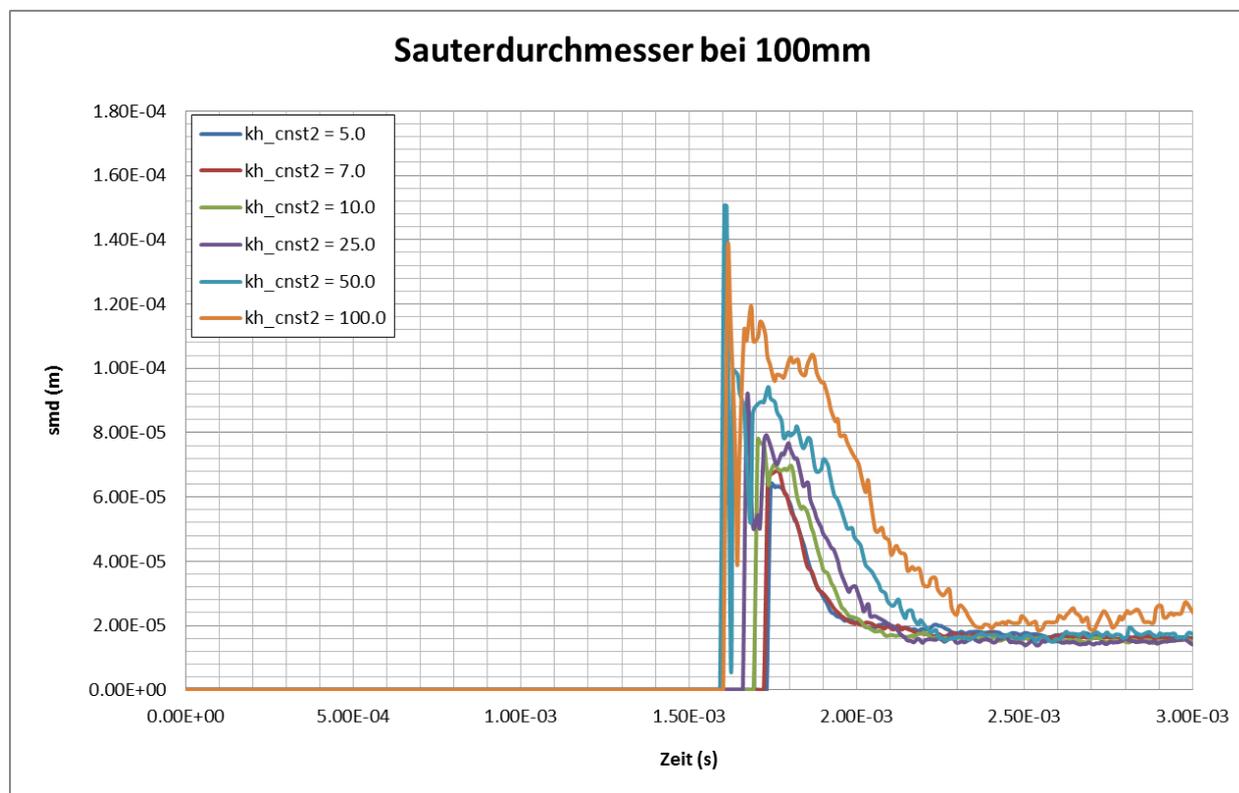


Abbildung 5-26: Sauterdurchmesser bei 100 mm und variabler kh_cnst2

In Abbildung 5-26 sind die Kurven des Sauterdurchmessers dargestellt. Dabei sind speziell die Kurven mit großen kh_cnst2 -Werten durch große Tropfen an der Spitze des Einspritzstrahles charakterisiert. Mit fortlaufender Zeit baut sich der Sauterdurchmesser ab. Dies geschieht bei kleinen Werten von kh_cnst2 schneller als bei großen Werten.

5.4 Abstimmung des *Spray*modells

Die Einflüsse der Einstellparameter sind nun alle definiert. Jetzt muss man aus den oben gewonnenen Erkenntnissen ein Modell zusammenstellen, das den Referenzdaten vom Prüfstand möglichst nahekommt. Durch einige Variantenrechnungen kann man sich herantasten und schlussendlich kommen folgende *Spray*parameter zur Anwendung.

c_d	c_v Korrelation	<i>shed_factor</i>	α	Turbulente Dispersion	kh_cnst1	kh_cnst2
0,63	varying c_v	0,25	0,25	O'Rourke	1	7

Tabelle 3: Optimierte *Spray*parameter

Um die einzelnen Effekte besser darzustellen, wird nun das Netz ein wenig verfeinert, um die physikalischen Annäherungen noch besser abbilden zu können. Weiters wird die Einspritzcharakteristik etwas adaptiert. Dies wird in der *Input*-Datei „*Sprayprofile.in*“ gemacht. Dadurch kann der Energieimpuls zu Beginn geregelt werden, um die etwas zu große Steigung der Eindringtiefe zu dämpfen. Dazu werden die Öffnungs- und die Schließdauer des Injektors auf 0,25 ms eingestellt.

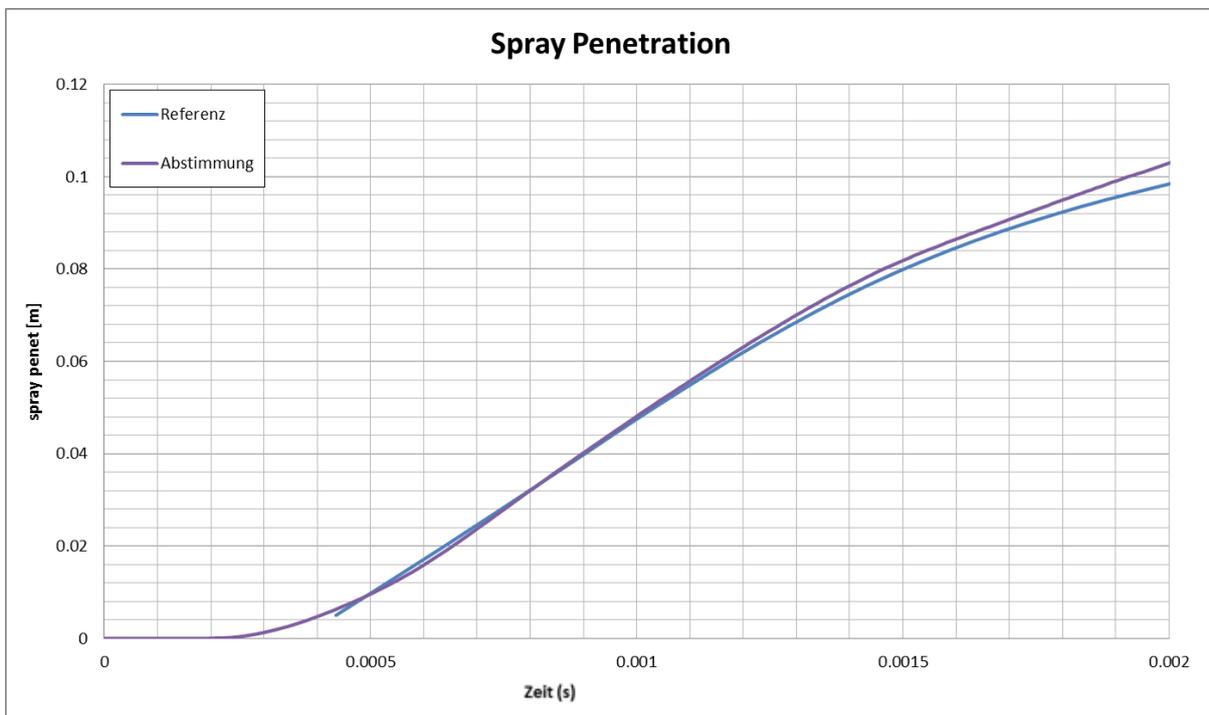


Abbildung 5-27: Darstellung der *Spray Penetration* von zwei Abstimmkurven

Wichtig dabei ist, dass die Eigenschaften der beiden Kurven im ersten Bereich, bis zirka 60 mm Eindringtiefe, sehr ähnlich sind. Die Steigung in diesem Bereich ist nahezu ident und auch die Krümmung bei zirka 70 mm Eindringtiefe wird sehr gut angenähert. Alles was über diese Distanz hinausgeht, ist im Verbrennungsmotor vernachlässigbar, da die Wege durch die Geometrie begrenzt sind.

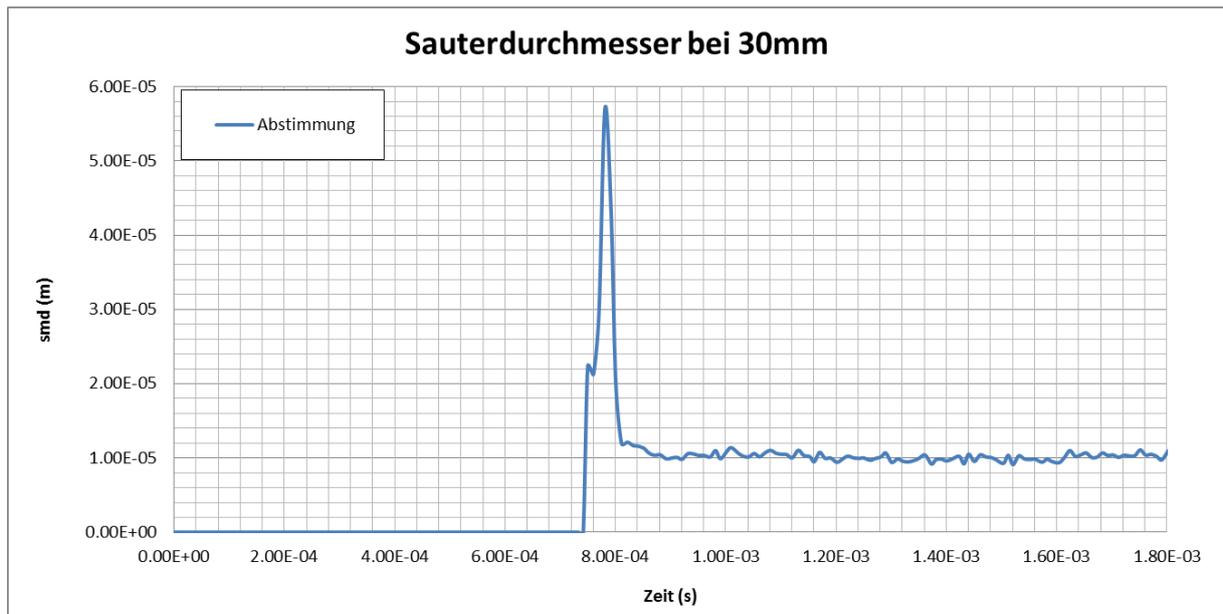


Abbildung 5-28: Sauterdurchmesser bei 30 mm Eindringtiefe der abgestimmten Variante

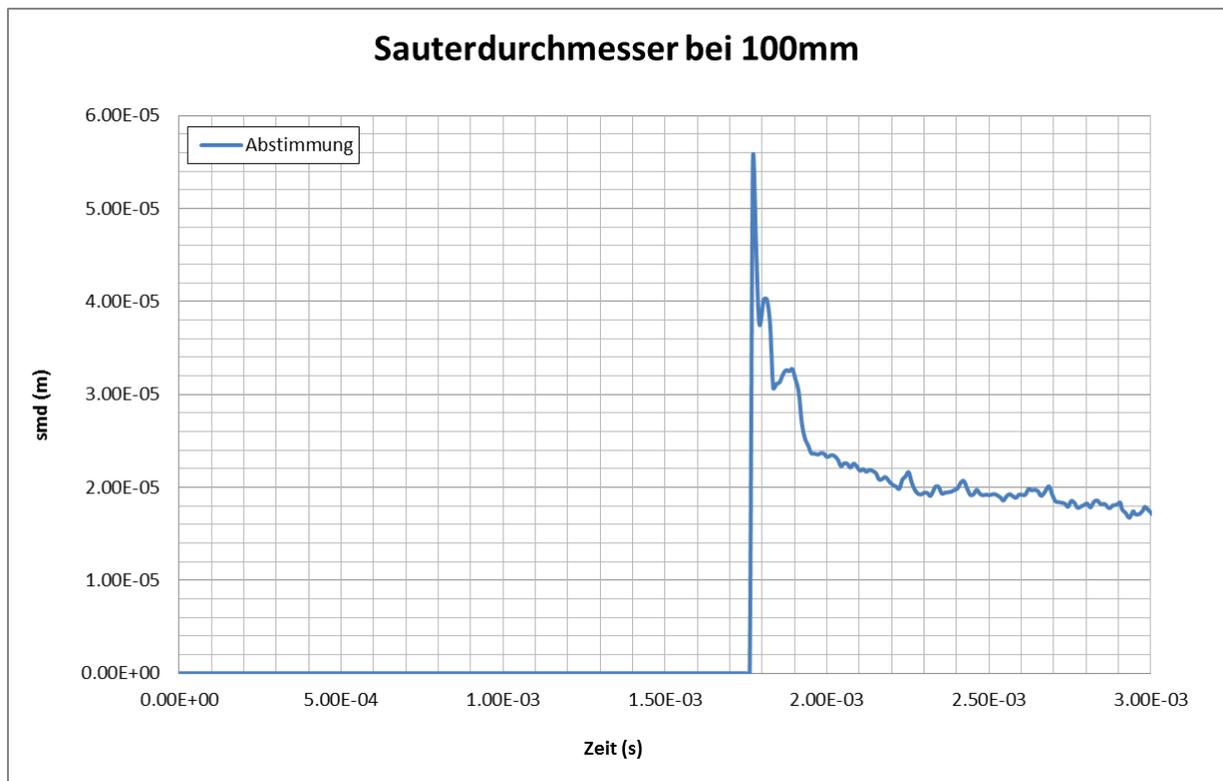


Abbildung 5-29: Sauterdurchmesser bei 100 mm Eindringtiefe der abgestimmten Variante

Abbildung 5-28 und Abbildung 5-29 zeigen den Verlauf des Sauterdurchmessers in zwei Eindringtiefen. Es gibt für den Sauterdurchmesser keine Referenzdaten vom Prüfstand. Zieht man als Vergleich die Abbildung 5-30 zu Hilfe, kann damit die Richtigkeit des Sauterdurchmessers qualitativ ermittelt werden.

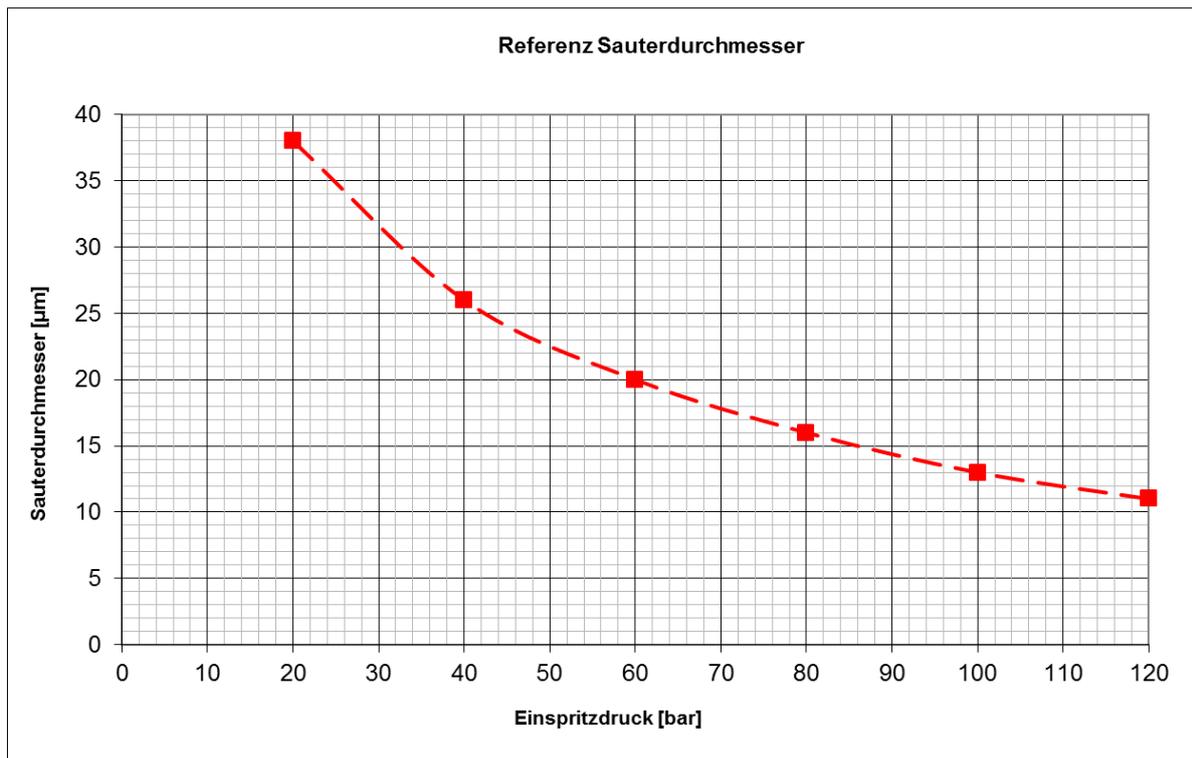


Abbildung 5-30: Darstellung des mittleren Sauterdurchmessers über den Kraftstoffdruck

Interpoliert man den mittleren Sauterdurchmesser unserer Rechnung bei 30 mm und bei 100 mm Eindringtiefe, so kann man davon ausgehen, dass der mittlere Sauterdurchmesser bei 13 µm liegen dürfte. Durch sekundäre Effekte schließen sich Tröpfchen zusammen und der Sauterdurchmesser steigt wieder an. Schlussfolgernd kann man davon ausgehen, dass die Größenordnung, in der sich der Sauterdurchmesser der abgestimmten Rechnung befindet, richtig ist.

6 Verbrennungsrechnung

Für die Berechnung des Motors mit Verbrennungsmodell dienen die gesammelten Erfahrungen aus der Berechnung „Motor saugend“ als Grundlage. Das Grundnetz, sowie die numerischen Grundeinstellungen, können übernommen werden, da das Modell bereits eine gute Abbildung der strömungstechnischen Probleme bietet. Zusätzlich muss die Modellierung des Einspritzstrahles in das System integriert werden. Die Daten für die Parameter des *Spray*-Modells sind bereits aus der *Sprayanalyse* und der *Sprayabstimmung* bekannt. Der Injektor muss lediglich in die richtige Position gebracht werden und um die insgesamt sechs Einspritzlöcher erweitert werden. Die Gemischbildung wird mit Referenzrechnungen (AVL Fire) verglichen. Als Verbrennungsmodell wird das sogenannte SAGE-Modell verwendet, das ebenfalls definiert werden muss. Um die Verbrennung einzuleiten wird eine Energiequelle an der Zündkerze angebracht. Durch die Variation hinsichtlich der Energiehöhe und Aufteilung über die Zeit können verschiedene Variantenrechnungen durchgeführt werden. Diese werden anschließend mit den Prüfstandsdaten verglichen. Durch das Einbringen von Energie und Kraftstoff entstehen neue Anforderungen an das Rechnetz, denen durch örtliche Verfeinerungen begegnet wird. Um das Simulationsmodell zu komplettieren müssen noch Randbedingungen formuliert werden.

Es werden insgesamt drei Lastpunkte (siehe Tabelle 4) untersucht, für die es einerseits Prüfstandsergebnisse gibt und andererseits eine simulatorische Analyse der Gemischbildung mittels AVL Fire zur Verfügung steht. Die Lage der Punkte in einem Motorenkennfeld ist Abbildung 2-9 zu entnehmen.

Drehzahl	Kraftstoffmasse	Raildruck	Einspritzbeginn	Einspritzdauer	BMEP
(U/min)	(mg/Zyklus/Injektor)	(bar)	(°KW)	(°KW)	(bar)
5000.4	25.8	100	380	93,8	10
2500.0	24.1	90	435	44,1	10
2000.0	7.5	80.	420	23,25	2,5

Tabelle 4: Darstellung der Lastpunkte

6.1 Randbedingungen

Es gibt verschiedene Arten von Randbedingungen, die vorgegeben werden müssen. Es werden die Einlass- und Auslassrandbedingungen definiert werden und es muss die Wandtemperatur für jede Oberfläche bestimmt werden. Für die Ermittlung der Randbedingungen sei auf die Quelle [7] verwiesen. Für die Berechnung mit Converge werden die Randbedingungen verwendet, die in dieser Diplomarbeit ermittelt worden sind. Dies betrifft einerseits die Druck- und Temperaturrandbedingungen am Einlass und am Auslass sowie die Wandtemperaturen die das gesamte Rechnetz umhüllen. Die Druckverläufe an Ein- und Auslass sind in Abbildung 6-1 dargestellt.

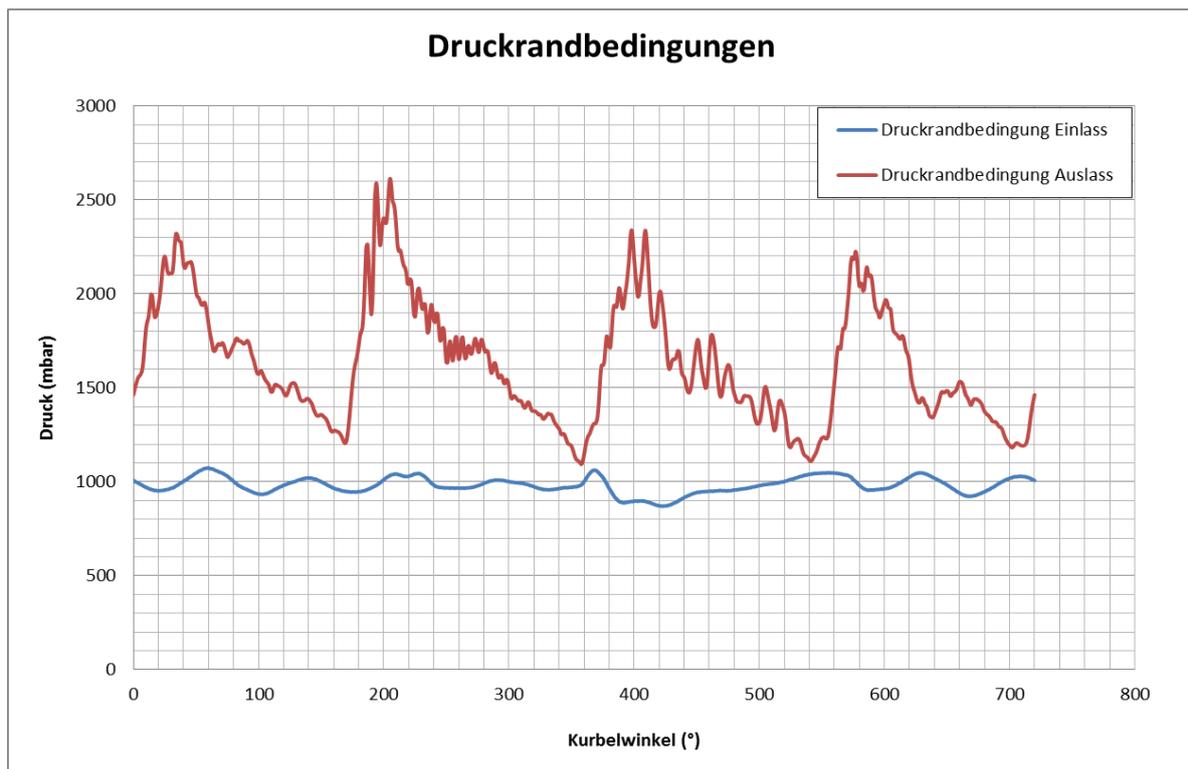


Abbildung 6-1: Druckverläufe am Ein- und Auslass für Lastpunkt 1

Die Wandtemperaturen werden direkt in Converge den jeweiligen *Boundaries* zugeordnet und werden im Verlaufe der Variantenrechnungen abgeändert, um den Einfluss auf die Verbrennung festzustellen.

6.2 Pre-processing

Als Basis für die Berechnung des Motors mit Verbrennung gilt die Simulation „Motor saugend“. Die bereits angefertigten *Input-Files* der Simulation „Motor saugend“ werden um die für die Verbrennung notwendigen Modelle erweitert. Es muss der Treibstoff mit seinen Stoffwerten definiert, das *Spraymodell* angepasst und der Injektor richtig positioniert werden. Weiters ist das Verbrennungsmodell zu aktivieren, die Zündquelle muss implementiert werden und es sind Verfeinerungen am Netz durchzuführen.

Zur Definition der Flüssigkeit und der dazugehörigen Stoffwerte wird auf das Kapitel 5.2.1 verwiesen.

6.2.1 Spraymodell

Die Grundparameter sind in das *Spraymodell* zu integrieren. Dadurch sind alle Grundparameter für die einzelnen Modelle eingetragen. Es ist notwendig das Einspritzprofil auf den Lastpunkt des Motors abzustimmen und Öffnungs- beziehungsweise Schließzeit in Grad Kurbelwinkel vorzugeben. Das in Abbildung 6-2 ausgeführte Einspritzprofil bezieht sich auf den Lastpunkt 5000 U/min und 10 bar Mitteldruck.

	crank	rate_shape
1	379.98	0
2	387.48	1
3	466.323	1

Abbildung 6-2: Einspritzprofil

Die zeitlichen Parameter werden dafür mit einer Excel-Tabelle bestimmt und dem Injektor zugeordnet. Diese Eingabewerte ändern sich von Lastpunkt zu Lastpunkt. Weiters müssen die Werte für Einspritzzeitpunkt, Einspritzdauer und einzuspritzende Masse auf jeden Lastpunkt abgestimmt werden. Die Werte für die Einspritzdauer werden errechnet, die einzuspritzende Masse sowie der Einspritzzeitpunkt werden aus den Prüfstandsdaten ermittelt. Somit muss der Injektor noch richtig eingebaut und die sechs Einspritzstrahlen richtig positioniert und ausgerichtet werden.

Da die Einspritzstrahlen nicht rotationssystemmetrisch um den Mittelpunkt liegen, müssen die einzelnen Einspritzstrahlen mittels kartesischer Koordinaten platziert werden. Zusätzlich wird der Einspritzvektor durch Werte in x-, y- und z-Richtung bestimmt.

[Nozzle 2@Injector 0] configuration

Nozzle diameter: 0.00016 m

Nozzle length: 2e-05 m

Sauter mean diameter (SMD): 1e-20 m

Initial drop distortion for TAB breakup: 0.0

Circular injection radius: 8e-05 m

Spray cone angle: 5.0 deg

Spray thickness for hollow cone sprays: 10.0 deg

Nozzle radial position: 0.0 m

Nozzle axial position: 0.0 m

Nozzle azimuthal position: 0.0 deg

Tilt angle in the xy plane: 0.0 deg

Tilt angle in the xz plane: 0.0 deg

Coordinate of nozzle (x,y,z): 0.035199586 0.000544 0.003746377

Spray orientation vector (x,y,z): -0.821985036 0.48131 -0.569509087

Show spray cone

Nozzle label color

Items from assigned template

Apply OK

Abbildung 6-3: Konfigurator der Einspritzlöcher

In Abbildung 6-3 ist das Untermenü zur geometrischen Definition der Einspritzlöcher dargestellt. Es müssen die genauen Koordinaten des Einspritzloches eingetragen werden. Der Richtungsvektor (Einheitsvektor) wird in seine Komponenten aufgeteilt und eingetragen. Dieser Vorgang ist für alle sechs Löcher durchzuführen. In Abbildung 6-4 sind die Injektoren mit ihrer Orientierung bildlich dargestellt.

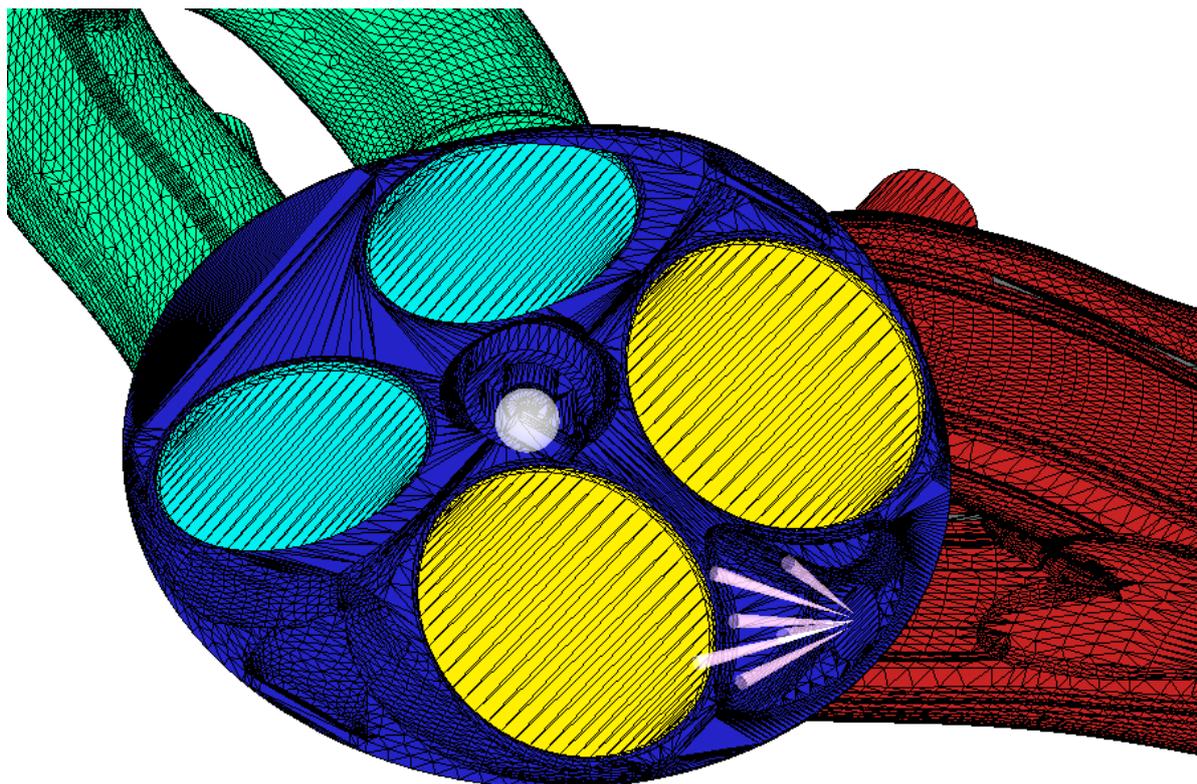


Abbildung 6-4: Ansicht des Anordnung der Einspritzstrahlen

6.2.2 Verbrennungsmodell

Die Informationen des Verbrennungsmodells werden in der *Input-Datei* „combust.in“ abgelegt. Für die innermotorische Verbrennungsrechnung stellt das Programm Converge das Verbrennungsmodell SAGE zur Verfügung. Es gibt einige Parameter, die in Abbildung 6-5 dargestellt sind. Diese werden eingegeben, um das Verbrennungsmodell zu kalibrieren. Die minimale Zelltemperatur legt die Mindesttemperatur für die Lösung der chemischen Gleichungen in einer Zelle fest. Weiters muss ein **gewisser HC-Gehalt** im Rechengebiet vorhanden sein, um das Verbrennungsmodell zu aktivieren. Um Rechenzeit zu sparen wird das zeitliche Gebiet, definiert durch Startzeit und Endzeit, in dem das Verbrennungsmodell aktiv werden darf, eingeschränkt. Weiters kann das Verbrennungsmodell auch auf einzelne Regionen beschränkt werden. Das bedeutet, wenn man das Verbrennungsmodell auf den Brennraum beschränkt, dass zum Beispiel im Auslasskanal keine chemischen Reaktionen stattfinden können. Die *Re-solve*-Temperatur ist ein Kriterium zur Lösung der Temperaturgleichung, die im Verbrennungsmodell integriert ist (siehe 2.1.8). Weiters wird empfohlen die Jacobi-Matrix analytisch zu lösen. Die beiden Toleranzfaktoren können einen Einfluss auf die Rechenzeit haben. Die relative Toleranz berücksichtigt den Iterationsfehler für jede Spezies und die absolute Toleranz beinhaltet den Iterationsfehler jeder Spezies dividiert durch die Menge der Spezies.

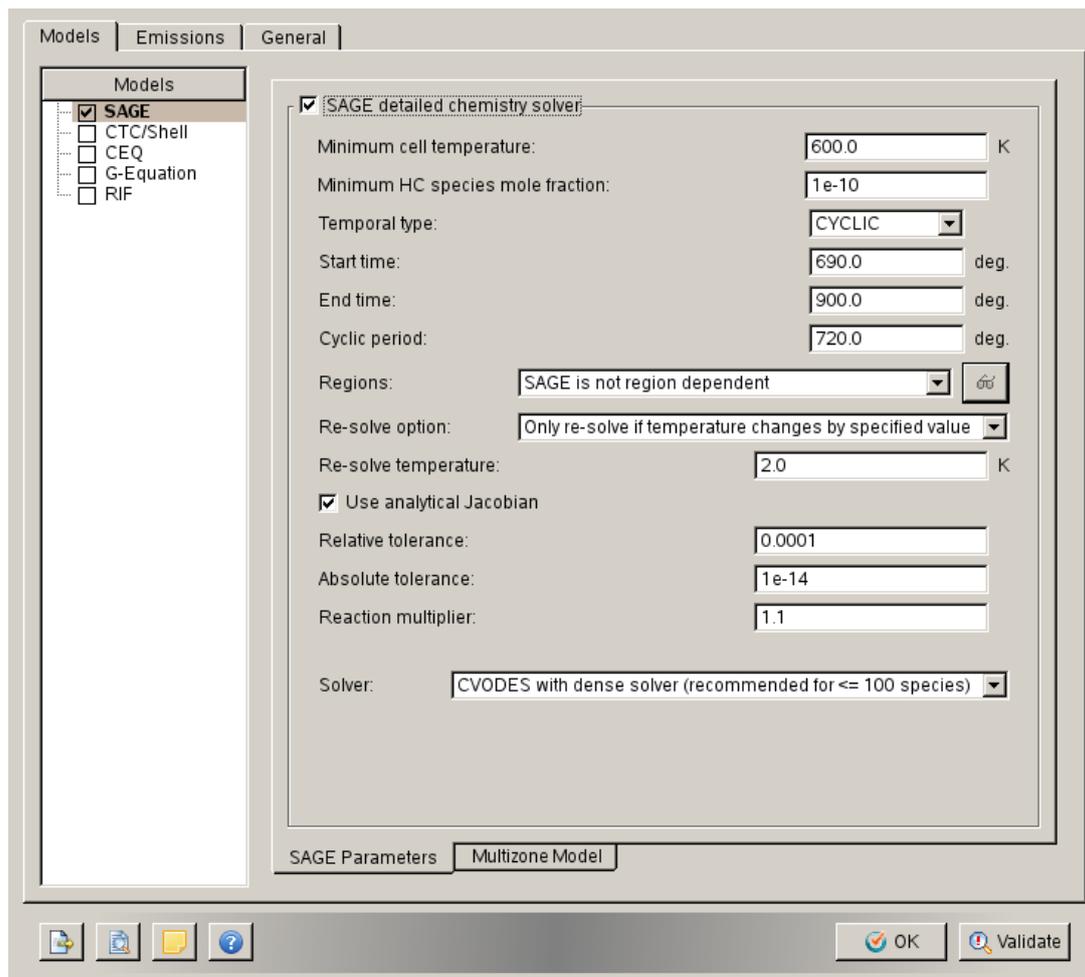


Abbildung 6-5: Untermenü Verbrennungsmodell

6.2.3 Zündquelle

Die Zündung des Kraftstoff-Luft-Gemischs wird durch das Einbringen einer Energiequelle

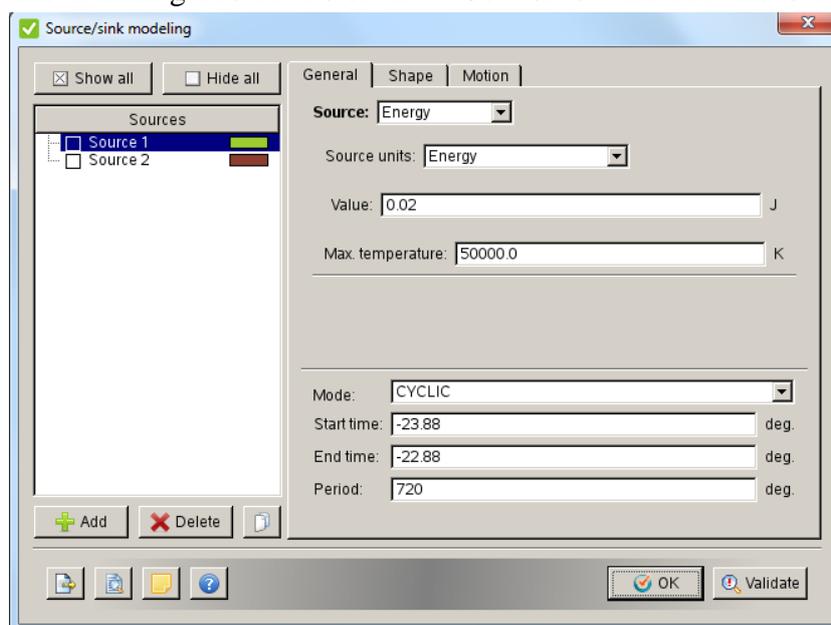


Abbildung 6-6: Untermenü Source/Sink

gewährleistet. Die Daten für den *Solver* werden in der Datei „source.in“ abgelegt. Der Ort der Quelle wird in kartesischen Koordinaten angegeben und die Größe durch den Kugelradius. Es werden zwei Zündkugeln am gleichen Ort im Brennraum eingebracht. Beide Kugeln starten mit der Energieeinbringung gleichzeitig, wobei die Dauer, in der sie aktiv sind, unterschiedlich ist. Eine Zündkugel ist nur sehr kurz aktiv und stellt in dieser Zeit vergleichsweise viel

Energie zur Verfügung. Sie soll den *Peak* zu Beginn der Zündung nachbilden. Die zweite Kugel stellt Energie über einen längeren Zeitraum zur Verfügung und sichert somit die Umsetzung der chemischen Reaktionen.

6.2.4 Netzverfeinerungen

Die Basiseinstellungen für das Netz werden aus der Berechnung „Motor saugend“ übernommen. Dennoch muss die Zellgröße, durch die neu eingesetzten Modelle, örtlich herabgesetzt werden. Dies hat an der Zündkerze und entlang des Einspritzstrahls zu geschehen.

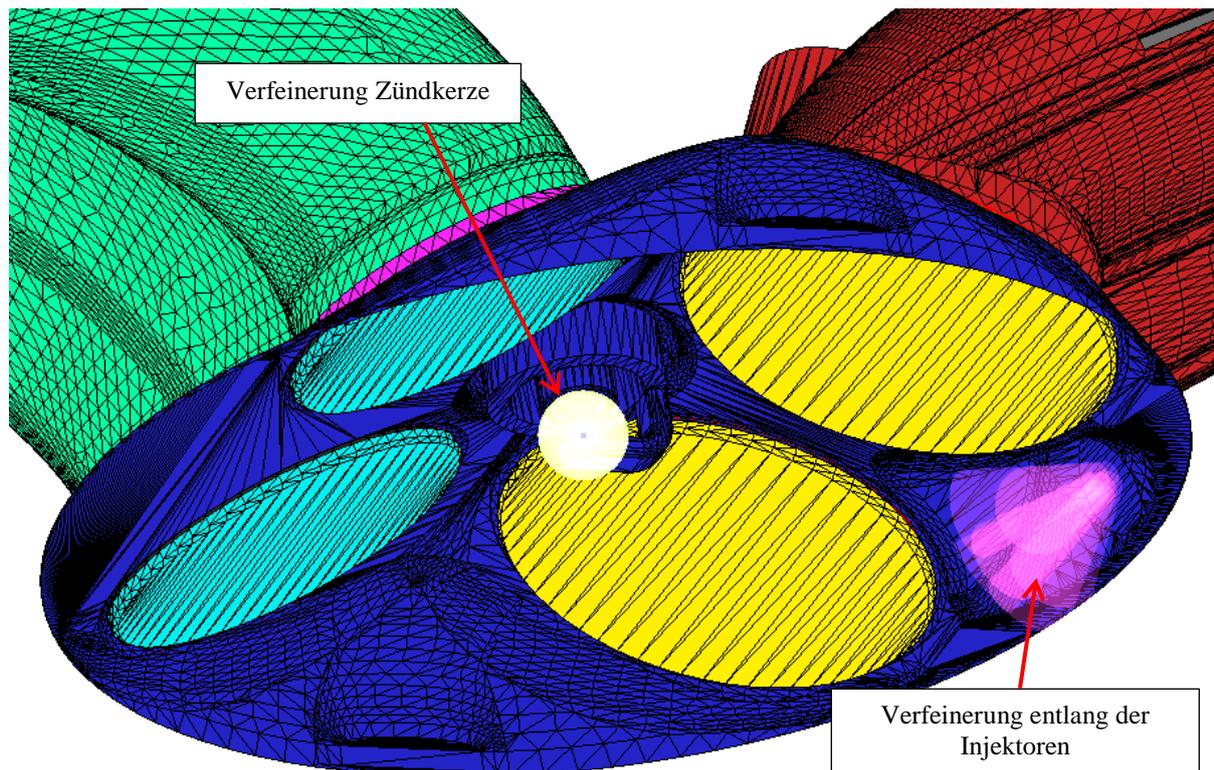


Abbildung 6-7: Darstellung der Verfeinerungen bei der Verbrennungsrechnung

Die Verfeinerung an der Zündkerze muss getroffen werden, da an dieser Stelle die Energieeinbringung durchgeführt wird. Die Zellen werden in zwei Stufen verfeinert. Dies wird durch das Einbringen zweier Kugeln mit unterschiedlichem Radius und Verfeinerungsgrad realisiert. Die Position der Kugeln wird mittels kartesischen Koordinaten angegeben. Weiters wird eine Verfeinerung rund um die Einspritzstrahlen eingefügt. Dazu gibt es eine Applikation, die die Koordinaten der Einspritzstrahlen vom *Spraymodell* automatisch übernimmt. Es müssen lediglich die geometrischen Eigenschaften des Verfeinerungskegels durch Angabe von Durchmesser und Länge angegeben werden.

6.3 Simulationsablauf

Die

Abbildung 6-8 stellt den Simulationsablauf für einen Zyklus des ersten Lastpunktes dar. In diesem Bild sind einerseits die Netzverfeinerungen, die Kraftstoffeintragung, die Energieeinbringung sowie die Öffnungszeit von Ein- und Auslassventil über den Kurbelwinkel aufgetragen. Der gesamte Simulationsablauf beinhaltet zwei Zyklen. Die

permanent ausgeführten Aktionen sind über beide Zyklen aktiv. Die mit *cyclic* daklarierten Aktionen werden in jedem Zyklus zum unten angegebenen Zeitpunkt aktiviert und müssen bei Anhängen eines weiteren Zyklus nicht mehr adaptiert werden. Das bedeutet, dass bei einer Simulation über zwei Zyklen zwei mal eingespritzt wird und zwei mal das Verbrennungsmodell aktiv ist.

Bei der anschließenden Bewertung der Rechenergebnisse wird der zweite Zyklus herangezogen. Die Ausnahme dafür stellt die Bewertung der 3D-Ergebnisse für die Gemischbildung dar. Der Grund dafür ist, dass mit AVL Fire nur ein Zyklus berechnet worden ist. Dadurch wird die Vergleichbarkeit der Ergebnisse sichergestellt.

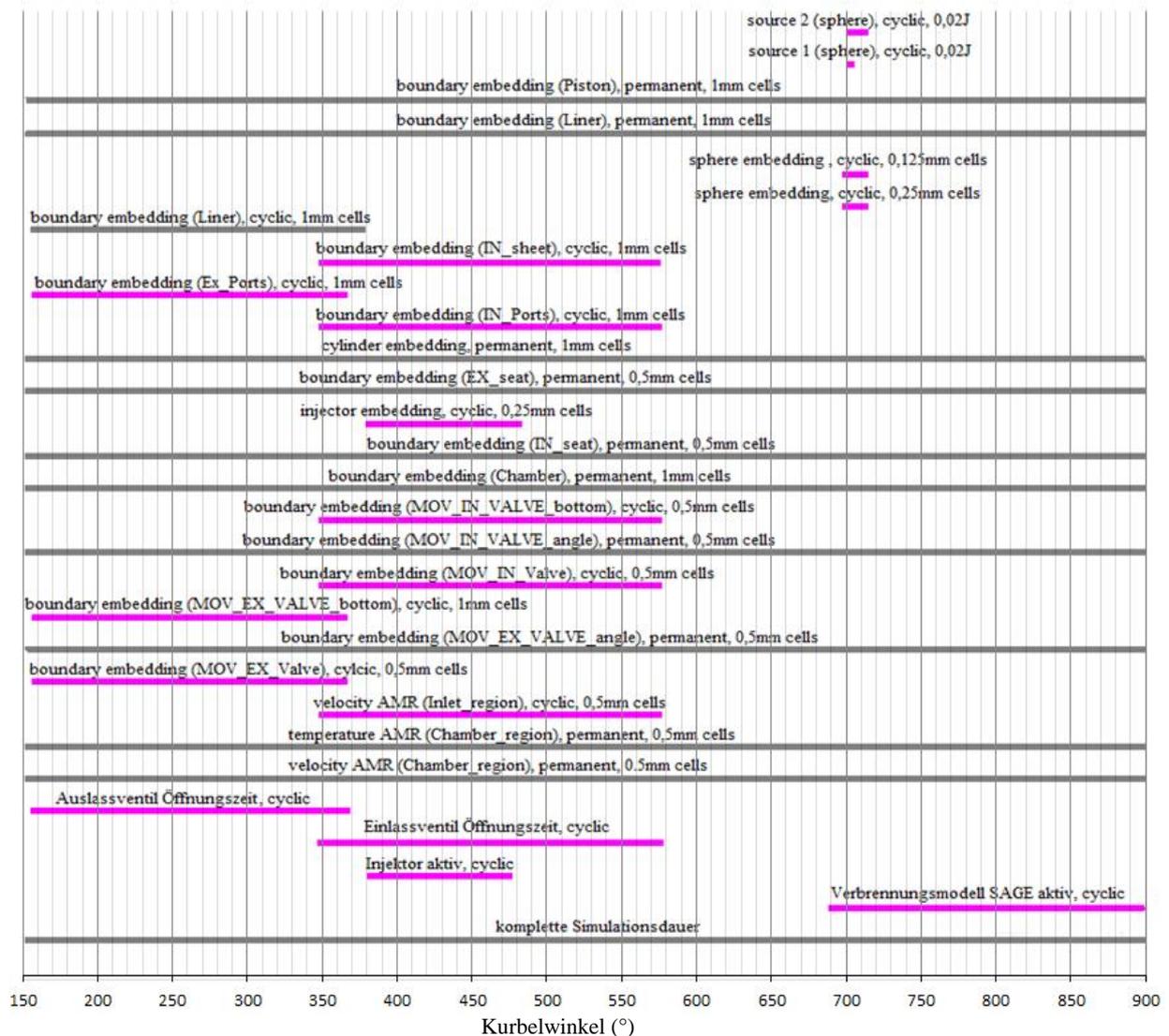


Abbildung 6-8: Darstellung des Simulationsablaufes in Converse

Wie aus der obigen Abbildung ersichtlich, gibt es einige Aktionen die gleichzeitig starten und enden. Der Grund dafür ist, dass die Zellverfeinerungen von der Strömungssituation abhängen. Das bedeutet, wenn zum Beispiel der Auslasskanal geschlossen ist, wird dort auch keine Netzverfeinerung durchgeführt. Weiters wird das Verbrennungsmodell erst knapp, bevor die Energiequelle aktiviert wird, eingeschaltet. Solche Maßnahmen dienen zur Reduktion der Rechenzeit.

6.4 Analyse der Gemischbildung

Die Gemischbildung kann mit Referenzrechnungen aus AVL-Fire verglichen werden. Als Vergleichsgröße wird der *Equivalence Ratio* global und an der Zündkerze herangezogen. Es stehen für den Vergleich sowohl 2D-Daten als auch 3D-Daten zur Verfügung.

6.4.1 Gemischbildung bei 100 bar Einspritzdruck und 5000 U/min

Zur Übersicht der einzelnen Lastpunkte sei auf Tabelle 4 verwiesen. Die Analyse der *Sprayfaktoren* und die *Sprayabstimmung* ist bei 100 bar Einspritzdruck durchgeführt worden. Diese Einstellungen werden auch zur Analyse der Transportierbarkeit der Einstellung auf die anderen Lastpunkte angewendet.

Einspritzdruck	100 bar
Start der Einspritzung	380 °KW
Einspritzdauer	93,8 °KW
eingespritzte Masse	25,7 mg
Öffnungs-/ Schließdauer des Injektors	0,25 ms/ 0,25 ms
Durchflusskoeffizient	0,63
Korrelation für c_v	c_v Korrelation aktiviert
<i>shed_factor</i>	0,25
Turbulente Dispersion	O'Rourke-Modell
α	0,25
kh_cnst1	1,0
kh_cnst2	7,0

Tabelle 5: Eingabedaten für das *Spraymodell* bei 100 bar Einspritzdruck

Tabelle 5 gibt eine Übersicht der zur Bestimmung des Einspritzmodells verwendeten Parameter. Um nun die Qualität der Gemischbildung festzustellen, dient zuerst der Vergleich des globalen *Equivalence Ratio* im Verbrennungsraum. Der globale *Equivalence Ratio* stellt das Verhältnis des Kraftstoff-Luft-Gemischs über den gesamten Brennraum dar.

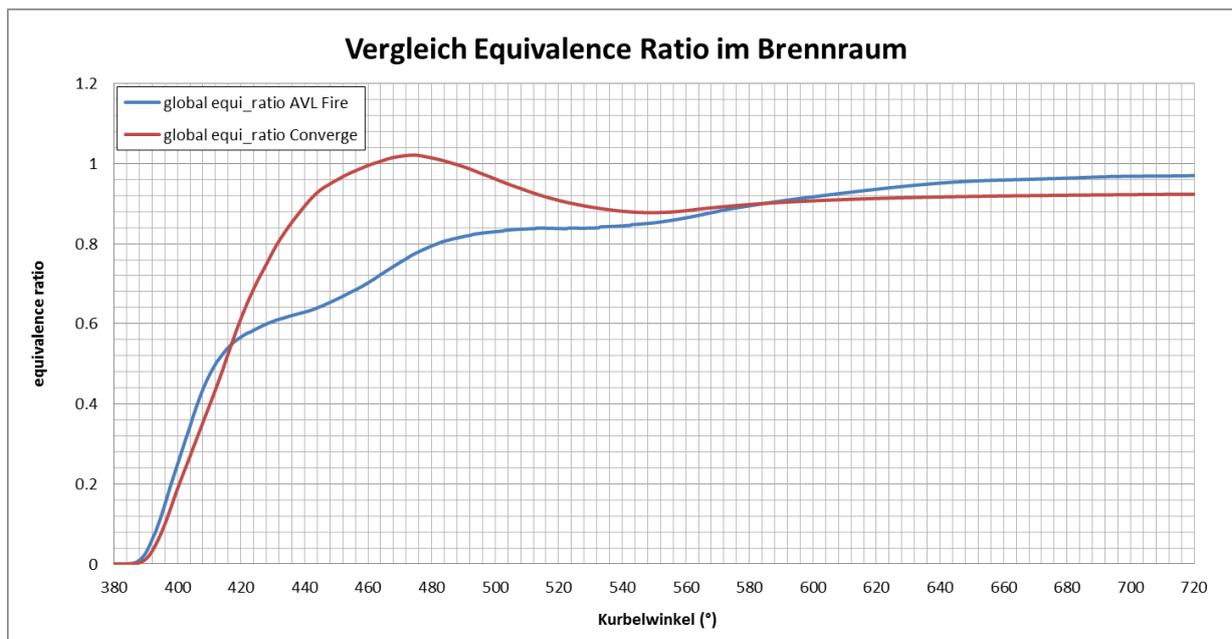


Abbildung 6-9: Verlauf *Equivalence Ratio* im Brennraum bei 100 bar Einspritzdruck

Wie aus Abbildung 6-9 abzuleiten ist, steigt zu Beginn der *Equivalence Ratio* bei der Berechnung mittels Converge sehr stark an. Dies bedeutet, dass die Verdampfung des Kraftstoffs kurz nach Einspritzbeginn bereits einsetzt. Zum Zeitpunkt, an dem der höchste Punkt der roten Kurve erreicht wird, endet die Einspritzung des Kraftstoffs und der *Equivalence Ratio* nimmt ab. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die Einlassventile weiterhin geöffnet bleiben und Luft das Gemisch bei gleichzeitig fortschreitender Verdampfung, verdünnt. Ab zirka 590° Kurbelwinkel wird das Gemisch, bei der Berechnung mittels AVL Fire fetter als in der Berechnung mit Converge. Begründet kann dieser Effekt durch unterschiedliche Zylinderladungen und verschieden starke Rückströmungen von Kraftstoff in den Ansaugkanal werden.

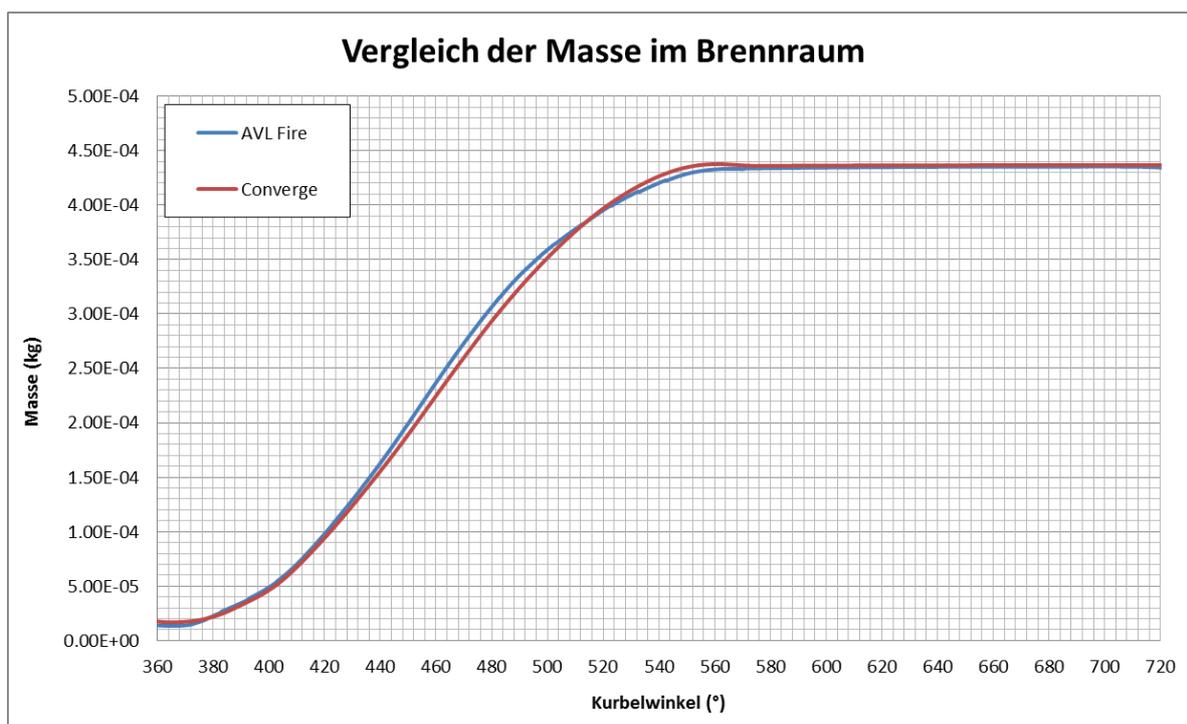


Abbildung 6-10: Massenverläufe im Brennraum bei 5000 U/min

In Abbildung 6-10 ist ersichtlich, dass die Massen im Brennraum zwischen den beiden Berechnungen fast deckungsgleich sind. Auffallend ist, bevor das Einlassventil schließt, die auftretende höhere Rückströmung in den Ansaugkanal der roten Kurve. Dies bestätigt die im oberen Abschnitt getätigte Annahme und führt zu einer Absenkung des *Equivalence Ratio* im Vergleich zur Berechnung mittels AVL Fire.

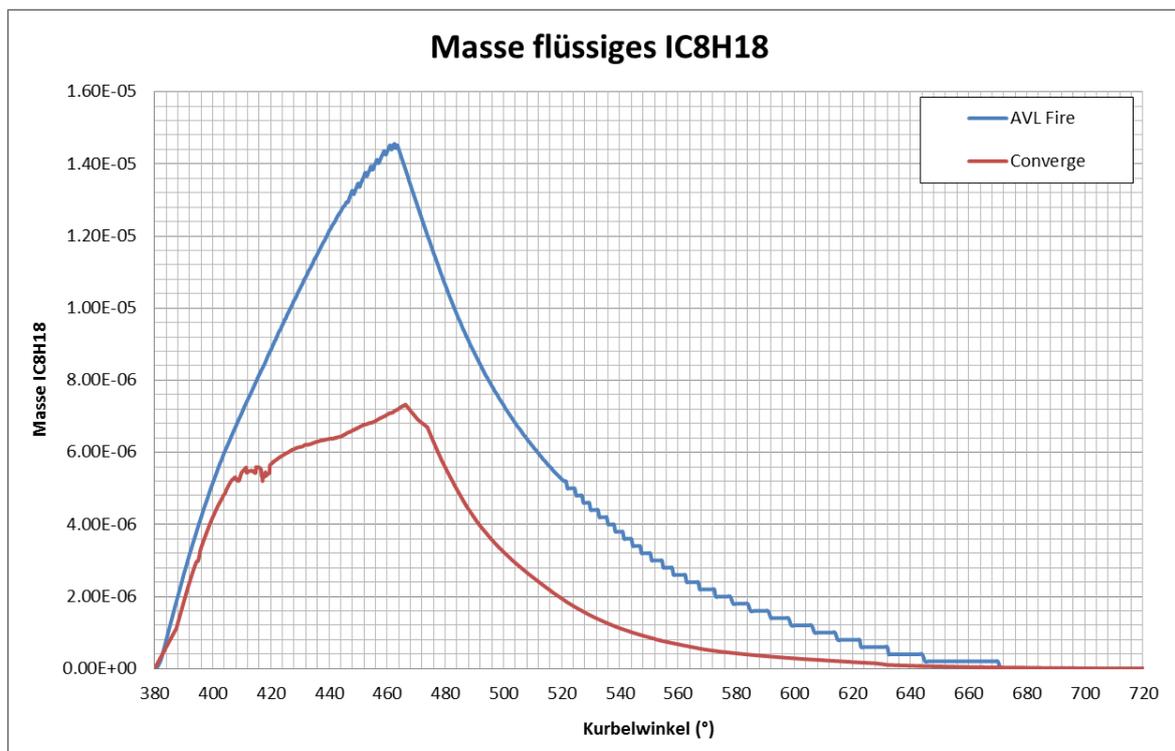


Abbildung 6-11: Vergleich zwischen den flüssigen Massen von IC8H18 bei 100 bar Einspritzdruck

Wie in Abbildung 6-11 erkennbar, ist der Anteil flüssiger Masse bei der Berechnung mittels Converge niedriger, als bei der Berechnung mittels AVL Fire. Da der *Peak* des *Equivalence Ratio* der roten Kurve wesentlich höher ist, decken sich die Aussagen der beiden Kurven. Aus diesem Grund kann angenommen werden, dass die Verdampfung in Converge viel schneller erfolgt, als in der Berechnung mit AVL Fire. Der Grund dafür kann einerseits in der Definition des sekundären *Breakup* Modells liegen, oder durch unterschiedliche Sauterdurchmesser herbeigeführt werden. Ein weiterer Grund für eine schnellere Verdampfung in Converge kann das Verdampfungsmodell direkt sein. Dieses Verdampfungsmodell kann jedoch nicht durch Parameter verändert werden.

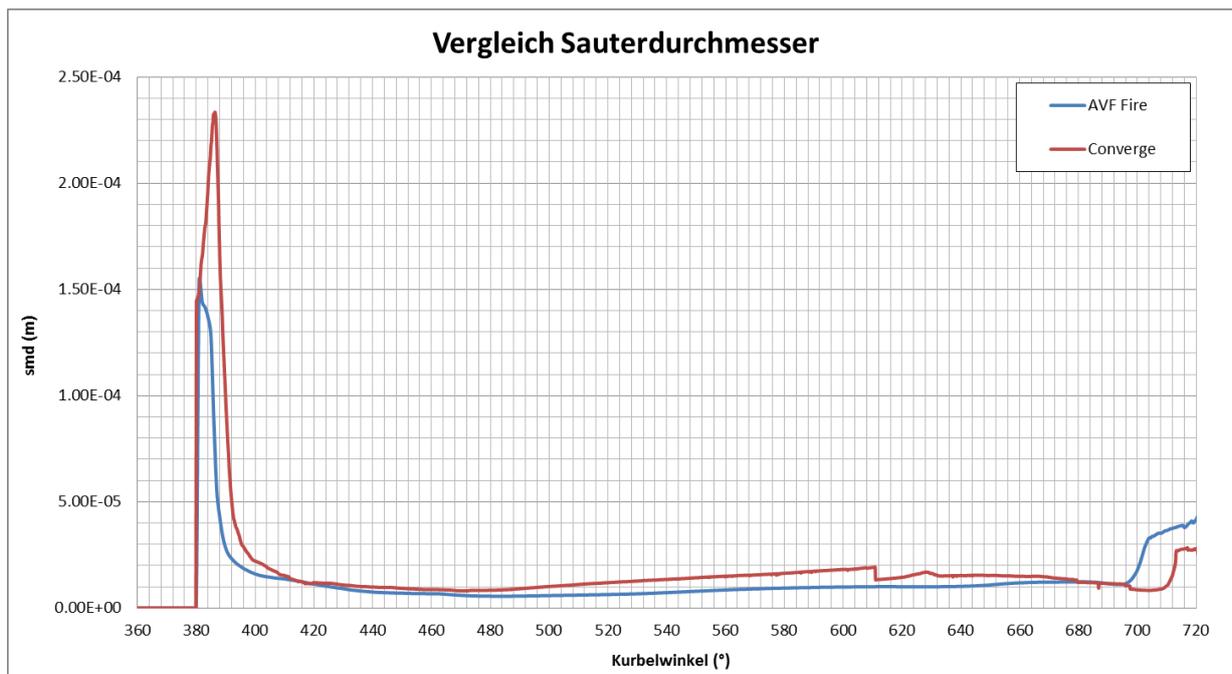


Abbildung 6-12: Vergleich der Sauterdurchmesser bei 100 bar Einspritzdruck

Der Vergleich des Sauterdurchmessers (Abbildung 6-12) zeigt eine gute Übereinstimmung zwischen den beiden Berechnungen. Daraus kann man schließen, dass die bessere Verdampfung (Abbildung 6-9) auf die Einstellungen des sekundären *Breakup*-Modells zurückzuführen ist. Einer weiteren, für die Verbrennungsrechnung essentielle, Analyse der Gemischbildung bedarf es in der Nähe der Zündkerze. Aus diesem Grund werden die Werte für den *Equivalence Ratio* rund um die Zündkerze in einer eigenen Datei ausgeschrieben und können verglichen werden.

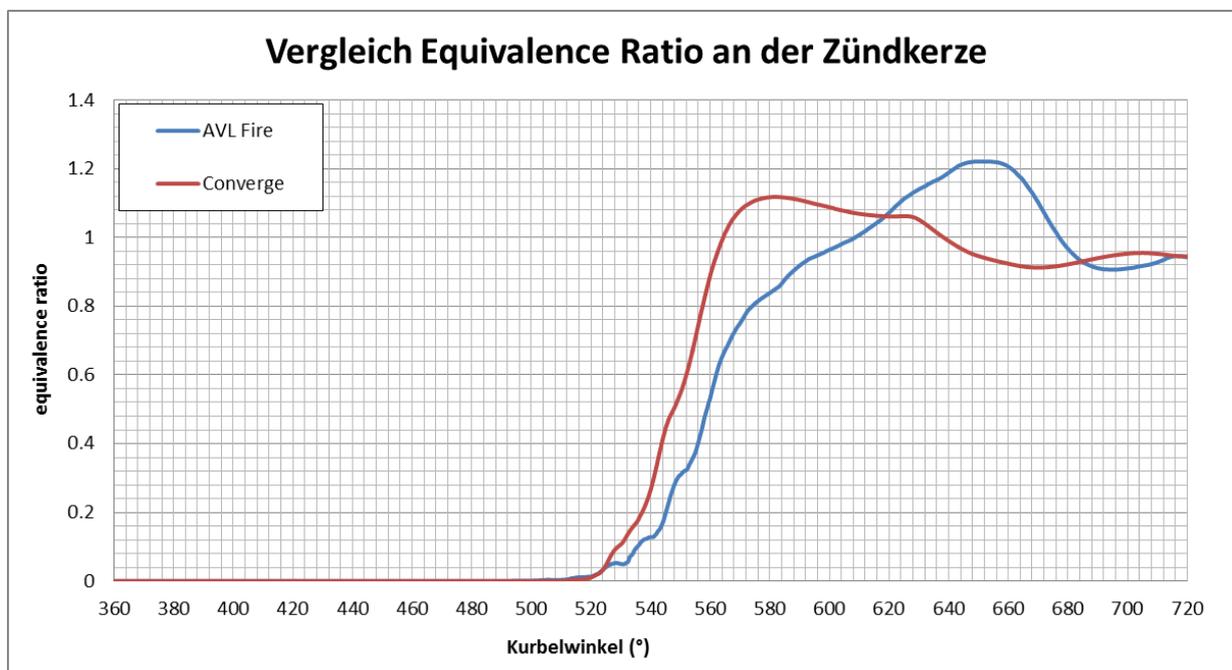


Abbildung 6-13: Equivalence Ratio an der Zündkerze bei 100 bar Einspritzdruck

Die Analyse des Luft-Kraftstoff-Gemischs an der Zündkerze gibt Informationen über die Bedingungen bei Zündbeginn preis. Dabei treten, wie in Abbildung 6-13 dargestellt, dieselben Unterschiede zwischen der blauen und roten Kurve auf, wie sie schon herausgearbeitet worden sind. Kurz bevor die Zündung einsetzt, pendeln sich jedoch die

Kurven ein und stellen in beiden Berechnungen ähnliche Zündbedingungen dar.

Die Annahmen, die durch die Analyse der 2D-Daten getroffen worden sind, werden nun durch die Analyse der 3D-Daten kontrolliert. Durch die Analyse der 3D-Daten sieht man die qualitativen Unterschiede der Gemischbildung im Brennraum.

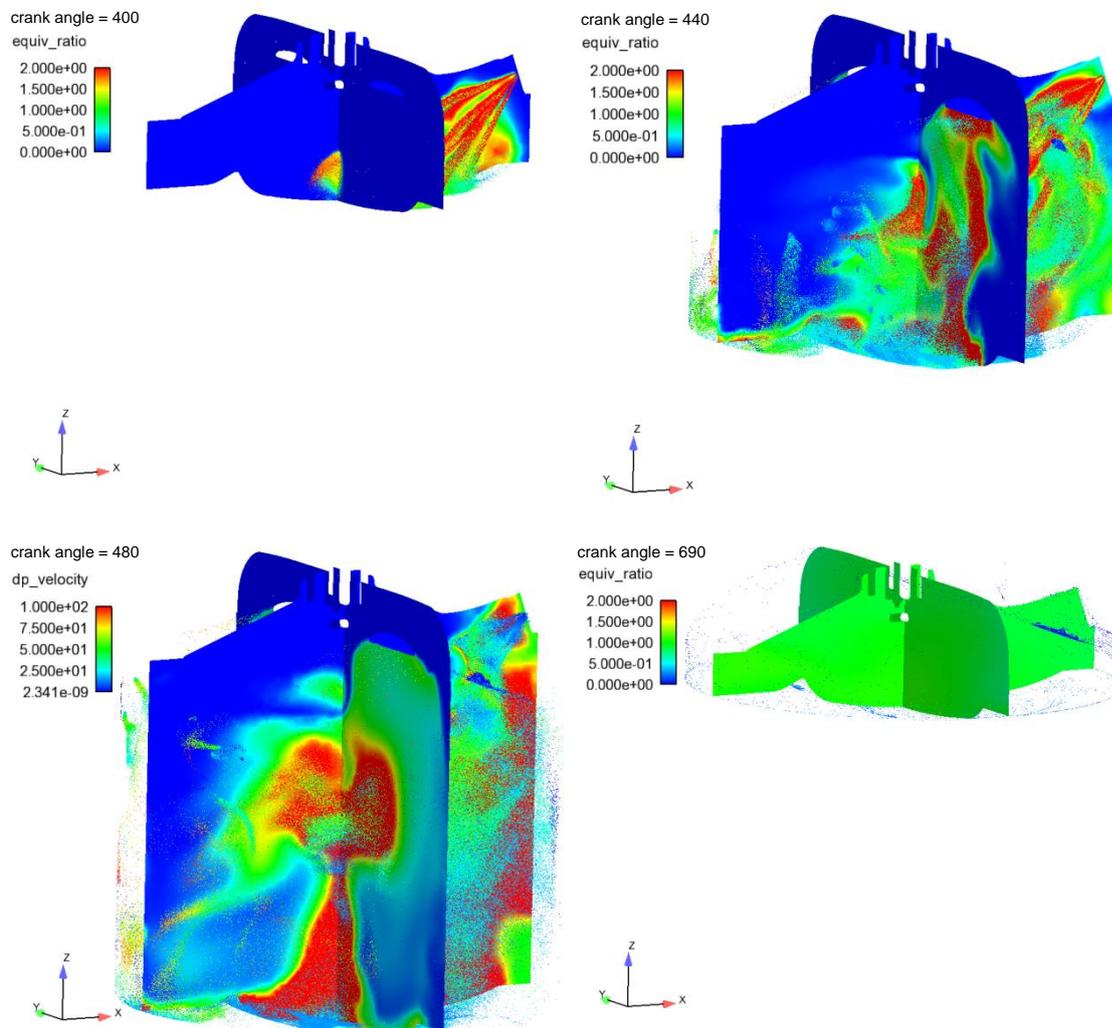


Abbildung 6-14: Equivalence Ratio bei Kurbelwinkel 400°, 440°, 480° und 690°, Converge

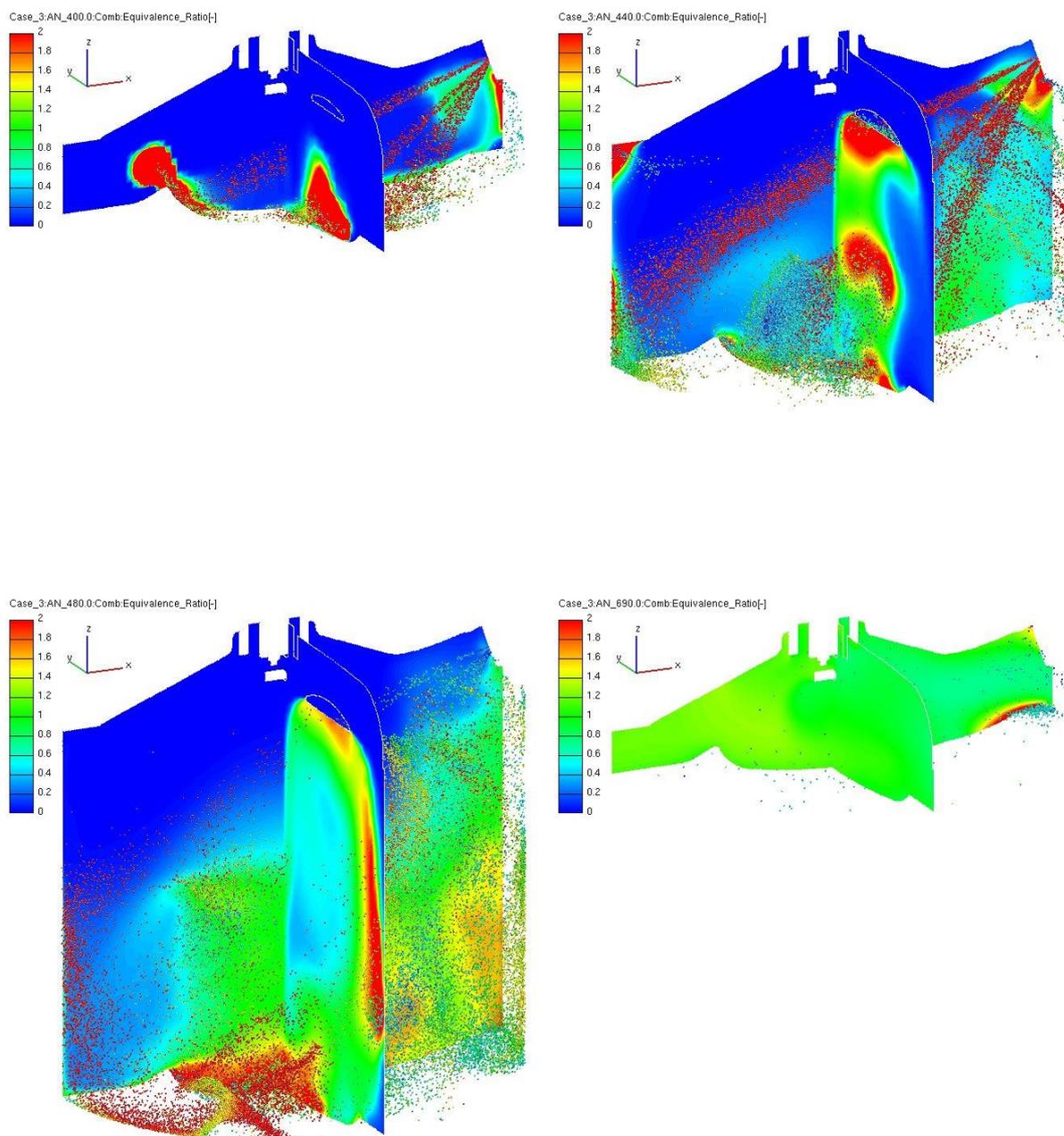


Abbildung 6-15: Equivalence Ratio bei Kurbelwinkel 400°, 440°, 480° und 690°, AVL Fire

Aus dem Vergleich der Abbildung 6-14 mit der Abbildung 6-15 kann man die Unterschiede zwischen der Berechnung mittels Converge und der Referenzrechnung mittels AVL Fire herausarbeiten. Bei einer Kurbelwellenstellung von 400° ist beim Vergleich der Bilder auffällig, dass der Einspritzstrahl bei der Berechnung mit AVL Fire den Brennraum mit hoher Geschwindigkeit durchdringt und an der Kolbenwand aufschlägt. Im Gegensatz dazu zerstäubt der Einspritzstrahl bei der Simulation mit Converge sehr gut und somit wird die Eindringtiefe herabgesetzt. Weiters ist auch noch, durch die grünen Zonen im ersten Bild der Abbildung 6-14 gekennzeichnet, der *Equivalence Ratio* weitaus höher als in der AVL Fire-Berechnung. Das bedeutet, dass die kinetische Energie bei der Berechnung mittels Converge niedriger ist und die Verdampfungsbedingungen sehr schnell erfüllt werden. Dadurch ergibt sich ein höherer *Equivalence Ratio* bereits bei 400° KW. Betrachtet man das Bild bei 440°

°KW der Converge Rechnung, so sind bereits große rote und grüne Flächen in der Abbildung zu erkennen. Die roten Flächen beschreiben örtlich fette Zonen und die grünen Flächen beschreiben Gebiete, in denen nahezu ein stöchiometrisches Verhältnis herrscht. Im Vergleich dazu durchdringen die Einspritzstrahlen der AVL Fire-Berechnung, nahezu ohne merkliche Zerstäubung, den Brennraum und hinterlassen in der Bewegungsrichtung des Einspritzstrahles fette Zonen im Brennraum. Dabei ist sogar ein Wandkontakt an der gegenüberliegenden Zylinderwand auszumachen. Der Großteil der eingespritzten Kraftstoffmasse liegt hier noch in flüssiger Form vor. Analysiert man das Bild bei 480° Kurbelwinkel (Abbildung 6-14) genauer, so ist zu erkennen, dass sich der Kraftstoff hauptsächlich zwischen Brennraummitte und Injektorseite aufhält. Durch die *Tumble*strömung wird auf der Auslassseite ein Luftpolster aufgebaut, der die Wandanlagerung an der gegenüberliegenden Zylinderwand verhindert. Es bauen sich bei der Converge-Simulation große fette Zonen in der Brennraummitte und auf der Injektorseite auf. Dabei kann es zu Wandanlagerungen auf der Injektorseite kommen. Die Ergebnisse der AVL Fire-Berechnung liefern in diesem Bereich die gleichen Erkenntnisse. Dort liegt jedoch der Schwerpunkt der Kraftstoffverteilung eher an der Kolbenwand. Weiters ist zu erkennen, dass bei der Berechnung mit Converge wesentlich mehr Kraftstoffmasse verdampft ist, und dadurch die Flächen großer Kraftstoffanreicherung größer sind. Die vierten Bilder in Abbildung 6-14 und Abbildung 6-15 zeigen die Verteilung des Treibstoffs kurz vor Zündbeginn. In der Converge-Simulation liegt bereits vollständig homogenes Gemisch vor, das ein globales leicht fettes Gemisch darstellt. Bei der Simulation mittels AVL Fire ist noch eine geringe Schichtung der Kraftstoffladung zu erkennen, wobei auf der Injektorseite sogar eine fette Zone aufgrund von Wandanlagerungen auftritt.

6.4.2 Gemischbildung bei 90 bar Einspritzdruck und 2500 U/min

Zur Modellierung des Einspritzmodells wird die Justierung von der Rechnung mit 100 bar Einspritzdruck übernommen. Es soll dadurch die Übertragbarkeit der Eingabewerte auf verschiedene Lastpunkte ausgetestet werden. Die Analyse der einzelnen Parameter wird gleich durchgeführt wie bei der vorigen Rechnung. Es sollen auch Tendenzen herausgearbeitet werden, wie sich der Einfluss der Parameter auf die einzelnen Lastpunkte auswirkt.

Einspritzdruck	90 bar
Start der Einspritzung	435 °KW
Einspritzdauer	44,1 °KW
eingespritzte Masse	24,1 mg
Öffnungs-/ Schließdauer des Injektors	0,25 ms/ 0,25 ms
Durchflusskoeffizient	0,63
Korrelation für c_v	c_v Korrelation aktiviert
shed_factor	0,25
Turbulente Dispersion	O'Rourke-Modell
balpha	0,25
kh_cnst1	1,0
kh_cnst2	7,0

Tabelle 6: Eingabedaten für das *Spraymodell* bei 90 bar Einspritzdruck

Wie der Tabelle 6 zu entnehmen ist, ändern sich die Parameter für das Einspritzmodell nicht. Es werden lediglich die Zeiten und die Masse auf den gegebenen Lastpunkt angepasst.

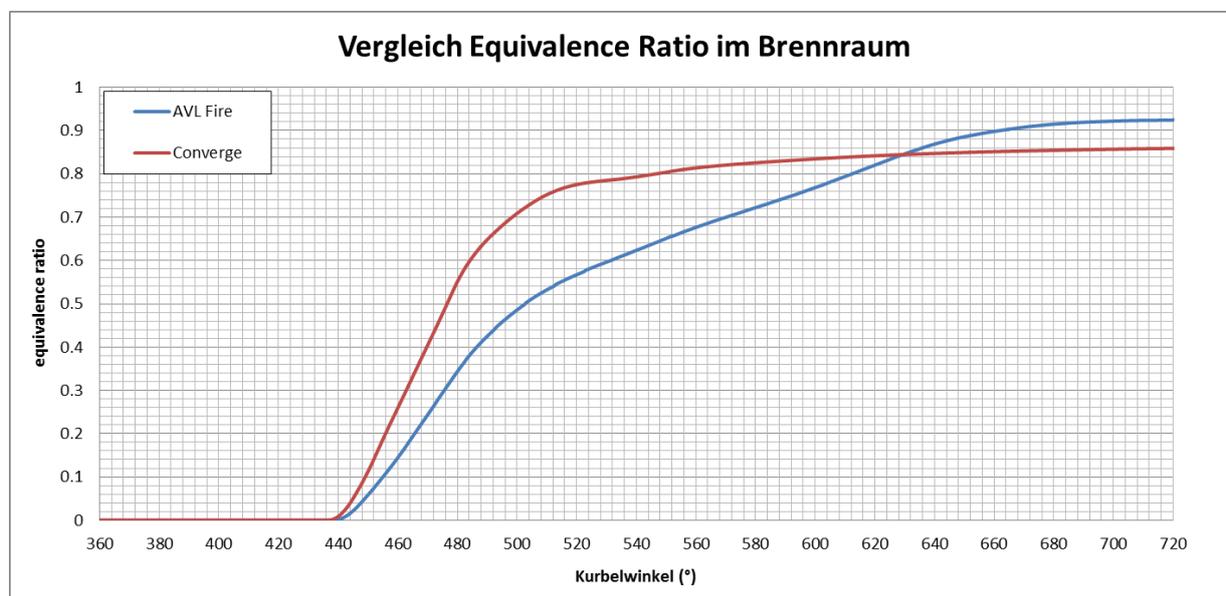


Abbildung 6-16: Verlauf *Equivalence Ratio* im Brennraum bei 90 bar Einspritzdruck

Aus den beiden Kurven in Abbildung 6-16 kann ein ähnlicher Zusammenhang abgeleitet werden wie aus Abbildung 6-9. Die Differenz am Ende der beiden Kurven ist jedoch angestiegen. Aus der Analyse des Referenzmodells geht hervor, dass eine etwas höhere Kraftstoffmaße, als beim Lastpunkt angegeben, verwendet worden ist. Aus diesem Grund ist das Gemisch bei der Berechnung mittels AVL Fire gegen Ende der Verdichtung global fetter, als bei der Berechnung mittels Converge.

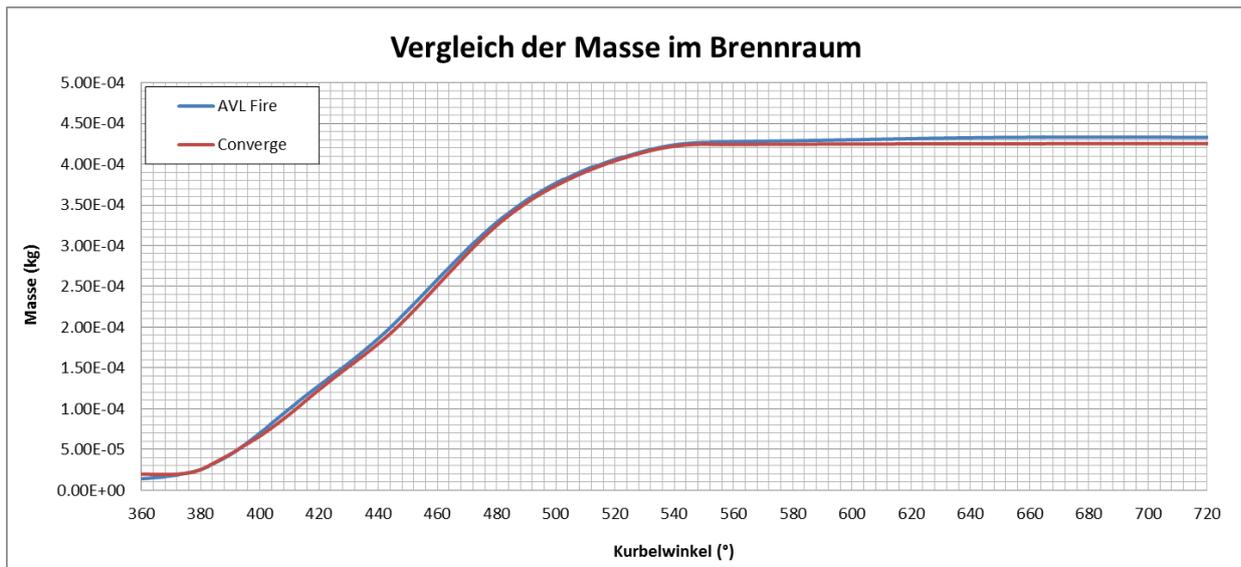


Abbildung 6-17: Massenverläufe im Brennraum bei 2500 U/min

Der Massenverlauf im Brennraum, laut Abbildung 6-17, ist mit dem Massenverlauf der Referenzrechnung nahezu ident. Im Vergleich zu Abbildung 6-10 tritt bei der Simulation mittels Converge keine Rückströmung in den Einlasskanal auf. Auf den Ladungswechsel bezogen, stellt sich heraus, dass zumindest das Netz auf einen anderen Lastpunkt ohne Probleme übertragen werden kann. Da die Zylinderladung laut obiger Abbildung nahezu identisch mit der Referenzrechnung ist, kann der Unterschied im globalen *Equivalence Ratio* nur in der unterschiedlichen Kraftstoffmasse im Brennraum liegen. Dabei kann auch Kraftstoffmasse durch Rückströmen in den Einlasskanal gelangen und somit senkt sich auch der *Equivalence Ratio*. Die insgesamt eingebrachte Kraftstoffmasse ist bei der AVL Fire-Rechnung definitiv etwas höher.

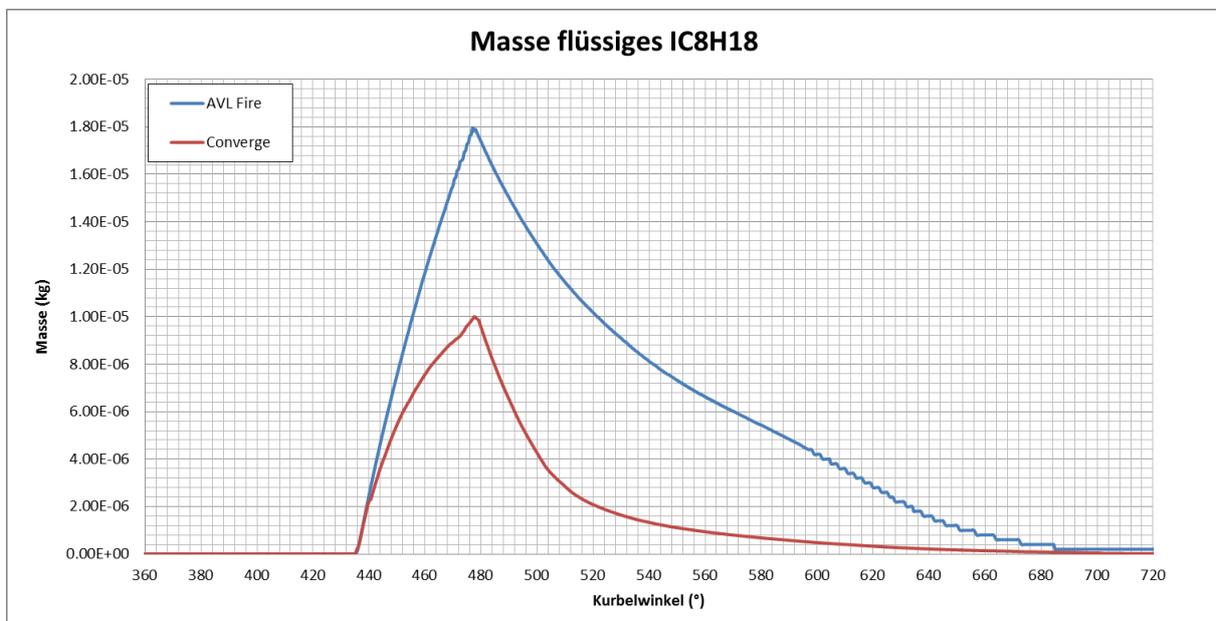


Abbildung 6-18: Vergleich zwischen den flüssigen Massen von IC8H18 bei 90 bar Einspritzdruck

Wie auch in Abbildung 6-18 wiederum zu sehen ist, verdampft der Kraftstoff bei der Berechnung mit Converge wesentlich schneller als bei der Referenzrechnung. Dadurch ergibt sich auch ein höherer Anteil, der in flüssiger Form vorliegenden Kraftstoffmasse. Bis zum Zündzeitpunkt verdampft jedoch auch in der Referenzrechnung der flüssige Kraftstoff.

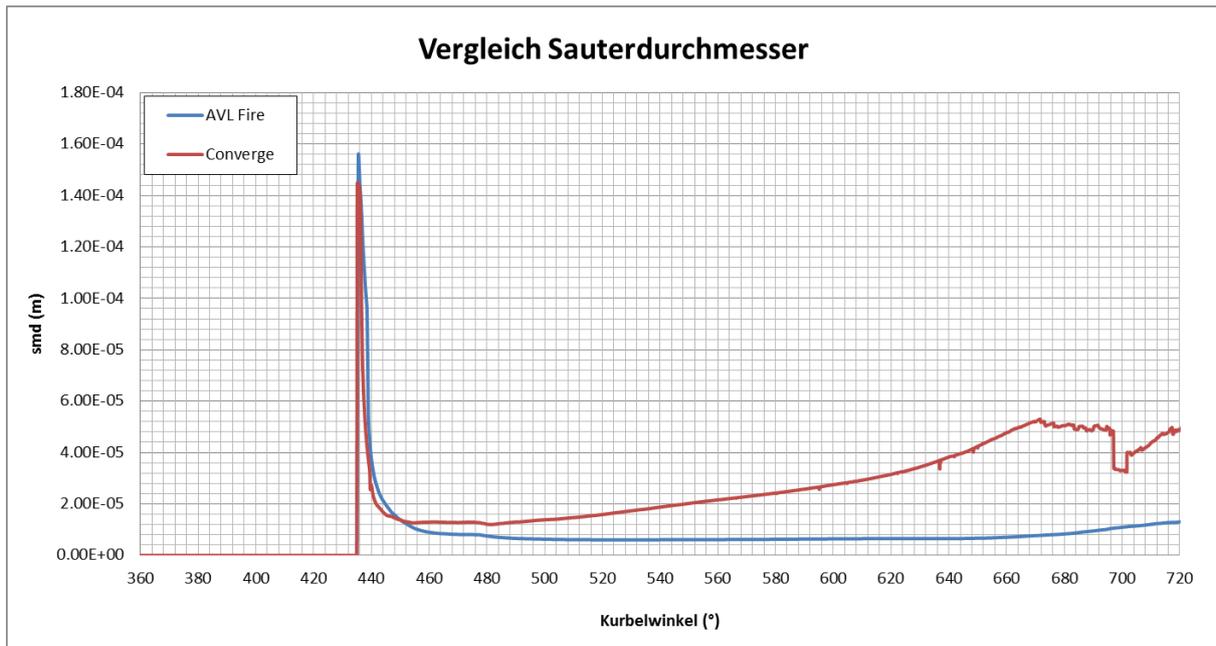


Abbildung 6-19: Vergleich der Sauterdurchmesser bei 90 bar Einspritzdruck

Der mittlere Sauterdurchmesser ist zu Beginn der Einspritzung auf einem niedrigen Niveau. Mit der Zeit vergrößert sich der Sauterdurchmesser und übersteigt, wie in Abbildung 6-19 ersichtlich, deutlich das Niveau der Referenzrechnung. Trotzdem verdampft der Kraftstoff in der Converge-Rechnung sehr rasch. Aus diesem Grund ist keine Adaption des sekundären *Breakup* Modells notwendig.

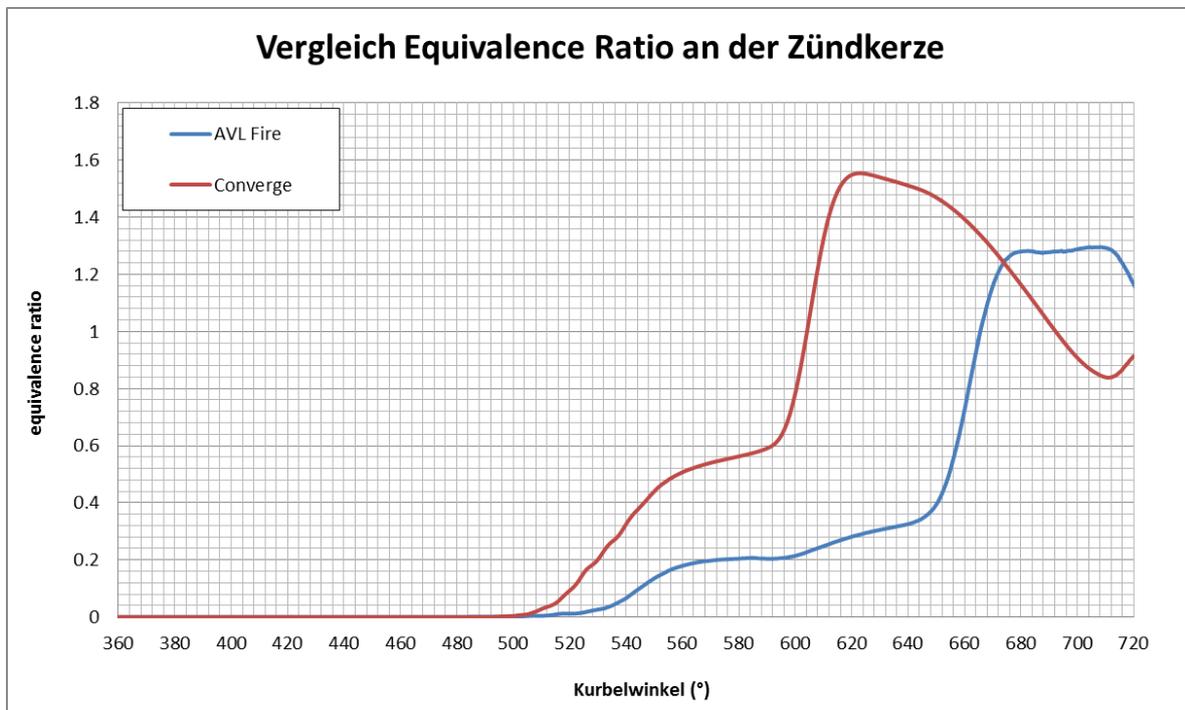


Abbildung 6-20: Equivalence Ratio an der Zündkerze bei 90 bar Einspritzdruck

Durch die sehr starke Verdampfung des Kraftstoffes in der Converge-Rechnung tritt bereits bei der Verdichtung sehr fettes Gemisch um die Zündkerze auf. Dieses wird verdünnt und liegt beim Zündzeitpunkt im stöchiometrischen Bereich. Der Vergleich der beiden Kurven in

Abbildung 6-20 spiegelt das bisher beschriebene Verhalten der beiden Berechnungen wider. Für den qualitativen Vergleich der Gemischbildung mit der Referenzrechnung werden wieder die 3D-Ergebnisse herangezogen.

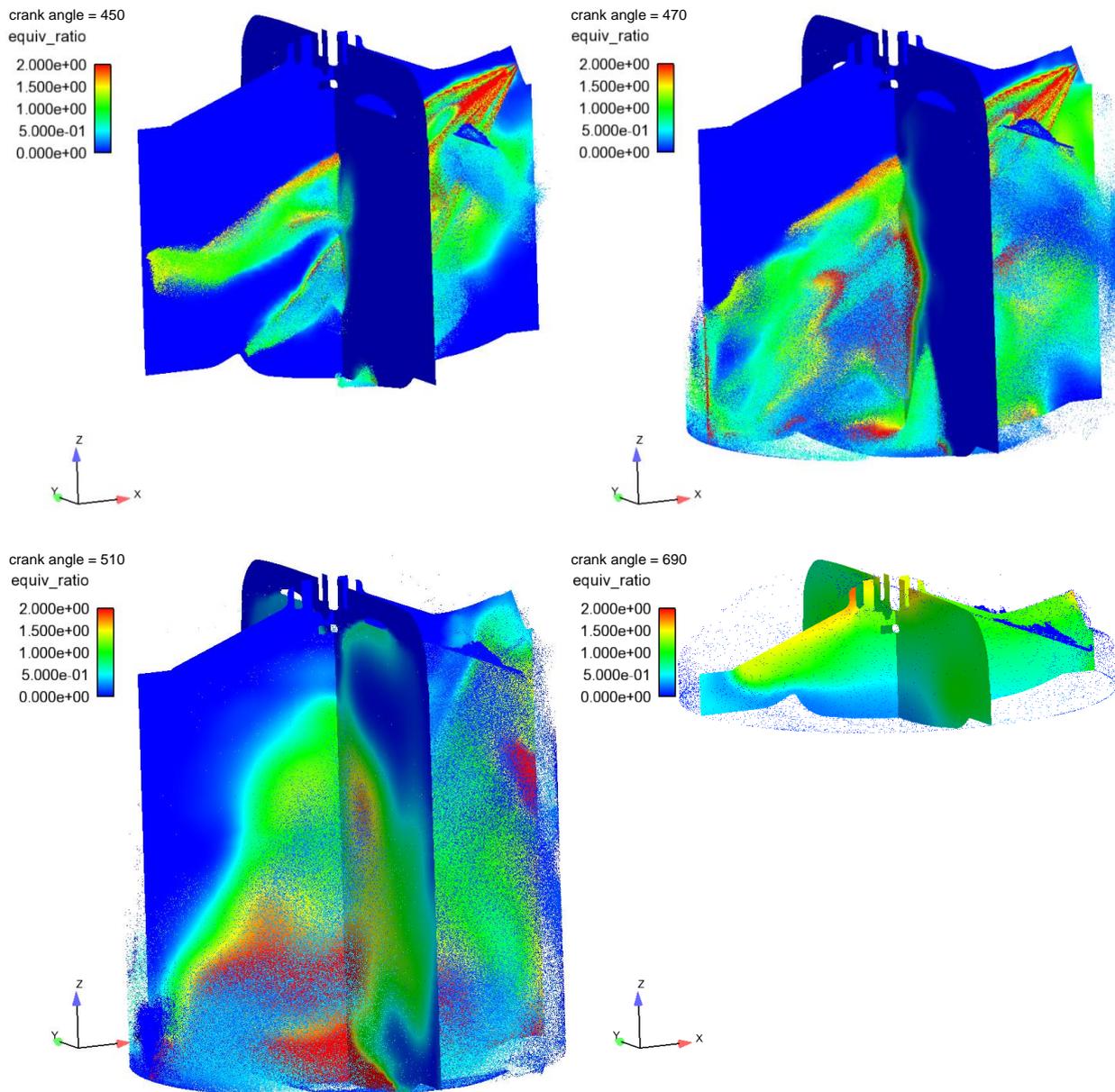


Abbildung 6-21: *Equivalence Ratio* bei Kurbelwinkel 450°, 470°, 510° und 690°, Converge

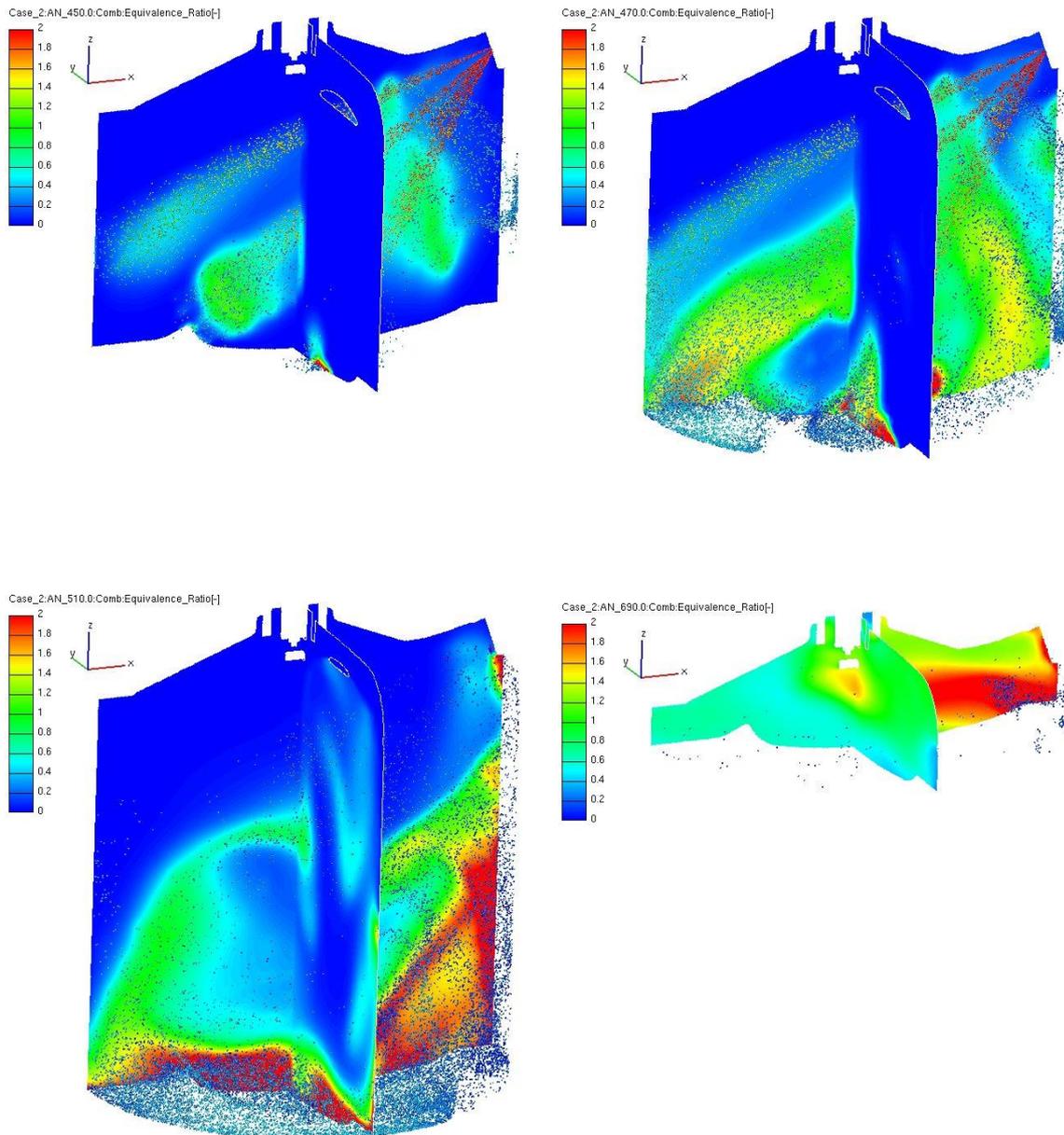


Abbildung 6-22: Equivalence Ratio bei Kurbelwinkel 450°, 470°, 510° und 690°, AVL Fire

Im ersten Bild in Abbildung 6-21 ist der *Equivalence Ratio* bei 450° Kurbelwinkel dargestellt. Im Vergleich zur Referenzrechnung, die in Abbildung 6-22 zu sehen ist, verdampft der Kraftstoff bereits nach dem Einspritzbeginn, um einiges besser. Aus diesem Grund bilden sich mehr grüne und rote Flächen am Bild aus. Die Eindringtiefe des Kraftstoffstrahls ist in diesem Lastpunkt größer als im vorigen. Dies führt, wie im zweiten Bild der Converge-Rechnung zu sehen ist, zur Verschiebung der Kraftstoffwolke in Auslassrichtung. Dabei sind sich die Bilder aus der Converge- und aus der AVL Fire-Berechnung sehr ähnlich. Durch die vorherrschende *Tumble*strömung wird, wie in Bild 3 der Abbildung 6-21 und Abbildung 6-22 ersichtlich, die Ladungsmaße in Richtung Kolbenoberfläche gedrückt und es entstehen fette Zonen in diesem Bereich. Die Kraftstoffmasse bleibt, im Vergleich zur Fire-Simulation, mehr im Zentrum des Brennraumes. Gegen Ende der Verdichtung ist im Vergleich zum vorigen Lastpunkt eine größere Ladungsschichtung vorhanden, wobei bei beiden Berechnungen zündfähiges Gemisch an der Zündkerze zur Verfügung steht. Die ausgeprägte fette Zone auf der Einlassseite aus Abbildung 6-22 kann bei der Converge-Simulation nicht nachgewiesen

werden. Da aus den 2D-Daten hervorgeht, dass das verwendete Modell in Converge eine wesentlich schnellere Verdampfung als die Referenzrechnung einleitet, hat sich diese Kraftstoffwolke vermutlich schon früher verdünnt.

6.4.3 Gemischbildung bei 40 bar Einspritzdruck und 2000 U/min

Das Einspritzmodell für den dritten Lastpunkt wird ebenfalls von der Rechnung mit 100 bar Einspritzdruck abgeleitet. Die Analyse der Gemischbildung wird analog zu den vorigen Lastpunkten durchgeführt. Im Vergleich zu den vorigen Berechnungen ist die eingespritzte Kraftstoffmenge im dritten Lastpunkt wesentlich geringer. Diese drei Berechnungen beziehen sich auf charakteristische Auslegungspunkte im Motorkennfeld und unterscheiden sich hinsichtlich Drehzahl und Mitteldruck (BMEP) sehr stark voneinander. Dadurch kann die Übertragbarkeit der Parameter zur Einspritzmodellierung über größere Distanzen im Kennfeld festgestellt werden.

Einspritzdruck	40 bar
Start der Einspritzung	420 °KW
Einspritzdauer	23,3 °KW
eingespritzte Masse	7,9 mg
Öffnungs-/ Schließdauer des Injektors	0,25 ms/ 0,25 ms
Durchflusskoeffizient	0,63
Korrelation für c_v	c_v Korrelation aktiviert
shed_factor	0,25
Turbulente Dispersion	O'Rourke-Modell
balpha	0,25
kh_cnst1	1,0
kh_cnst2	7,0

Tabelle 7: Eingabedaten für das *Spray*modell bei 40 bar Einspritzdruck

Der Tabelle 7 sind die Werte der Parameter für das *Spray*modell zu entnehmen. Die Parameter zur Charakterisierung von sekundärem *Breakup* Modell und Verdampfung ändern sich nicht.

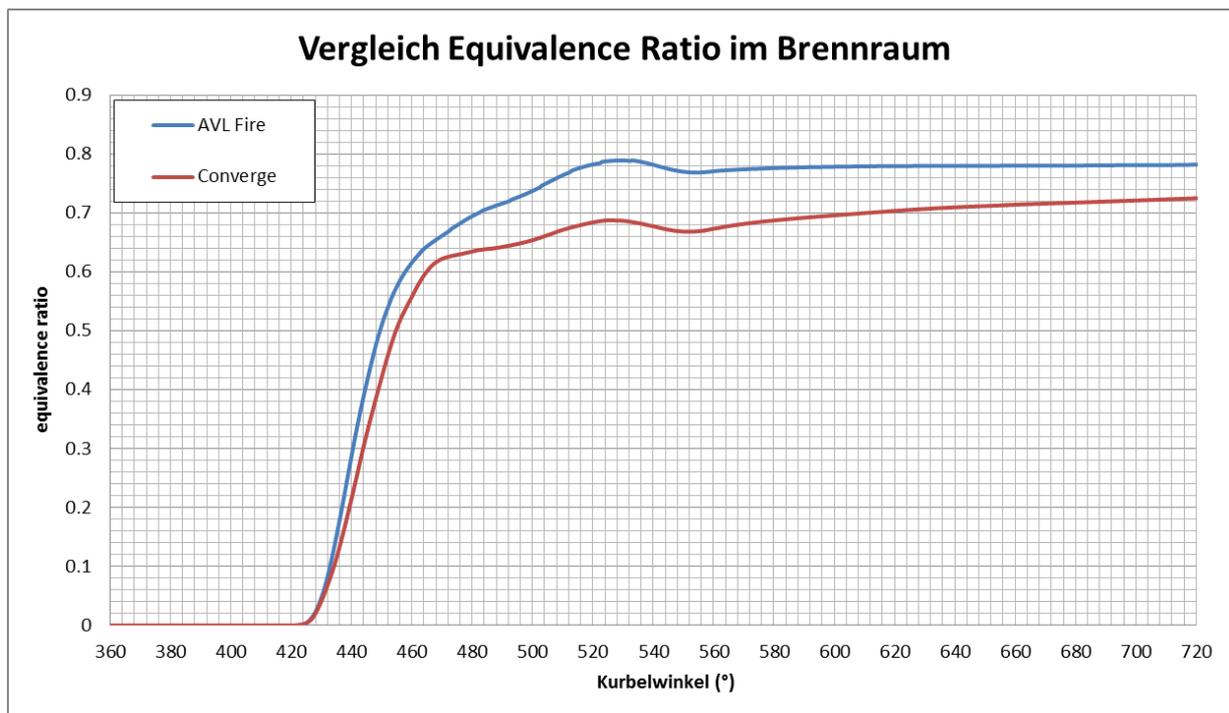


Abbildung 6-23: Verlauf *Equivalence Ratio* im Brennraum bei 40 bar Einspritzdruck

Betrachtet man die beiden Kurven des *Equivalence Ratio* (Abbildung 6-23), so stellt sich heraus, dass bei dieser Rechnung der Anteil verdampfter Kraftstoffmasse niedriger ist, als in der Referenzrechnung. Die Kurve des *Equivalence Ratio* der Fire-Rechnung liegt von Beginn an oberhalb der Kurve der Converge-Rechnung. Dennoch zeigen die beiden Verläufe eine ähnliche Charakteristik auf. Gegen Ende hin nähert sich die Converge-Rechnung wieder etwas der Referenzrechnung an. Der Unterschied des *Equivalence Ratio* kurz vor Zündbeginn kann auf eine höhere Kraftstoffmasse in der Fire-Rechnung zurückgeführt werden. Der Grund für die Anfettung bei der Referenzrechnung, im Vergleich zu den Prüfstandsdaten, ist leider nicht bekannt. Im Vergleich zu den anderen Lastpunkten zeigt Converge hier erstmals einen langsameren Anstieg des *Equivalence Ratio* als die Fire-Rechnung.

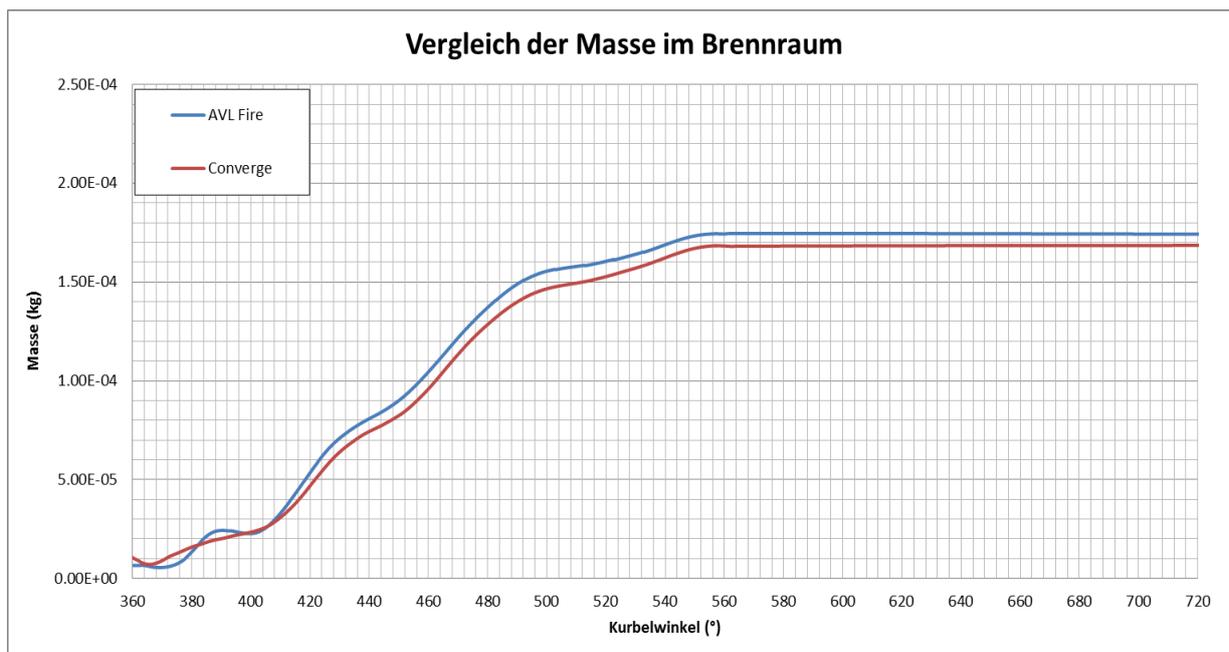


Abbildung 6-24: Massenverläufe im Brennraum bei 2000 U/min

Die Charakteristik des Ladungswechsel ändert sich ein wenig im Vergleich zu den anderen Lastpunkten. Wie in Abbildung 6-24 ersichtlich, tritt eine leicht schwingende Einströmung der Frischladung auf. Dies wird durch eine andere Druckrandbedingung am Einlass verursacht. Der Grund für die etwas stärker Schwingung der Referenzrechnung zu Beginn kann durch einen später gesetzten Startzeitpunkt der Rechnung hervorgerufen werden. Dennoch zeigen die beiden Verläufe eine recht gute Übereinstimmung, trotz etwas höherer Frischluftladung der Referenzrechnung. Daraus kann man schließen, da in allen drei Lastpunkten die Massenverläufe nahezu ident sind, dass Converge, hinsichtlich der strömungsrelevanten Größen, eine gute Abbildungsqualität zur Verfügung stellen kann.

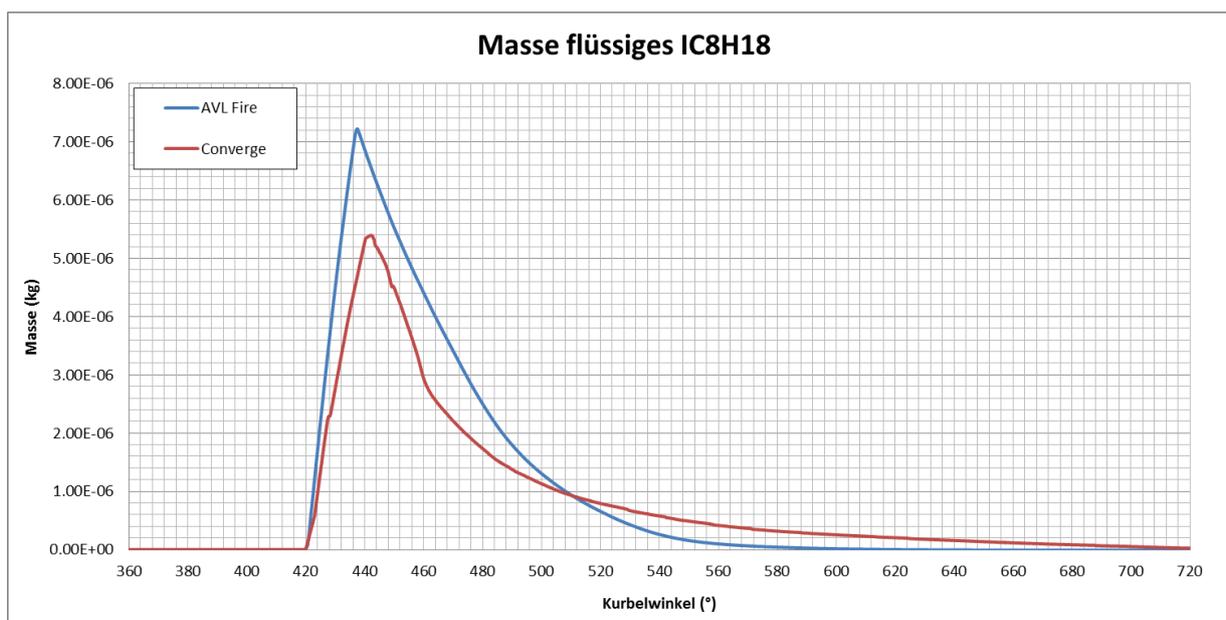


Abbildung 6-25: Vergleich zwischen den flüssigen Massen von IC8H18 bei 40 bar Einspritzdruck

Die beiden Massenverläufe des flüssig vorliegenden Kraftstoffes (Abbildung 6-25) nähern sich hier, im Vergleich zu den anderen Lastpunkten, näher an. Zu Beginn der Einspritzung zeigt das Verdampfungsmodell in Converge jedoch eine bessere Verdampfung des Kraftstoffes. Etwas später verdampft der Kraftstoff in der Referenzrechnung jedoch deutlich schneller. Diese Charakteristik ist in den zuvor analysierten Lastpunkten noch nicht aufgetreten. Somit kann die Verallgemeinerung, dass der Kraftstoff in der Converge-Rechnung schneller verdampft, nicht geltend gemacht werden.

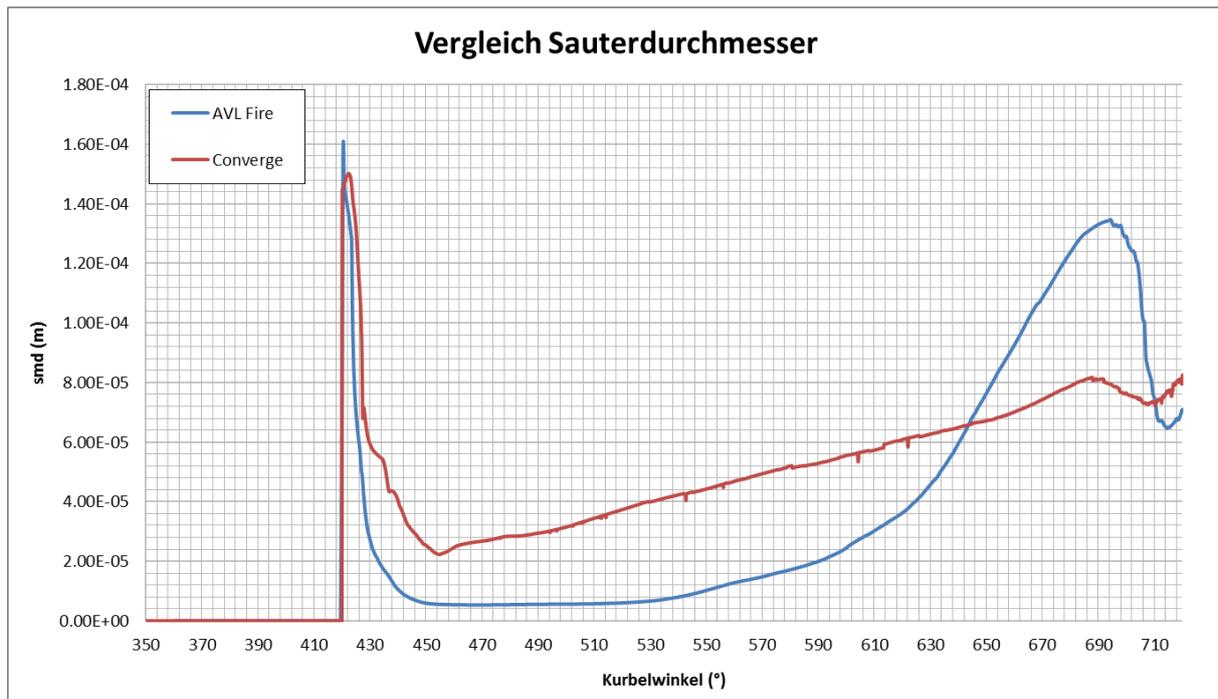


Abbildung 6-26: Vergleich der Sauterdurchmesser bei 40 bar Einspritzdruck

Der *Peak* des Sauterdurchmessers zu Beginn der Einspritzung weist bei beiden Berechnungen die gleiche Größenordnung auf. Danach kann aus Abbildung 6-26 entnommen werden, dass der Sauterdurchmesser der Referenzrechnung wesentlich stärker abnimmt und das niedrige Niveau hält. Der Sauterdurchmesser der Converge-Rechnung nimmt hingegen wieder stetig, bis zum Zündzeitpunkt, zu. In der Referenzrechnung steigt der Sauterdurchmesser vor der Verbrennung wieder stark an. Durch den Vergleich mit den anderen Lastpunkten kann die Annahme getroffen werden, dass die getroffenen Einstellungen des sekundären *Breakup* Modells andere Ergebnisse liefern als die Referenzrechnungen. Speziell jene Parameter, die Einfluss auf den Sauterdurchmesser haben, müssen für die einzelnen Lastpunkte adaptiert werden, um ein ähnliches Verdampfungsverhalten wie in der Referenzrechnung zu erreichen.

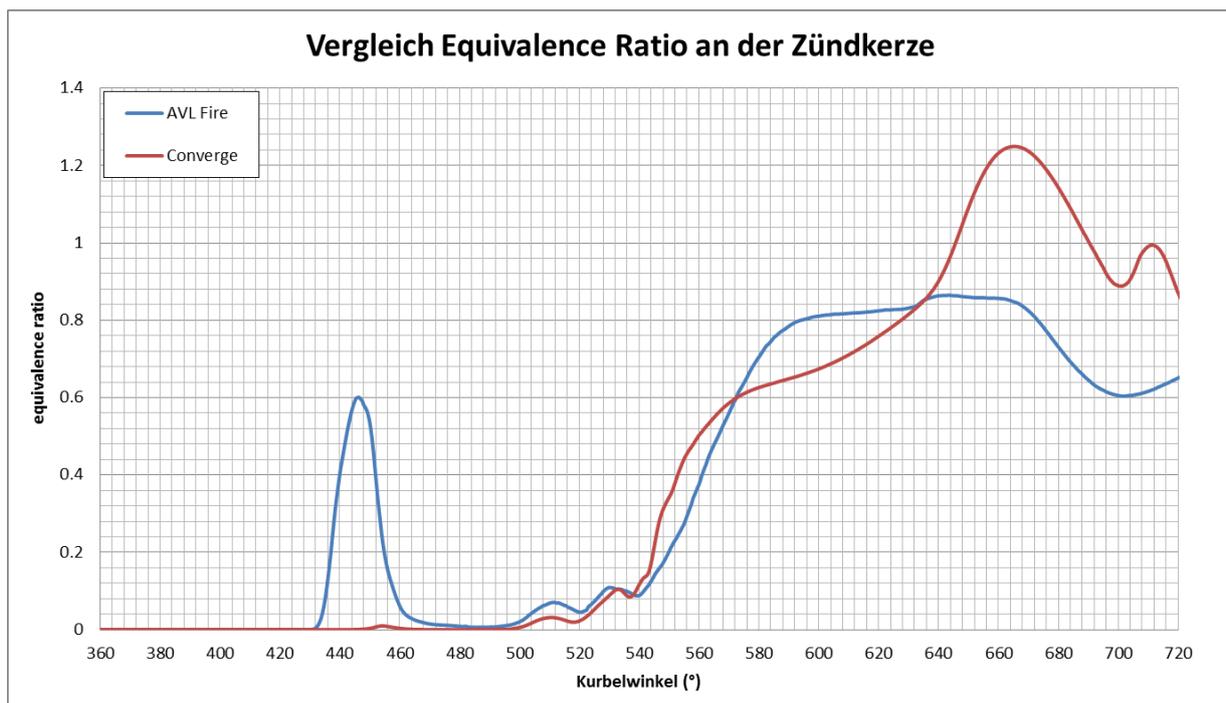


Abbildung 6-27: Equivalence Ratio an der Zündkerze bei 40 bar Einspritzdruck

Die Verhältnis des Kraftstoff-Luft-Gemischs an der Zündkerze ist in Abbildung 6-27 abzulesen. Dabei tritt bereits zu Beginn in der Referenzrechnung eine Anfettung im Bereich der Zündkerze auf, die anschließend durch die Strömung wieder abtransportiert wird. Danach zeigen beide Rechnungen eine ähnliche Charakteristik bis der *Equivalence Ratio* der Converge-Rechnung stärker zu steigen beginnt. Kurz vor Zündbeginn liegt bei der Converge-Rechnung nur sehr mageres Gemisch an der Zündkerze vor. Somit ist auch mit Differenzen bei der Analyse der Verbrennungsmodells zu rechnen. Der Grund für die Abmagerung an der Zündkerze kann bei der Converge-Rechnung einerseits strömungsbedingt sein, andererseits kann auch das Verdampfungsverhalten eine Rolle spielen. Somit ist klar, dass die Übertragbarkeit der Eingabedaten zwischen einzelnen Lastpunkten nur bedingt möglich ist.

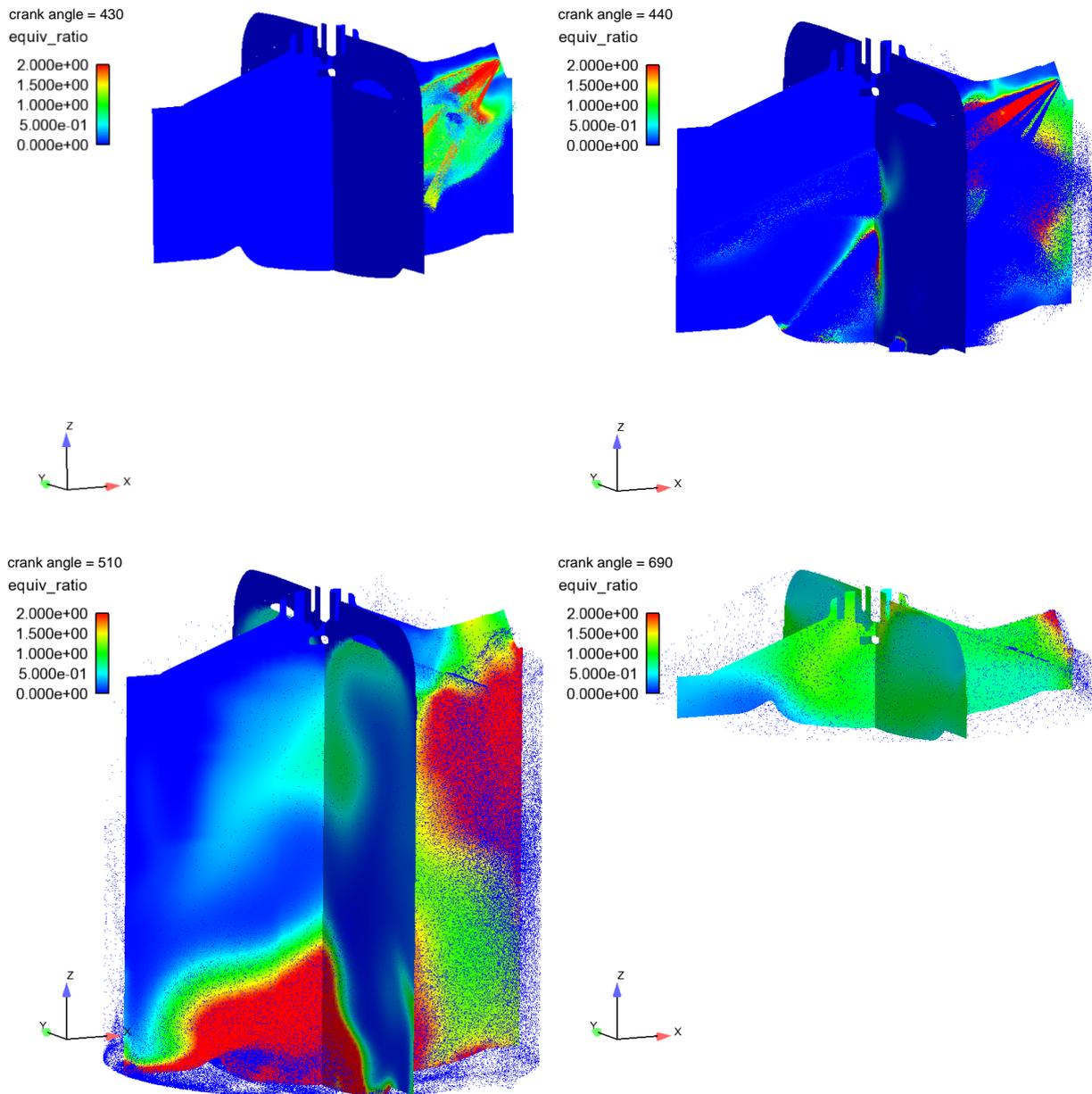


Abbildung 6-28: *Equivalence Ratio* bei Kurbelwinkel 430°, 440°, 510° und 690° Converge

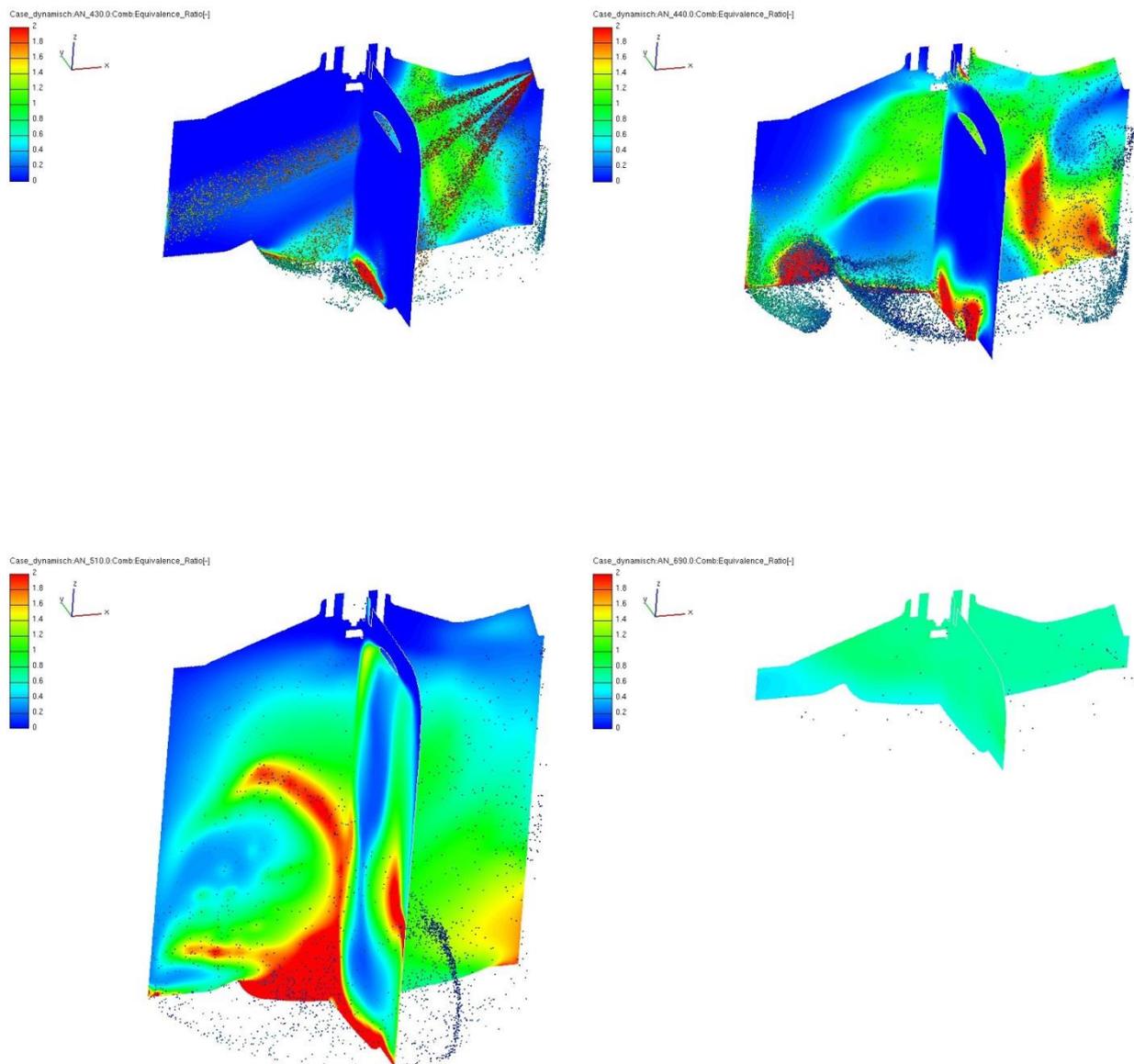


Abbildung 6-29: *Equivalence Ratio* bei Kurbelwinkel 430°, 440°, 510° und 690° AVL Fire

Wie aus den beiden ersten Bildern der Abbildung 6-28 und Abbildung 6-29 zu entnehmen ist, dringt der Einspritzstrahl der Referenzmessung durch den Brennraum hindurch, während sich bei der Converge-Rechnung sofort eine Kraftstoffwolke ausbildet. Beim zweiten Bild der Converge-Rechnung ist die Verteilung des *Equivalence Ratio* durch die *Parcel*-Darstellung etwas verdeckt. Dennoch ist zu erkennen, dass die fetten Zonen des Gemischs hauptsächlich auf der Einlassseite vorzufinden sind. Die fetten Zonen an der Kolbenoberfläche bilden sich gleich aus wie in der Referenzrechnung. Bei 510 °KW zeigen die Bilder der Referenzrechnung und der Converge-Rechnung große Unterschiede auf. Während sich bei der Referenzrechnung die Kraftstoffmasse hauptsächlich in Kolbennähe und Brennraummitte aufhält, ist bei der Kraftstoff in Kolbennähe und einlassseitig zu finden. Die Ladungsschichtung kurz vor Zündbeginn ist in der Converge-Rechnung stärker ausgeprägt als in der Referenzrechnung. Weiters sind die fetten und mageren Zonen der Berechnung mittels Converge zu erwähnen, die bei der Referenzrechnung kaum auftreten. Somit kann auch nach der Beurteilung der 3D-Ergebnisse davon ausgegangen werden, dass eine Adaption des *Spray*modells zwischen den einzelnen Lastpunkten vorgenommen werden muss.

6.5 Verbrennungsanalyse

Das Verbrennungsmodell wird, wie in Kapitel 6.2.2 erwähnt, in das Simulationsmodell integriert. Die Feinjustierung des Modells wird anhand des ersten Lastpunktes aus Tabelle 4 vorgenommen. Dabei werden einige Variantenrechnungen durchgeführt, die hinsichtlich des Druck- und Brennverlaufs mit Prüfstandsdaten verglichen werden. Das so erstellte Modell wird auf die anderen Lastpunkte übertragen und die Transportierbarkeit der Einstellungen überprüft. Ein direkter Vergleich mit AVL Fire ist nicht möglich, da bei der Referenzrechnung keine Verbrennung mitgerechnet worden ist.

6.5.1 Verbrennungsanalyse bei 5000 U/min und 10 bar BMEP

Wie eingangs schon erwähnt, werden mehrere Variantenrechnungen dieses Lastpunktes durchgeführt. Dabei wird auf den Einfluss der Zellgröße in der Nähe der Zündkerze eingegangen, die Zündenergie variiert und der Wandwärmeübergang beeinflusst. Die Ergebnisse der Berechnung werden mit Hilfe von 2D-Daten aus dem Prüfstand ausgewertet. Die erste Einflussgröße, die näher analysiert werden soll, ist die Zündenergie. Die *Spray*abstimmung sowie das Rechenetz ist für alle Variantenrechnungen gleich. Die *Input*daten der Energiequelle sind aus Tabelle 8 zu entnehmen.

	Varianten				
Bezeichnung	<i>source_1</i>	<i>source_2</i>	<i>source_3</i>	<i>source_4</i>	<i>source_5</i>
Zündzeitpunkt	-23,9 °KW				
Zündenergie 1	0,02 J	0,01 J	0,02 J	0,001 J	0,001 J
Zünddauer 1	1 °KW	2 °KW	1 °KW	0,5 °KW	0,5 °KW
Zündenergie 2	0,02 J	0,05 J	0,06 J	0,08 J	0,12 J
Zünddauer 2	10 °KW				

Tabelle 8: Eingabedaten für Variantenrechnungen bezüglich Zündenergie

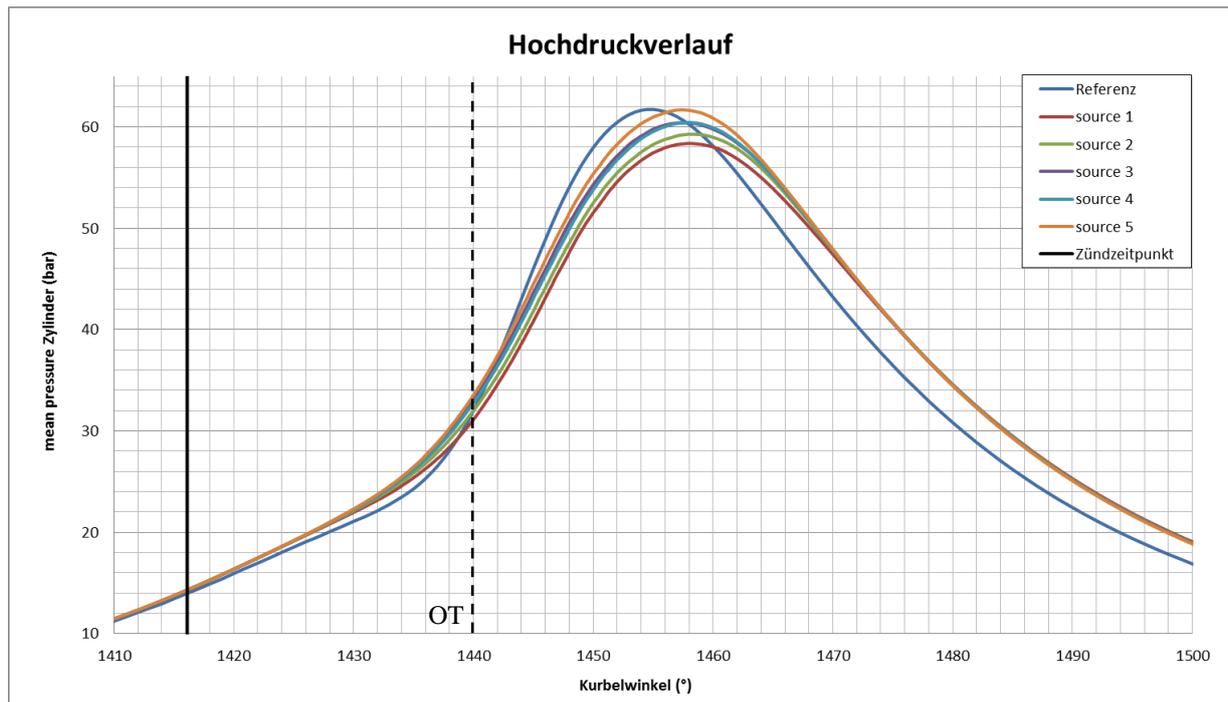


Abbildung 6-30: Hochdruckverlauf der Variantenrechnungen mit verschiedenen Energiequellen

Die in Abbildung 6-30 dargestellten Kurven zeigen den Druckverlauf im Zylinder aufgelöst über den Kurbelwinkel im Bereich der Hauptverbrennung. Aus der Steigung der Kurven bei einsetzender Verbrennung kann abgelesen werden, wie hoch die Energie der ersten Quelle ist. Umso höher die Energie, desto steiler steigt der Druckverlauf an. Um das Niveau der Druckspitze zu erhöhen, muss die zweite Quelle mehr Energie bereitstellen. Weiters kann man beobachten, dass die Druckkurve nach Zündbeginn leicht von der Kurve der Referenzmessung abhebt, ehe der Druckgradient stark ansteigt. Dieser Gradient, der nach dem Zündverzug auftritt, weist jedoch nicht eine so starke Steigung, wie in der Referenzmessung, auf. Auch das Druckmaximum liegt zirka 5 °KW später als bei der Referenzkurve. Betrachtet man die abfallende Druckkurve, so ist auffällig, dass egal welche Konfiguration gewählt wird, das Druckniveau bei 60 °KW nach dem oberen Totpunkt (OT) überall das gleiche ist. Alle Kurven laufen ab ungefähr 30 °KW nach OT zu einer Linie zusammen und weisen ein konstant höheres Druckniveau, als die Referenzmessung, auf.

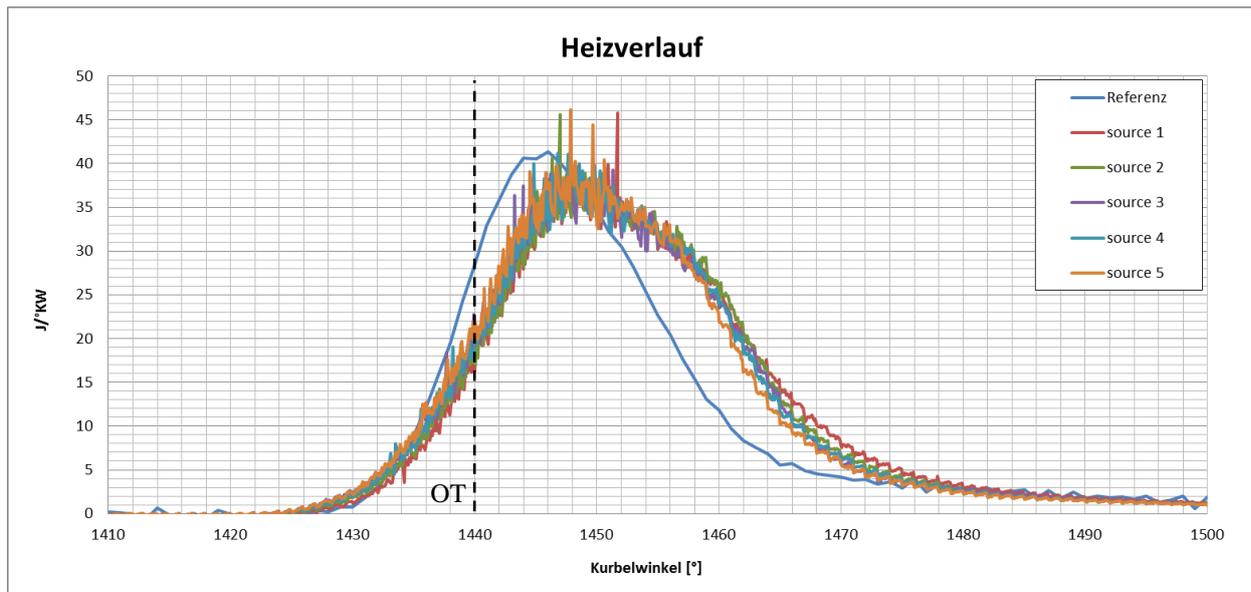
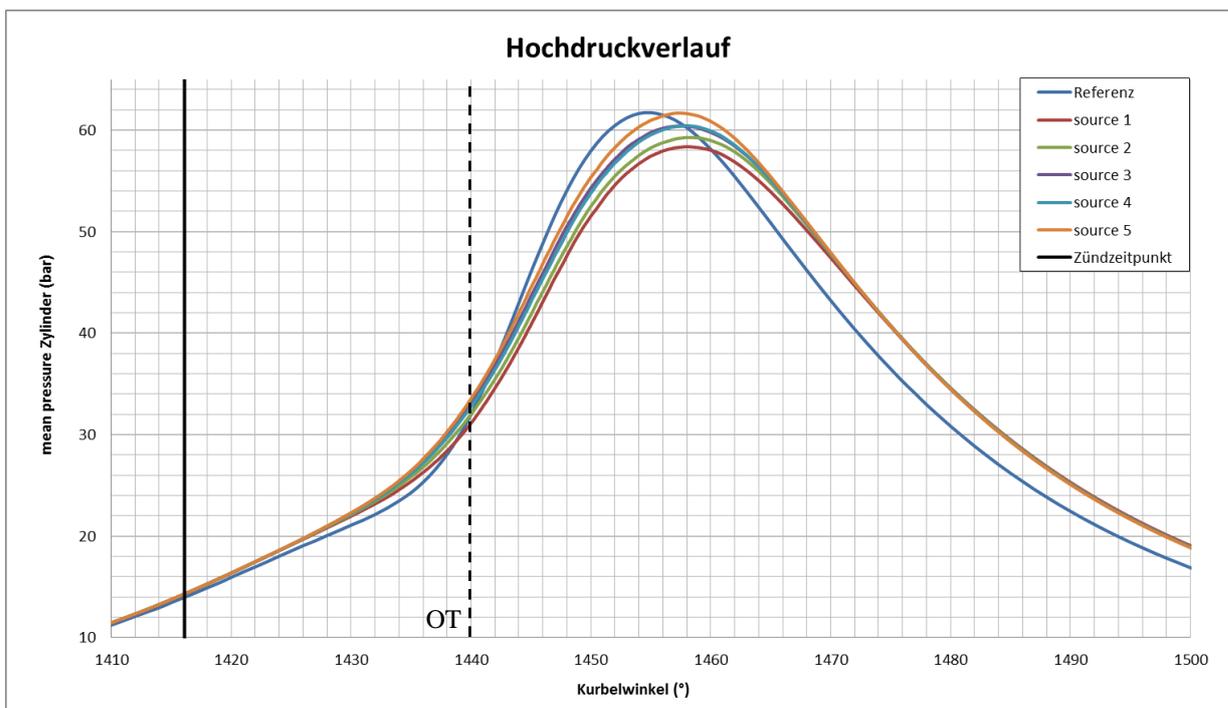


Abbildung 6-31: Darstellung des Heizverlaufes der einzelnen Variantenrechnungen



Der Heizverlauf stellt die Summe aus Brennverlauf und Wandwärmeübergang dar (siehe Kapitel 2.2.2.2). Der Heizverlauf, der in Abbildung 6-31 dargestellt ist, zeigt, dass der Verbrennungsvorgang früher beginnt als bei der Referenzmessung. Dennoch ist in diesem Abschnitt von 1420 °KW bis 1430 °KW eine etwas verschleppte Verbrennung vorzufinden ehe der Gradient ansteigt. Weiters ist zu erkennen, dass die Energieumsetzung der Referenzmessung um einiges früher passiert, als bei den Variantenrechnungen in Converge. Die gesamte Brenndauer ist bei den Variantenrechnungen höher als bei der Referenzkurve. Die Variation der Energiequellen ist in diesem Diagramm kaum herauslesbar.

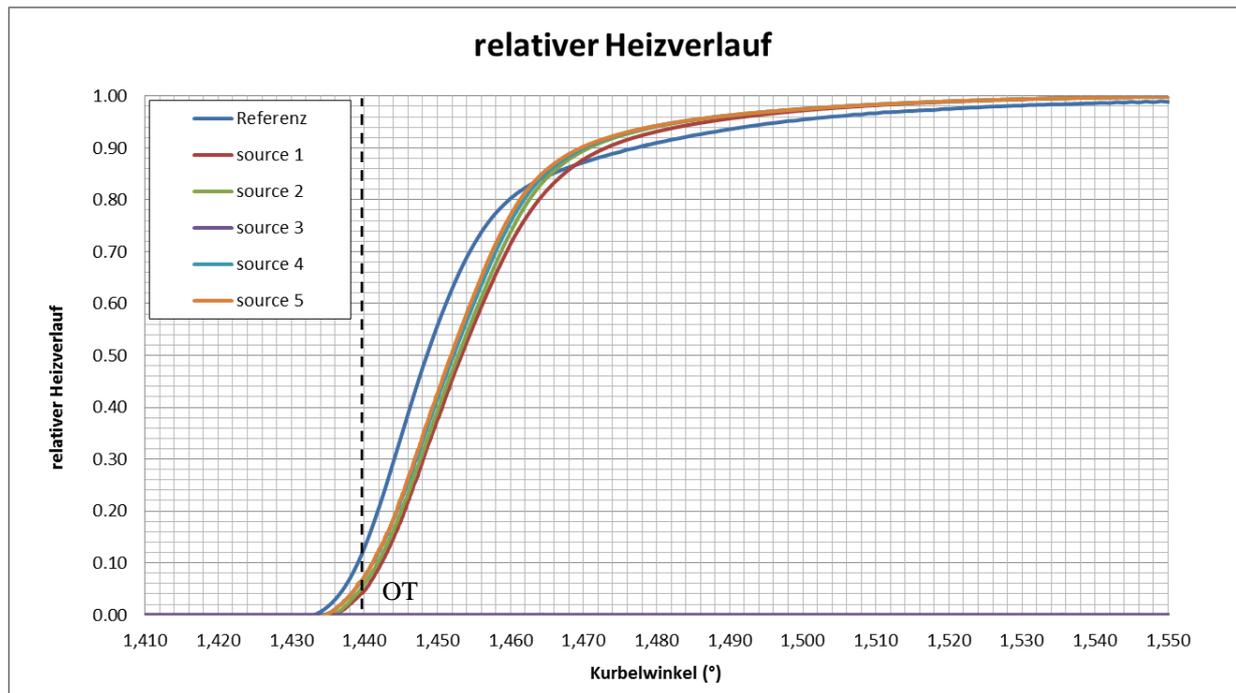


Abbildung 6-32: Relativer Heizverlauf

In Abbildung 6-32 ist der relative Heizverlauf für die Variantenrechnungen angegeben. Auch aus diesem Diagramm kann darauf geschlossen werden, dass der Gradient des Heizverlaufs zu Beginn der Verbrennung zu flach ist. Bei 25 °KW nach OT schneiden sich die Linien der Variantenrechnung mit der Kurve der Referenzmessung. Analog dazu ist auch im Hochdruckverlauf zu sehen, dass dort das Druckniveau der Variantenrechnungen das Druckniveau der Referenzmessung zu übersteigen beginnt. Gegen Ende der Verbrennung nähern sich alle Kurven asymptotisch dem Maximalwert an. Um nun das Verbrennungsmodell zu optimieren, wird als Zweites der Einfluss der Zellgröße auf den Druckverlauf und Heizverlauf analysiert.

Bezeichnung	Varianten			
	<i>Embedding 1</i>	<i>Embedding 2</i>	<i>Embedding 3</i>	<i>Embedding 4</i>
Zündzeitpunkt	-23,9 °KW	-23,9 °KW	-23,9 °KW	-23,9 °KW
Zünddauer 1. Quelle	1 °KW	1 °KW	1 °KW	1 °KW
Zünddauer 2. Quelle	10 °KW	10 °KW	10 °KW	10 °KW
Zündenergie 1. Quelle	0,02 J	0,02 J	0,02 J	0,02 J
Zündenergie 2. Quelle	0,02 J	0,02 J	0,02 J	0,02 J
Radius Verfeinerungskugel 1	3 mm	5 mm	5 mm	3 mm
Radius Verfeinerungskugel 2	1 mm	2 mm	2 mm	1 mm
Verfeinerungslevel Kugel 1	4	5	4	4

Verfeinerungslevel Kugel 2	5	6	5	6
-----------------------------------	---	---	---	---

Tabelle 9: Eingabedaten für die Variantenrechnungen zur Analyse des Zellgrößeneinflusses

Durch die Variation der Zellgröße im Bereich der Zündkerze wird ein Einfluss speziell im ersten Teil erwartet. Durch die oben dargestellte Tatsache, dass die Verbrennung im ersten Teil einen zu geringen Anstieg zeigt, wird nun erwartet, dass dieses Problem mit einer Zellverfeinerung behoben werden kann.

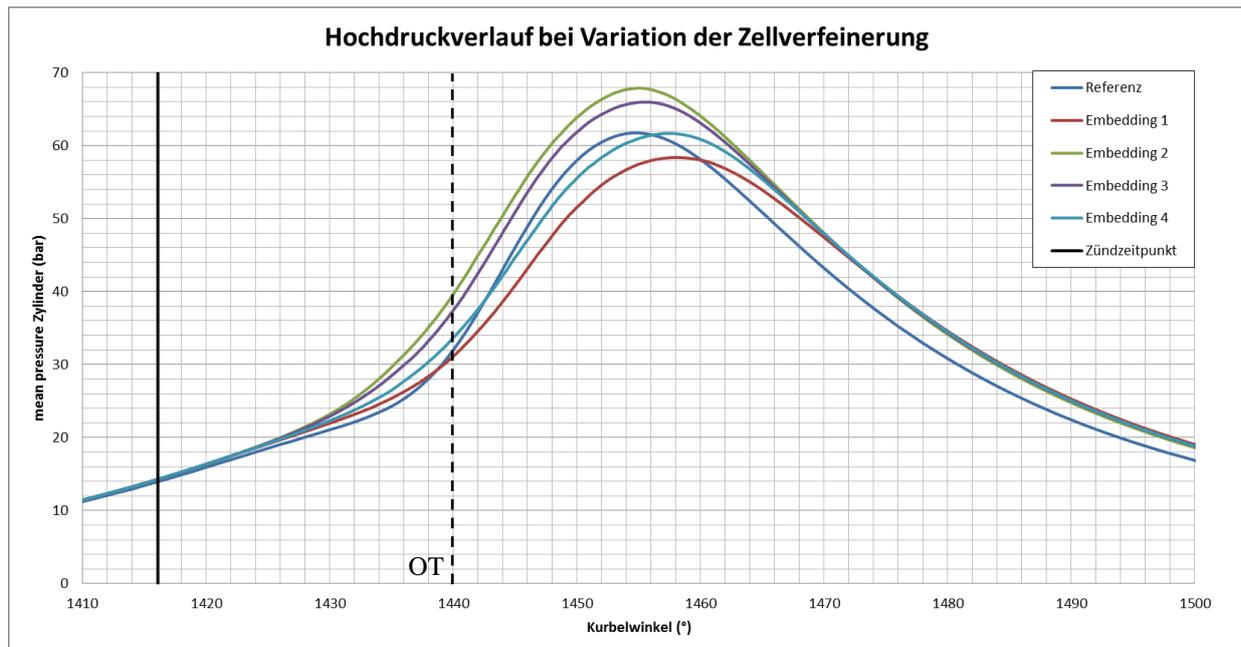


Abbildung 6-33: Darstellung der Hochdruckverläufe bei variabler Zellverfeinerung

Durch die Änderung der Zellgröße an der Zündkerze ändert sich der Druckverlauf wesentlich. Die in Abbildung 6-33 dargestellten Druckkurven zeigen eine deutlich veränderte Charakteristik im Vergleich zu den in Abbildung 6-30 dargestellten Druckverläufen. Die Druckkurve der Rechnung *Embedding 1* weist die zu Beginn verwendete Zellgrößeneinstellung auf. Die Vergleichsrechnungen *Embedding 2, 3* und *4* haben eine kleinere Zellgröße im Bereich der Zündkerze und verfeinern zum Teil einen größeren Bereich. Die Variantenrechnung *Embedding 4* hebt sich bereits von der Grundrechnung *Embedding 1* ab. Dies wird durch die Erhöhung des Verfeinerungslevels der kleinen Kugel an der Zündkerze realisiert. Einen noch größeren Einfluss auf die Druckkurve kann durch die Vergrößerung des Bereichs der Verfeinerung, wie sie in der Rechnung *Embedding 3* durchgeführt ist, erzielt werden. Dadurch steigt die Druckkurve im Vergleich zur Basisrechnung *Embedding 1* stark an. Speziell im ersten Bereich der Verbrennung steigt bei der Verfeinerung der Zellen die Druckkurve wesentlich stärker an und weist fast denselben Gradienten auf wie die Referenzrechnung. Die steilste Kurve mit der höchsten Druckspitze kann man bei der die Berechnung *Embedding 2* sehen. Dabei sind einerseits die Verfeinerungslevels beider Kugeln angehoben, andererseits ist auch ein größerer Kugelradius gegeben. Der Zündverzug wird dadurch stark verkürzt und die Druckkurve beginnt sich bereits bei 10 °KW nach OT von der Druckkurve der Referenzmessung abzuheben. Der Druckgradient zeigt eine ähnliche Charakteristik zur Referenzrechnung. Gegen Ende des Druckverlaufes weisen wiederum alle Variantenrechnungen dasselbe, zu hohe, Druckniveau auf.

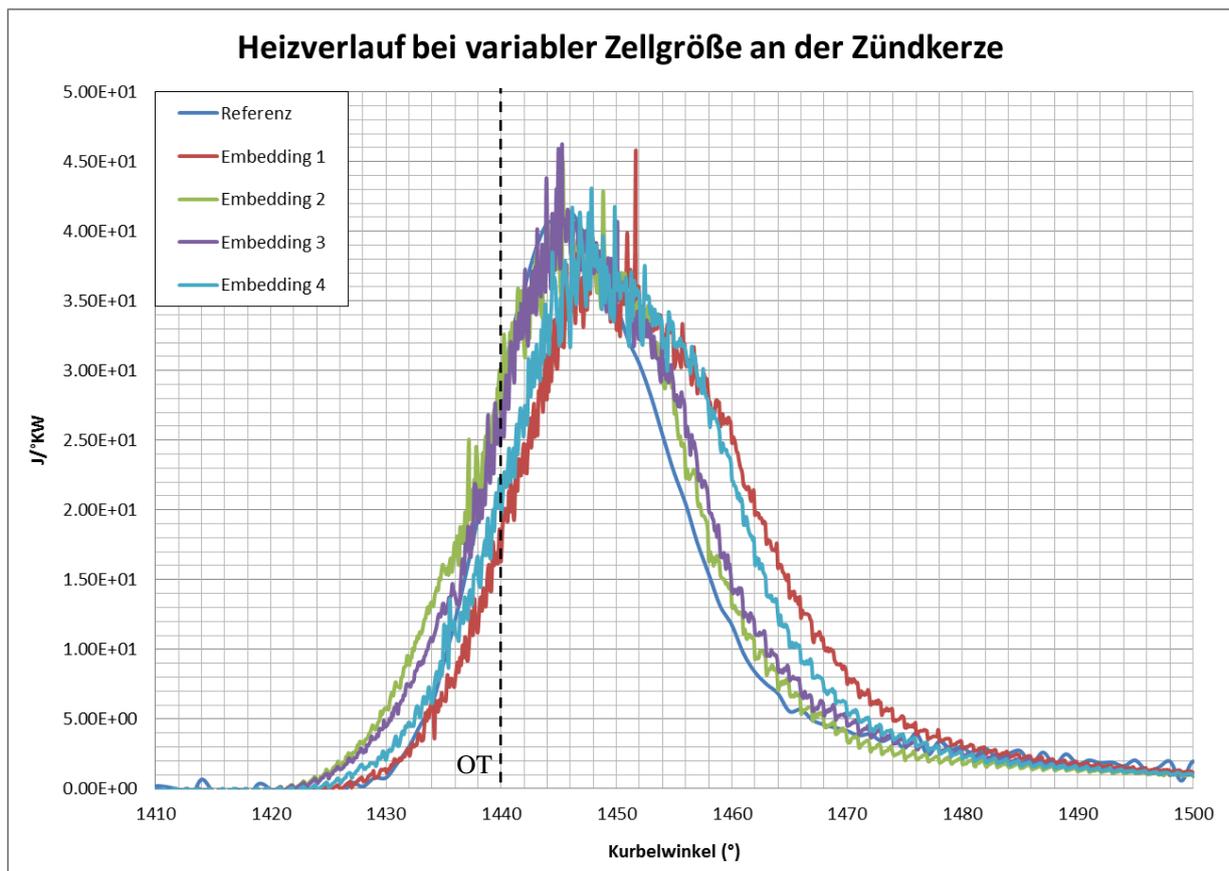


Abbildung 6-34: Heizverlauf bei variabler Zellgröße der Zündkerzenverfeinerungen

Aus dem Heizverlauf ist deutlich zu erkennen, dass, wie in der Analyse des Druckverlaufes schon besprochen, die Energieumsetzung deutlich früher in Kraft tritt als bei der Referenzmessung. Der Gradient der Heizverlaufskurven ändert sich jedoch kaum und ist im ersten Teil der Verbrennung immer noch flacher als in der Referenzkurve. Die Heizverlaufkurve der Rechnung *Embedding 3* ist ab 15 °KW nach OT nahezu deckungsgleich mit der Kurve der Referenzmessung und weist somit die beste Annäherung auf. Weiters ist zu erkennen, dass die Energieumsetzung der Variantenrechnungen länger dauert als bei der Referenzkurve. Die Erhöhung der Zellverfeinerung führt zu einer Parallelverschiebung der Kurve in Richtung früh. Die Charakteristik der Kurve wird jedoch kaum verändert.

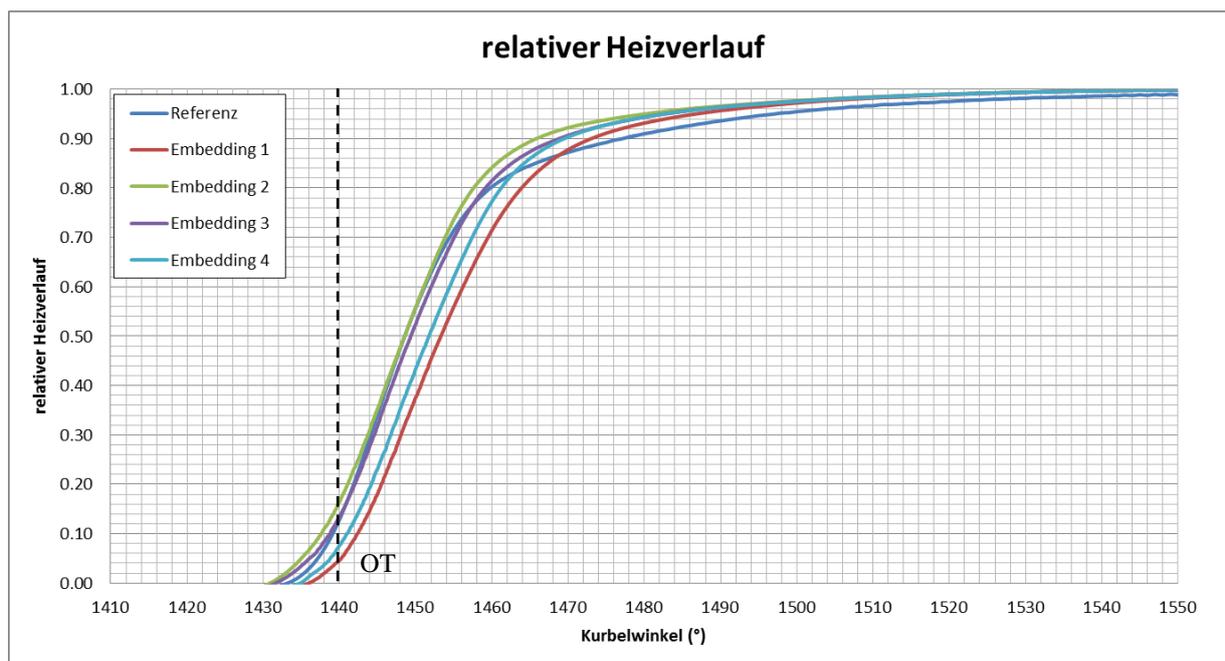


Abbildung 6-35: Darstellung des relativen Heizverlaufes

Auch aus Abbildung 6-35 geht hervor, dass die Kurve der Berechnung *Embedding 3* am besten mit der Referenzmessung übereinstimmt. Weiters ist zu beobachten, dass bei großen Zellen im Zündkerzenbereich der Zündverzug um einiges höher ist, als bei kleinen Zellgrößen. Dennoch zeigt keine der hier getätigten Rechnungen eine optimale Darstellung des Verhaltens nach der Zündung. Sowohl Zündverzug als auch der Druckgradient zu Beginn der Verbrennung sollten noch besser adaptiert werden. Aus diesem Grund werden noch Rechnungen mit variablem Wandwärmeübergang analysiert. Durch die Änderung der abgeführten Wärme über die Wand kann speziell im Bereich der Zündkerze eine Verzögerung des Druckverlaufes erreicht werden. Der Einfluss auf den Verbrennungsverlauf wird durch die in der Tabelle 10 angeführten Variantenrechnungen analysiert. Es werden die Wandtemperaturen im Brennraum adaptiert, wobei die großen Flächen von Zylinder, *Piston* und *Liner* den größten Einfluss ausüben.

Bezeichnung	Wandtemperaturen 1	Wandtemperaturen 2
Zündzeitpunkt	-23,9 °KW	-23,9 °KW
Zünddauer 1. Quelle	1 °KW	1 °KW
Zünddauer 2. Quelle	10 °KW	10 °KW
Zündenergie 1. Quelle	0,02 J	0,02 J
Zündenergie 2. Quelle	0,02 J	0,02 J
Radius Verfeinerungskugel 1	5 mm	5 mm
Radius Verfeinerungskugel 2	2 mm	2 mm
Verfeinerungslevel Kugel 1	5	5
Verfeinerungslevel Kugel 2	6	6
Temperatur Chamber	450 K	400 K
Temperatur Liner	450 K	400 K
Temperatur Piston	450 K	400 K

Tabelle 10: Input-Daten für Variantenrechnungen bezüglich Wandtemperaturen

Die Zellgrößenadaption wird aus der Berechnung *Embedding 2* übernommen. Es wird durch die Erhöhung der abgeführten Wärme versucht, den Zündverzug zu verlängern und somit die Charakteristik des steilen Druckgradienten mit einer erhöhten Zündverzugszeit zu kombinieren. Weiters wird dadurch versucht den Druckverlauf gegen Ende der Verbrennung abzusenken. Aus der Auswertung der Ergebnisse folgt das in Abbildung 6-36 dargestellte Diagramm.

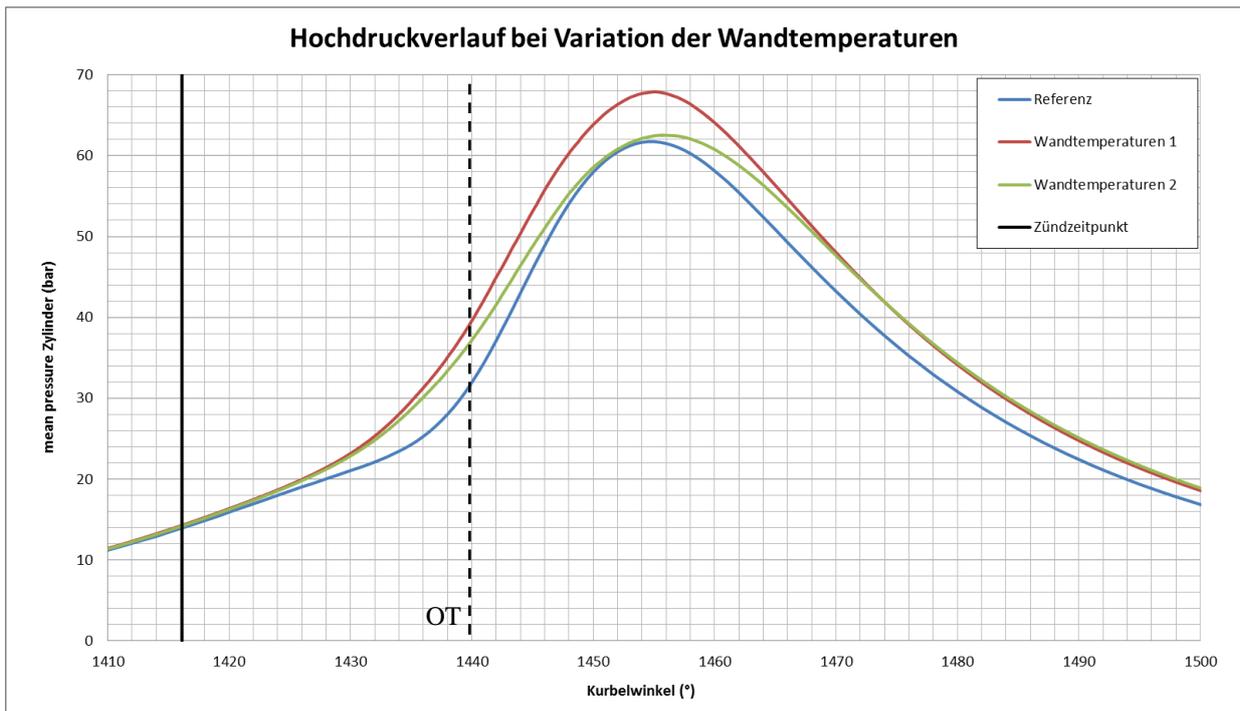


Abbildung 6-36: Darstellung der Hochdruckverläufe bei variabler Wandtemperatur

Die Erhöhung der Zündverzugszeit kann durch die Variation der Wandtemperaturen nicht erreicht werden. Der Druckgradient zu Verbrennungsbeginn wird durch die Absenkung der Temperatur speziell an der Brennraumoberfläche abgeflacht. Dadurch entsteht eine Absenkung der Druckspitze auf das Niveau der Referenzmessung und eine zeitliche Verschiebung des Druckmaximums um zirka 2 °KW im Vergleich zur Referenz. Das Druckniveau gegen Ende der Verbrennung ist auch von der erhöhten Wärmeabfuhr über die Wand nicht zu senken. Der Druckverlauf gegen Verbrennungsende hin zeigt sich von allen bis jetzt getroffenen Änderungen unbeeindruckt. Bei der Analyse, der in Abbildung 6-37 dargestellten Heizverlaufskurven spiegelt sich dasselbe Bild wider wie in der Analyse des Druckverlaufes. Durch die erhöhte Wandwärmeabfuhr sinkt der Gradient der Heizverlaufskurve zu Beginn ab. Die Verbrennung geht nicht so schnell vonstatten wie bei der Berechnung mittels höherer Temperaturen und somit ergibt sich auch ein höheres Niveau gegen Ende der Verbrennung.

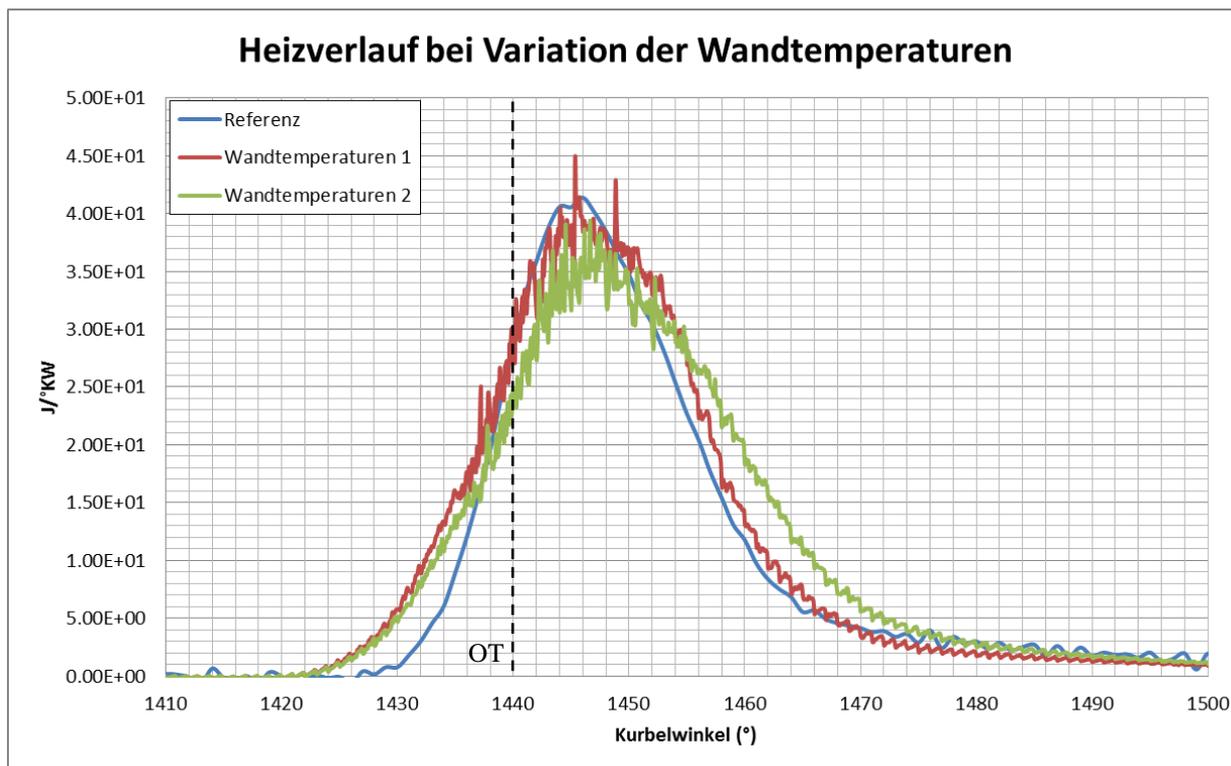


Abbildung 6-37: Heizverlaufskurven bei Variation der Wandtemperaturen

In Abbildung 6-38 ist der relative Heizverlauf dargestellt. Auch hier ist zu erkennen, dass die Steigung bei Verbrennungsbeginn bei der Herabsetzung der Wandtemperaturen zu flach ist. Man kann so auf eine spätere Spitze des Druckverlaufes schließen.

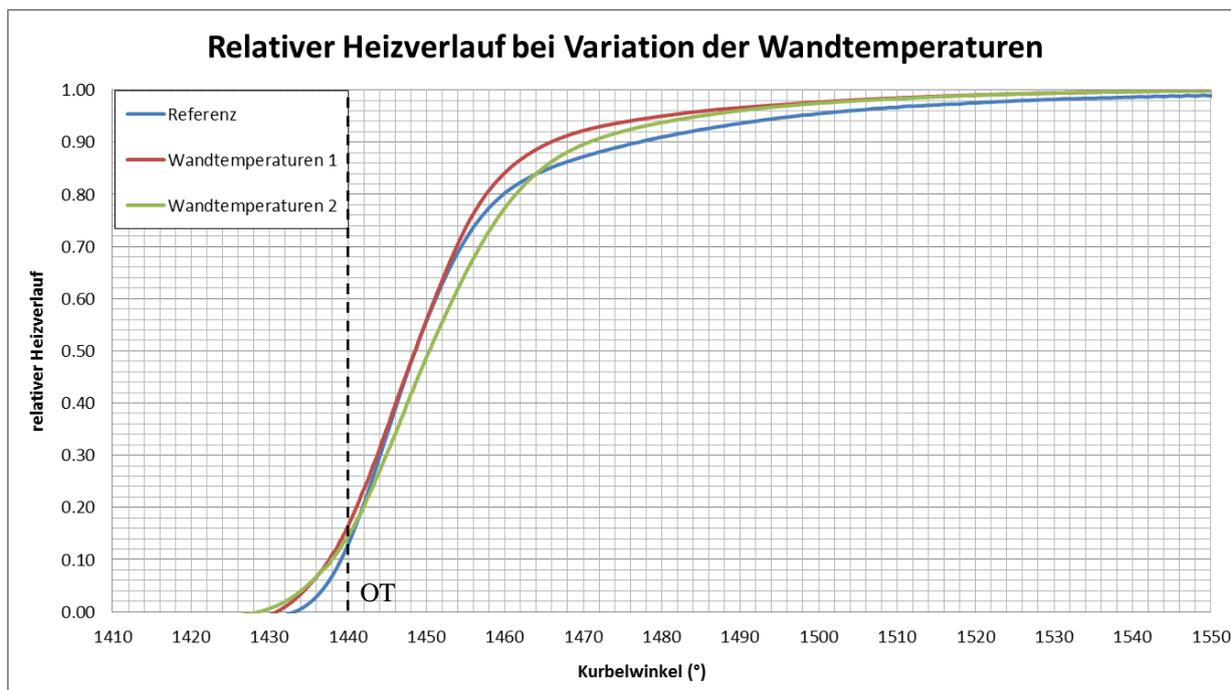


Abbildung 6-38: relativer Heizverlauf bei Variation der Wandtemperaturen

Als Basismodell für die Vergleichsrechnungen mit anderen Lastpunkten wird das beste Modell aus diesen Berechnungen ausgewählt. Die Berechnung *Embedding 4* zeigt die größte Übereinstimmung mit den Referenzmessungen in diesem Lastpunkt und wird daher als Basismodell für die weitere Analyse ausgewählt.

6.5.2 Verbrennungsanalyse bei 2500 U/min und 10 bar BMEP

Das bereits in Kapitel 6.5.1 beschriebene Rechenmodell *Embedding* 4 wird nun auf diesen Lastpunkt übernommen. Etwaige Änderungen bezüglich der Initialisierung und *Spray*modellierung sowie charakteristische Zeiten müssen angepasst werden. Die Eingabedaten des Modells sind Tabelle 9 zu entnehmen. Der Zündzeitpunkt muss jedoch auf -16°KW abgeändert werden. Es werden Druckverlauf und Heizverlauf mit der Referenzrechnung verglichen. Daraus kann ermittelt werden, wie gut sich diese Modellparameter auf einen anderen Lastpunkt übertragen lassen.

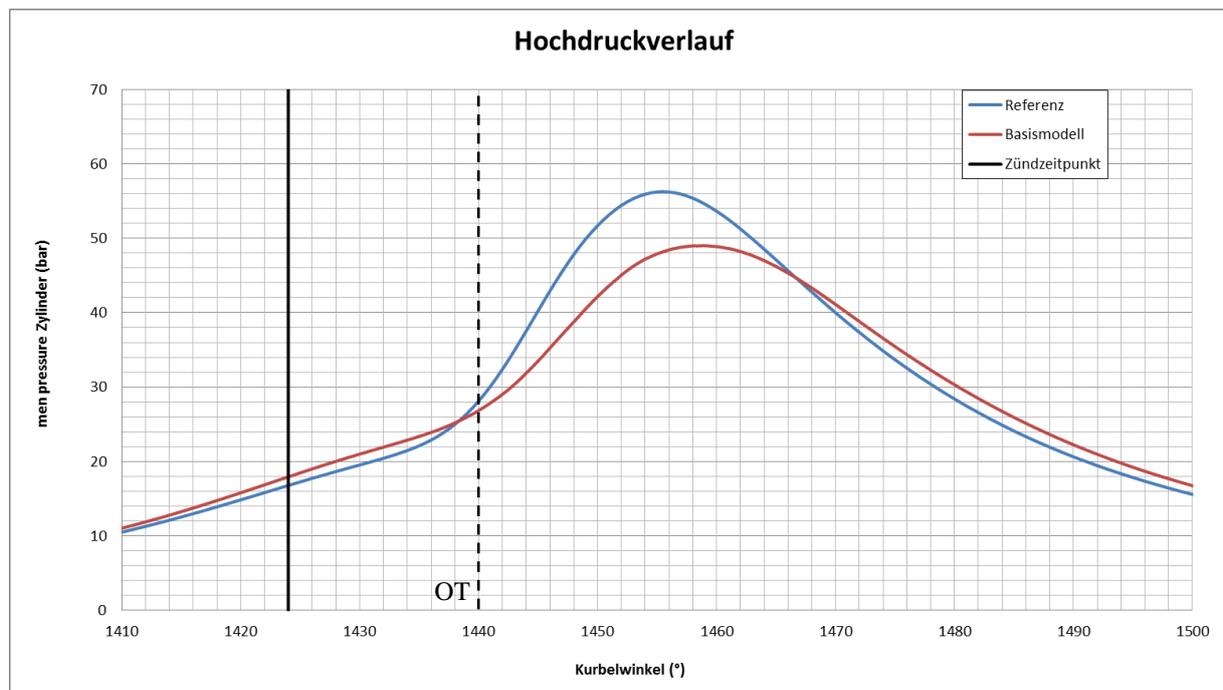


Abbildung 6-39: Hochdruckverlauf bei 2500 U/min und 10 bar BMEP

Wie aus den beiden Druckkurven der obigen Abbildung abzuleiten ist, ist der Unterschied zwischen der Berechnung mittels Basismodell und der Referenzmessung größer als bei der Berechnung des ersten Lastpunktes. Der Grund dafür kann einerseits in der Gemischbildung liegen. Das Kraftstoff-Luft-Gemisch rund um die Zündkerze der Simulation mittels Converge ist um einiges magerer als in der Referenzrechnung mittels AVL Fire. Dies bedingt natürlich auch Schwankungen bei der Verbrennungsrechnung, die sich hier in einem geringeren Spitzendruckniveau äußern. Aus diesem Grund müsste eine Nachjustierung des Einspritzmodells durchgeführt werden. Andererseits könnte dieses Problem durch eine höhere Zündenergie behoben werden. Mageres Gemisch ist schwieriger zu entflammen als fettes Gemisch. Deswegen könnte auch die Verbrennung so schleppend vonstattengehen.

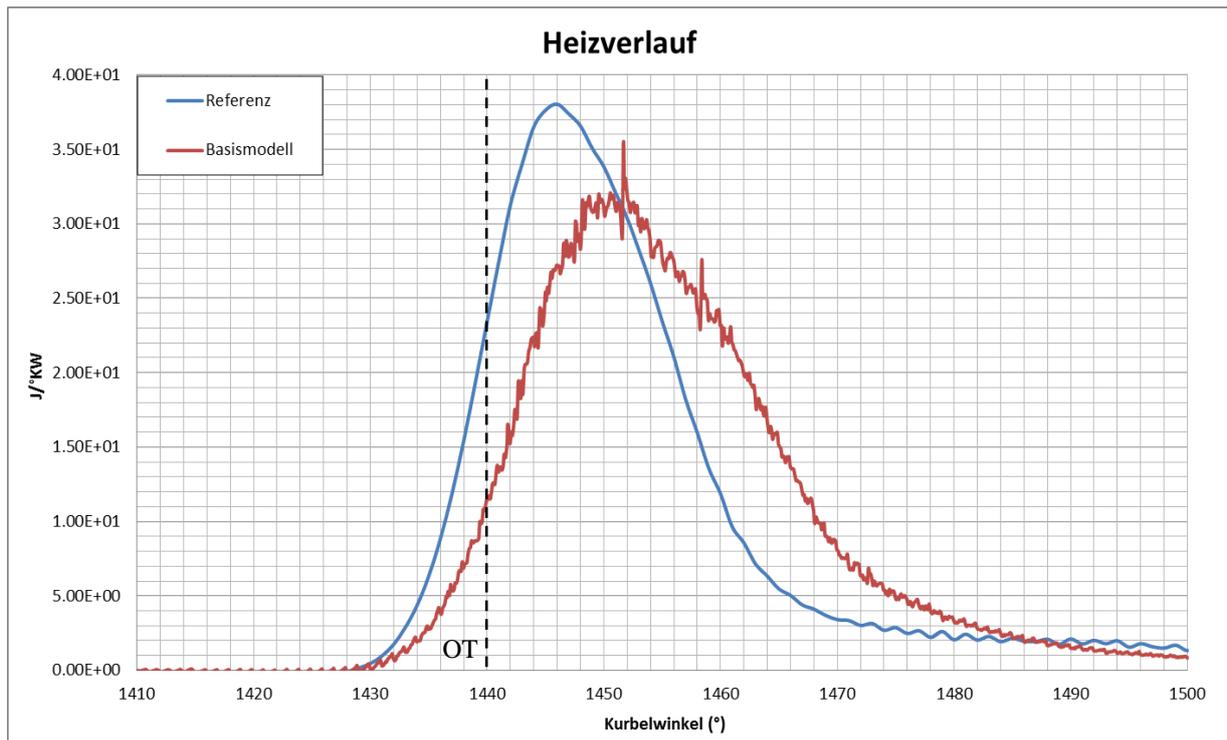


Abbildung 6-40: Heizverlauf bei 2500 U/min und 10 bar BMEP

Die Heizverlaufkurven der Abbildung 6-40 spiegeln das, im Druckverlauf bereits analysierte, Bild wider. Die Verbrennung setzt bei der Berechnung mittels Basismodell etwas zögernd ein. Auch danach ist der Gradient der Heizverlaufskurve geringer als der aus der Referenzmessung. Die Verbrennungsdauer ist aufgrund der schleppenden Verbrennung höher und erhöht gegen Ende der Druckkurve das Druckniveau knapp über das der Prüfstandsmessung.

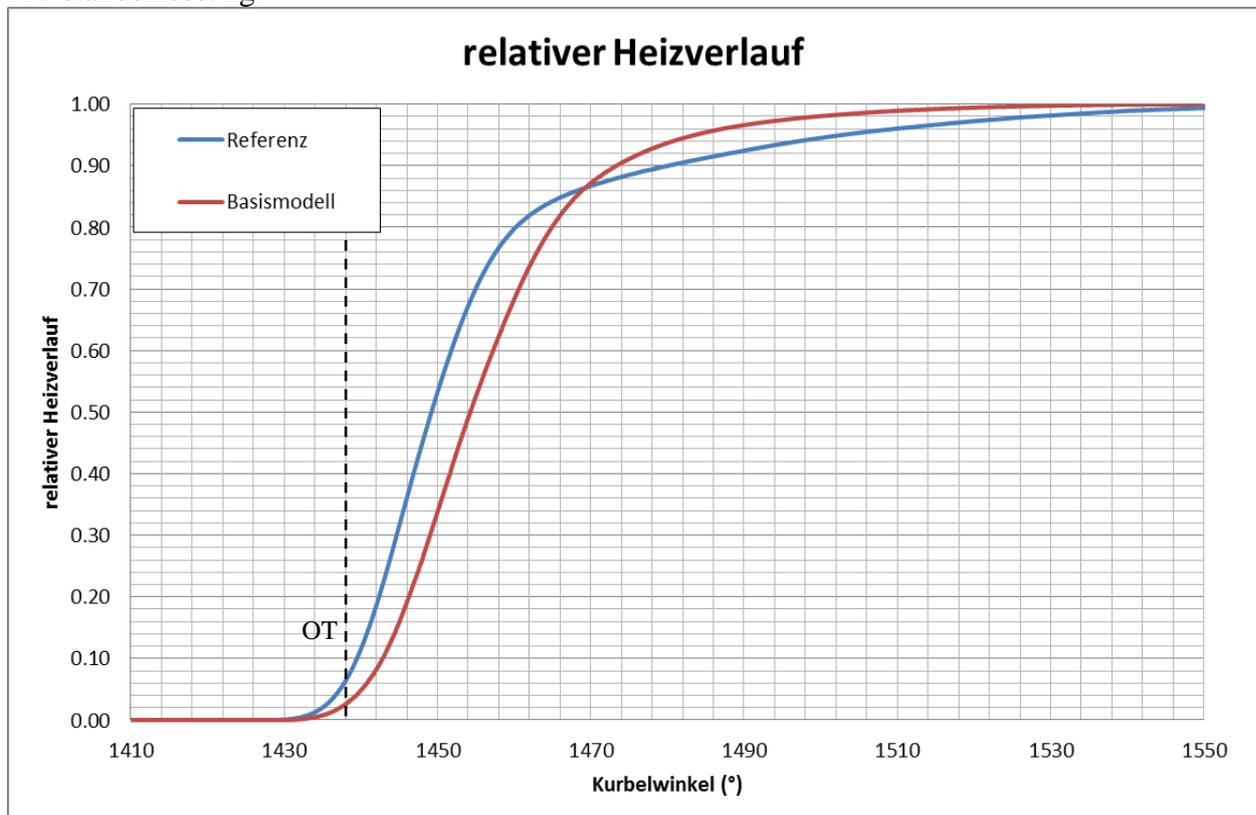


Abbildung 6-41: Darstellung des relativen Heizverlaufs bei 2500 U/min und 10 bar BMEP

Auch der relative Heizverlauf, abzulesen in Abbildung 6-41, zeigt eine deutliche höhere Energieumsetzung der Referenz zu Beginn. Wie bereits erwähnt kann die differenzierende Gemischbildung zwischen der Converge Rechnung und den Referenzrechnung ein ausschlaggebender Grund für die hier herrschende zu späte Verbrennung sein. Ein weiterer Grund dafür kann eine zu klein gewählte Energiequelle sein. Dadurch kann passieren, dass bei zu magerem Gemisch, die Zündverzugsdauer ansteigt. Weiters sind auch noch andere Zündbedingungen wie Druck und Temperatur ausschlaggebend für die Zündung. Eine Möglichkeit zur Erklärung dieser Situation ist, dass die Energiequelle, die im Basismodell gewählt worden ist, für diesen Lastpunkt zu gering ist.

6.5.3 Verbrennungsanalyse bei 2000 U/min und 2 bar BMEP

Auch für diesen Lastpunkt wird das Berechnungsmodell *Embedding 4* herangezogen. Es muss hinsichtlich *Sprayeinstellungen* und charakteristischen Simulationszeiten angepasst werden. Der Zündzeitpunkt verschiebt sich laut Prüfstand auf 31,5 °KW vor OT. Die Analyse des Rechenmodells wird analog zu den vorigen Lastpunkten durchgeführt. Dabei steht wiederum die Übertragbarkeit der Simulationsparameter auf andere Lastpunkte im Mittelpunkt.

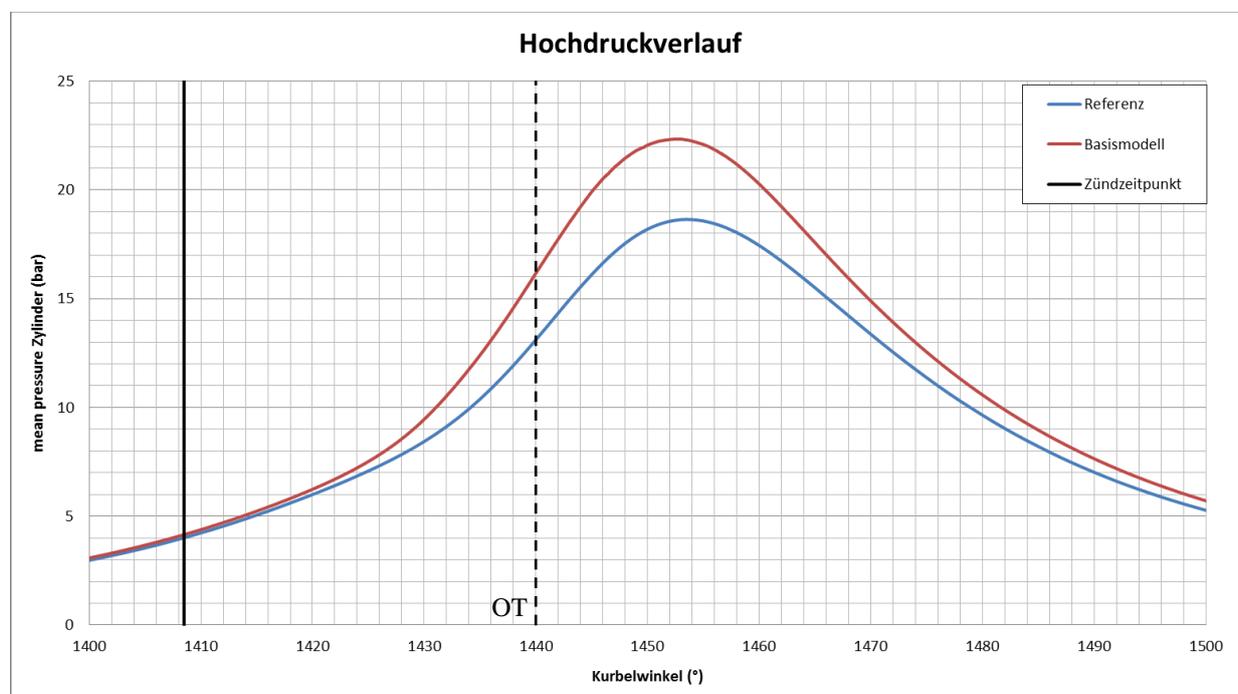


Abbildung 6-42: Hochdruckverlauf bei 2000 U/min und 2 bar BMEP

Der Vergleich der Hochdruckverläufe (Abbildung 6-42) zeigt, dass bereits zu Beginn die Verbrennung im Basismodell schneller vonstattengeht als in der Referenzmessung. Weder Zündverzug, noch Maximaldruck stimmen mit der Referenzmessung überein. Bei Lastpunkt 1 ist das Maximaldruckniveau von Referenz und Basismodell gleich. Betrachtet man die Druckkurve von Lastpunkt 2, so kann man erkennen, dass der Maximaldruck um einiges niedriger ist als in der Referenzmessung. Wie man oben erkennen kann, ist der Maximaldruck im dritten Lastpunkt jedoch um einiges höher als der Maximaldruck der Referenzrechnung. Durch den Vergleich der Hochdruckverläufe lässt sich also keine einheitliche Tendenz der Berechnungen feststellen. Aus diesem Grund kann definitiv gesagt werden, dass das Berechnungsmodell aus einem Lastpunkt nicht auf andere übertragen werden kann.

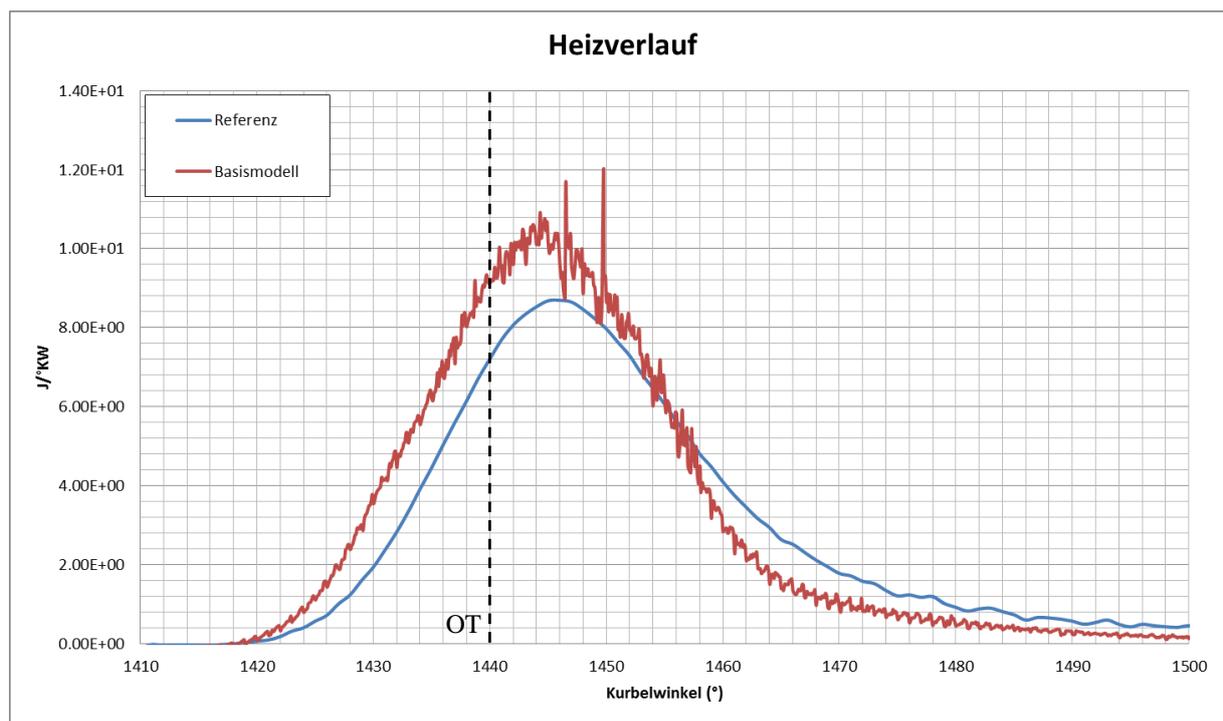


Abbildung 6-43: Heizverlauf bei 2000 U/min und 2 bar BMEP

In Abbildung 6-43 sind die Heizverlaufskurven von Referenzmessung und Basismodell des dritten Lastpunktes angegeben. Daraus ist ersichtlich, dass bereits bei Beginn der Verbrennung das Basismodell eine höhere Energieumsetzung erzielt. Auch der Punkt der maximalen Energieumsetzung liegt früher als in der Referenzrechnung. Aus diesem Grund liegt auch das maximale Druckniveau höher als bei der Referenzkurve. Wie schon oben erwähnt zeigen sich hier große Unterschiede im Verlauf im Vergleich zum zweiten und ersten Lastpunkt.

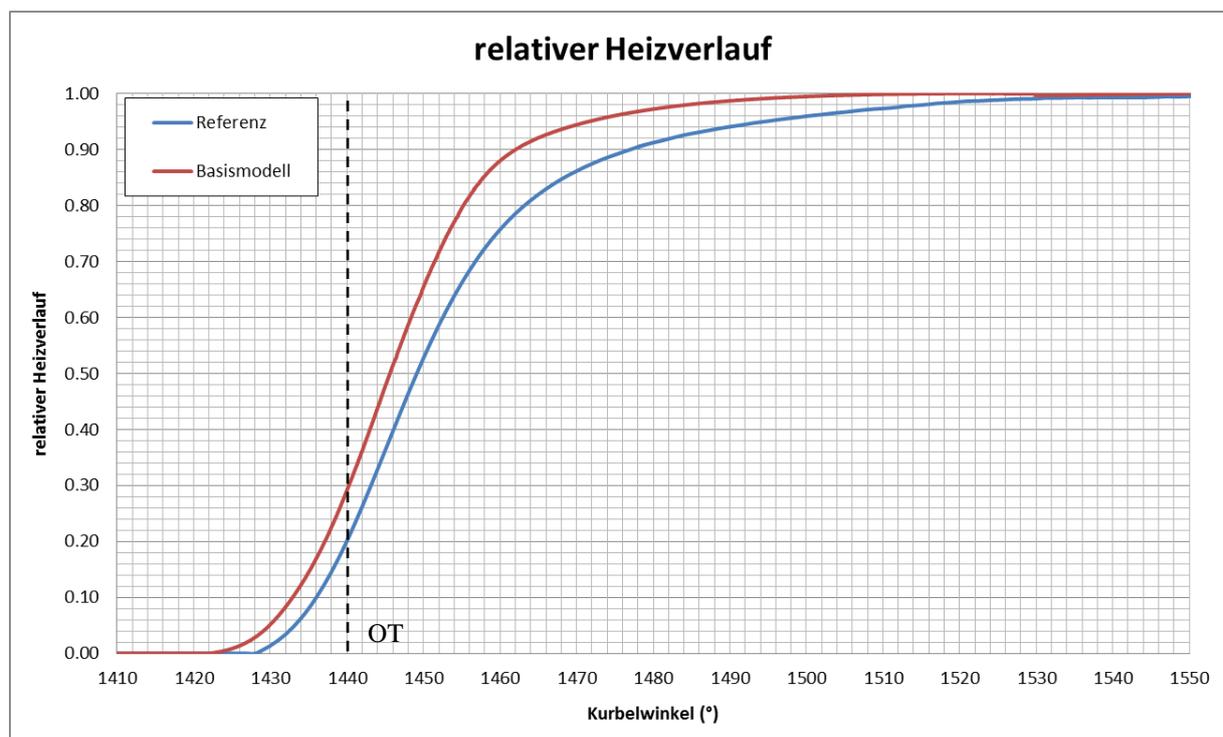


Abbildung 6-44: Darstellung des relativen Heizverlaufs bei 2000 U/min und 2 bar BMEP

Auch aus dem Vergleich der relativen Heizverläufe (Abbildung 6-44) ist die frühere Energieumsetzung des Basismodells zu erkennen. Der Gradient der Kurve im ersten Teil der Verbrennung zeigt eine ähnliche Charakteristik wie die Referenzkurve auf. Weiters kann auch noch abgelesen werden, dass die Energieumsetzung des Basismodells wesentlich schneller voran geht und bereits sehr früh abgeschlossen ist. Aus dem Vergleich der oberen Diagramme kann nun eindeutig gesagt werden, dass die Übertragbarkeit eines Rechenmodells auf andere Lastpunkte nur bedingt möglich ist.

7 Schlussfolgerungen und Ausblick

Nach der Durchführung und Analyse einiger Variantenrechnungen eines 1,4 Liter Ottomotors mit Direkteinspritzung hat sich ergeben, dass Converge eine alternative Lösung zur Berechnung von Verbrennungsmotoren bietet. Die aus den Rechnungen ermittelten Stärken und Schwächen werden in diesem Abschnitt noch einmal zusammenfassend wiedergegeben.

Durch eine sehr flexibel gestaltete Lösung der Bedienung des *Solvers* mittels *Input-Files* ermöglicht das Programm die Änderung der Daten auf zwei Arten. Einerseits können diese *Input-Files* direkt mittels *Editor* abgeändert werden, was bei Variantenrechnungen mit geringen Änderungen sehr schnell geschehen kann. Andererseits ermöglicht Converge die Änderung der Daten mittels *Interface*. Auch dort können Variantenrechnungen sehr schnell durch Ausschreiben in verschiedene Ordner realisiert werden.

Es gibt einige *Tools*, die besonders in der Frühphase eines Projektes sehr nützlich sein können. Das Verdichtungsverhältnis kann sehr schnell und einfach variiert werden. Da die Netzgenerierung automatisch passiert, müssen lediglich die *Input-Files* ausgeschrieben werden und es können mehrere Varianten getestet werden. Ein weiterer Vorteil, der speziell in der Berechnung „Motor saugend“ zum Tragen gekommen ist, ist die Verfeinerung des gesamten Netzes mittels *Gridscale*. Diese Funktion ermöglicht es zwei oder drei Zyklen mit grobem Netz zu rechnen ehe es auf ein feineres Netz umschaltet. Dies ermöglicht das Einschwingen des Systems bei vergleichsweise sehr geringer Rechenzeit. Somit kann man in kurzer Zeit die Initialisierungsparameter des Systems adaptieren und kann die nächsten Variantenrechnungen damit ausstatten. Weiters zu erwähnen ist die sehr einfache Definitionsweise der Randbedingungen. Durch das Eingrenzen von Flächen am *STL-File* können innerhalb kürzester Zeit die Bereiche zugeordnet werden. Verfeinerungen können auf diese *Boundaries* referenziert werden, wodurch eine zeitabhängige örtliche Verfeinerung mit geringem Aufwand implementiert werden kann. Somit kann Schritt für Schritt eine funktionierende Simulation aufgebaut werden.

Die bereits eingangs erwähnte Möglichkeit zur schnellen Generierung von Variantenrechnungen kommt speziell bei der *Sprayanalyse* zum Tragen. Durch die Änderung einzelner Parameter direkt in den *Input-Files* kann in wenigen Sekunden eine neue Rechnung gestartet werden. Das *Spraymodell* bietet einige Möglichkeiten zur Justierung, die jedoch bei der Implementierung im Verbrennungsmotor noch einige Fragen aufwerfen. Die reine Abstimmung nach Eindringtiefe und Sauterdurchmesser liefert dennoch im Verbrennungsmotor eine abweichende Gemischbildung zur Referenzrechnung. Dabei steht vor allem die sehr rasche Verdampfung des Kraftstoffes im Mittelpunkt. Obwohl Sauterdurchmesser und *Spray Penetration* abgestimmt worden sind, ist die Verdampfung schneller als in der Referenzrechnung mit AVL Fire.

Die Implementierung des *Spraymodells* im Motor mit Verbrennungsanalyse kann auch als etwas mühsam bezeichnet werden. Der Injektor kann nicht im Vorhinein „zusammengebaut“ werden, sondern es muss jedes einzelne Loch durch kartesische Koordinaten bestimmt werden. Dies ist eine sehr aufwändige Variante zur Berücksichtigung des Injektors. Weiters bietet das Verbrennungsmodell SAGE kaum Möglichkeiten in die Verbrennung einzugreifen. Die Stellparameter Zündquelle, Wandwärmeübergang und Zellgröße stellen die einzigen Parameter, außer der Gemischbildung, zur Beeinflussung der Verbrennung dar. Durch die Analyse der zahlreichen Rechnungen hat sich ein Fehler der Ergebnisse gezeigt. Der Druckverlauf gegen Ende der Verbrennung hat sich in zahlreichen Variantenrechnungen nicht geändert. Dabei spielt es keine Rolle, welche Einstellungen getroffen werden, beziehungsweise wie die Verbrennungskurve davor aussieht. Dies wirft einige Fragen auf, die trotz zahlreicher Versuche nicht erklärbar sind. Brisanz in dieses Thema bringt die Berechnung eines anderen Lastpunktes. Dort lässt sich, durch Variation einiger Parameter, die

Druckkurve gegen Ende der Verbrennung variieren. Der Grund dafür ist leider nicht bekannt und kann aus den erhaltenen Ergebnissen nicht abgeleitet werden.

Das *Post-processing* der 3D-Daten muss in einer anderen Software abgehandelt werden. Dafür wird von Converge das Programm Ensight empfohlen. Der Weg, bis 3D-Daten sichtbar gemacht werden können, ist jedoch ein längerer als zum Beispiel beim CFD *Code* AVL Fire. Nach Beendigung der Rechnung müssen die Daten erst konvertiert und dann in Ensight importiert werden. Dies ist vergleichsweise sehr zeitaufwändig. Weiters müssen alle Daten, die später begutachtet werden sollen, gleichzeitig konvertiert werden, da diese in einer Datei zusammengefasst werden. Das bedeutet, dass einzelne Datensätze nicht nachträglich in eine bereits erstellte Analyse eingebracht werden können.

Alles in Allem bietet das CFD-Programm Converge viele sehr nützliche und gut durchdachte Möglichkeiten, die auch hier zur Anwendung gekommen sind. Speziell herauszuheben ist die automatische Netzgenerierung, die einfache Adaptierbarkeit der Verdichtungsverhältnisse, sowie die einfache Definition von *Boundaries* und Verfeinerungen der Zellgröße. Dennoch sind noch einige Unsicherheiten in den Ergebnissen vorhanden, die teilweise herausgearbeitet worden sind. Das Programm zeigt aus strömungstechnischer Sicht in kurzer Zeit gute Ergebnisse. Speziell im Bereich Verbrennungsrechnung und Kraftstoffeinbringung müssen noch Erfahrungen gesammelt werden, um die einzelnen Parameter der Modelle richtig adaptieren zu können. Die Übertragbarkeit einzelner Rechnungen auf andere Lastpunkte hat, mit den von uns gewählten Parametern, nicht sehr gut funktioniert. Es scheint daher notwendig zu sein, das *Spray*-Modell und das Verbrennungsmodell für jeden Lastpunkt adaptieren zu müssen.

Literaturverzeichnis

- Andersson, B.; Andersson, R.; Hakansson, M.; Sudiyo, R.; Van Wachem, B.:
- [1] Computational Fluid Dynamics for Engineers, Cambridge University Press 2012, New York, ISBN 978-1-107-01895-2
 - [2] CONVERGE 2.1.0 Theory Manual, Convergent Science, Inc 2013
 - [3] Eichlseder, H.: Thermodynamik. Vorlesungsskriptum, Technische Universität Graz, 2009
 - [4] Eichlseder, H.: Verbrennungskraftmaschinen Vertiefte Ausbildung. Vorlesungsskriptum, Technische Universität Graz, 2012
 - [5] Ferziger, J.; Peric, M.: Numerische Strömungsmechanik, Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2008, ISBN 978-3-540-67586-0
 - [6] Franz, D.: Grundlagen der Strömungsmechanik, Springer Berlin Heidelberg New York 2006, ISBN-10 3-540-31323-0
 - [7] Hageneder, K.: Experimentelle Untersuchungen und 3D-CFD Simulation zum Einfluss des Einspritzdruckes auf ein bestehendes Brennverfahren mit Benzindirekteinspritzung für 4-Takt Motoren, Technische Universität Graz, 2009
 - [8] Ingram, D.M.; Causon, D.M.; Mingham, C.G.: Developments in Cartesian cut cell methods, IMACS 2002, published by Elsevier Science
 - [9] Merker, G.; Schwarz Ch.; Grundlagen Verbrennungsmotoren 4. Auflage, Vieweg+Teubner Wiesbaden 2009, ISBN 978-3-8348-0740-3
 - [10] Van Basshysen, R.: Ottomotor mit Direkteinspritzung 3. Auflage, Springer ViewegWiesbaden 2013, ISBN 978-3-658-01407-0
 - [11] Wimmer, A.: Thermodynamik des Verbrennungsmotors Vorlesungsskriptum, Technische Universität Graz, 2012

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2-1: zweidimensionales Rechennetz [5].....	6
Abbildung 2-2: dreidimensionales Rechennetz [5].....	7
Abbildung 2-3: Darstellung des Arbeitsprozesses des <i>Solvers</i> [2]	10
Abbildung 2-4: Prinzipdarstellung einer turbulenten Strömung [5]	11
Abbildung 2-5: geschlossenes System [3]	16
Abbildung 2-6: links: stationäres offenes System rechts: instationäres offenes System [3]....	16
Abbildung 2-7: Darstellung des thermodynamischen Systems Motor [11].....	18
Abbildung 2-8: Darstellung der Massen beim Ladungswechsel [4]	19
Abbildung 2-9: Betriebskennfeld eines direkteinspritzenden Ottomotors [4]	20
Abbildung 2-10: Darstellung der Einspritzung bei sehr früher und bei später Einspritzung [4]	21
Abbildung 2-11: Laminare und turbulente Flammenausbreitung [4]	22
Abbildung 2-12: Darstellung nicht-vorgemischte Verbrennung [4]	22
Abbildung 2-13: Möglichkeiten der Kraftstoffeinbringung [10]	23
Abbildung 3-1: Darstellung des Inputfiles für die CFD-Rechnung	24
Abbildung 3-2: Organigramm zur Übersicht des Arbeitsflusses	25
Abbildung 4-1: Abbildung des <i>STL-Files</i>	27
Abbildung 4-2: Übersicht über die Definition der <i>Input-Files</i>	28
Abbildung 4-3: Untermenü <i>Engine Application</i>	29
Abbildung 4-4: Berechnung des Kompressionsverhältnisses	29
Abbildung 4-5: Untermenü <i>Run Parameters</i>	30
Abbildung 4-6: Untermenü <i>Simulation Time Parameters</i>	30
Abbildung 4-7: <i>Boundaries</i> Brennraum	31
Abbildung 4-8: Darstellung der Einlassventile	31
Abbildung 4-9: Einlasskanal	32
Abbildung 4-10: Auslasskanal	32
Abbildung 4-11: Menü <i>Regions</i> und <i>Initializations</i>	33
Abbildung 4-12: Untermenü <i>Events</i>	33
Abbildung 4-13: Untermenü <i>Adaptive Mesh Refinement</i>	34
Abbildung 4-14: Verfeinerung durch einen Zylinder	35
Abbildung 4-15: Netz von der Berechnung „Motor saugend“	36
Abbildung 4-16: Netzdarstellung im Einlassbereich bei geöffnetem Auslassventil.....	37
Abbildung 4-17: Temperatur- und Druckverlauf bei „Motor saugend“ am Einlass	38
Abbildung 4-18: Netzdarstellung am Auslass.....	38
Abbildung 4-19: Netzdarstellung bei geöffnetem Einlassventil	39

Abbildung 4-20: Geschwindigkeitsprofil bei geöffnetem Einlassventil	39
Abbildung 4-21: Vergleich der Massenverläufe im Brennraum	40
Abbildung 5-1: Injektorlayout	41
Abbildung 5-2: Modell Sprayanalyse	42
Abbildung 5-3: <i>Liquid Data Table</i>	42
Abbildung 5-4: <i>Spray Modeling</i>	43
Abbildung 5-5: Untermenü Injektoren	44
Abbildung 5-6: <i>Spray Rate Calculator</i>	44
Abbildung 5-7: Modellierung des Einspritzprofils	45
Abbildung 5-8: Untermenü <i>Models</i>	45
Abbildung 5-9: Einspritzlochkonfiguration	46
Abbildung 5-10: Darstellung der Eindringtiefe bei variablem Durchflusskoeffizienten	48
Abbildung 5-11: Sauterdurchmesser bei 30 mm bei variablem Durchflusskoeffizienten	48
Abbildung 5-12: Sauterdurchmesser bei 100 mm bei variablem Durchflusskoeffizienten	49
Abbildung 5-13: Darstellung Eindringtiefe bei variablem <i>shed_factor</i>	50
Abbildung 5-14: Sauterdurchmesser bei 30 mm und variablem <i>shed_factor</i>	50
Abbildung 5-15: Sauterdurchmesser bei 100 mm und variablem <i>shed_factor</i>	51
Abbildung 5-16: Darstellung der Eindringtiefe mit und ohne Modellierung turbulenter Dispersion	52
Abbildung 5-17: Sauterdurchmesser bei 30 mm mit und ohne Modellierung turbulenter Dispersion	52
Abbildung 5-18: Darstellung Eindringtiefe bei variablem α	53
Abbildung 5-19: Sauterdurchmesser bei 30 mm und variablem α	54
Abbildung 5-20: Sauterdurchmesser bei 100 mm und variablem α	54
Abbildung 5-21: Darstellung der Eindringtiefe bei variabler <i>kh_cnst1</i>	55
Abbildung 5-22: Sauterdurchmesser bei 30 mm und variabler <i>kh_cnst1</i>	56
Abbildung 5-23: Sauterdurchmesser bei 100mm und variabler <i>kh_cnst1</i>	56
Abbildung 5-24: Darstellung der Eindringtiefe bei variabler <i>kh_cnst2</i>	57
Abbildung 5-25: Sauterdurchmesser bei 30 mm und variablem <i>kh_cnst2</i> -Wert	58
Abbildung 5-26: Sauterdurchmesser bei 100 mm und variabler <i>kh_cnst2</i>	58
Abbildung 5-27: Darstellung <i>der Spray Penetration</i> von zwei Abstimmkurven	59
Abbildung 5-28: Sauterdurchmesser bei 30 mm Eindringtiefe der abgestimmten Variante ...	60
Abbildung 5-29: Sauterdurchmesser bei 100 mm Eindringtiefe der abgestimmten Variante .	60
Abbildung 5-30: Darstellung des mittleren Sauterdurchmessers über den Kraftstoffdruck	61
Abbildung 6-1: Druckverläufe am Ein- und Auslass für Lastpunkt 1	63
Abbildung 6-2: Einspritzprofil	64
Abbildung 6-3: Konfigurator der Einspritzlöcher	64

Abbildung 6-4: Ansicht des Anordnung der Einspritzstrahlen	65
Abbildung 6-5: Untermenü Verbrennungsmodell.....	66
Abbildung 6-6: Untermenü Source/Sink.....	66
Abbildung 6-7: Darstellung der Verfeinerungen bei der Verbrennungsrechnung.....	67
Abbildung 6-8: Darstellung des Simulationsablaufes in Converge	68
Abbildung 6-9: Verlauf <i>Equivalence Ratio</i> im Brennraum bei 100 bar Einspritzdruck.....	70
Abbildung 6-10: Massenverläufe im Brennraum bei 5000 U/min.....	70
Abbildung 6-11: Vergleich zwischen den flüssigen Massen von IC8H18 bei 100 bar Einspritzdruck	71
Abbildung 6-12: Vergleich der Sauterdurchmesser bei 100 bar Einspritzdruck	72
Abbildung 6-13: <i>Equivalence Ratio</i> an der Zündkerze bei 100 bar Einspritzdruck	72
Abbildung 6-14: <i>Equivalence Ratio</i> bei Kurbelwinkel 400°, 440°, 480° und 690°, Converge	73
Abbildung 6-15: <i>Equivalence Ratio</i> bei Kurbelwinkel 400°, 440°, 480° und 690°, AVL Fire	74
Abbildung 6-16: Verlauf <i>Equivalence Ratio</i> im Brennraum bei 90 bar Einspritzdruck.....	76
Abbildung 6-17: Massenverläufe im Brennraum bei 2500 U/min.....	77
Abbildung 6-18: Vergleich zwischen den flüssigen Massen von IC8H18 bei 90 bar Einspritzdruck	77
Abbildung 6-19: Vergleich der Sauterdurchmesser bei 90 bar Einspritzdruck	78
Abbildung 6-20: <i>Equivalence Ratio</i> an der Zündkerze bei 90 bar Einspritzdruck	78
Abbildung 6-21: <i>Equivalence Ratio</i> bei Kurbelwinkel 450°, 470°, 510° und 690°, Converge	79
Abbildung 6-22: <i>Equivalence Ratio</i> bei Kurbelwinkel 450°, 470°, 510° und 690°, AVL Fire	80
Abbildung 6-23: Verlauf <i>Equivalence Ratio</i> im Brennraum bei 40 bar Einspritzdruck.....	82
Abbildung 6-24: Massenverläufe im Brennraum bei 2000 U/min.....	82
Abbildung 6-25: Vergleich zwischen den flüssigen Massen von IC8H18 bei 40 bar Einspritzdruck	83
Abbildung 6-26: Vergleich der Sauterdurchmesser bei 40 bar Einspritzdruck	84
Abbildung 6-27: <i>Equivalence Ratio</i> an der Zündkerze bei 40 bar Einspritzdruck	84
Abbildung 6-28: <i>Equivalence Ratio</i> bei Kurbelwinkel 430°, 440°, 510° und 690° Converge	85
Abbildung 6-29: <i>Equivalence Ratio</i> bei Kurbelwinkel 430°, 440°, 510° und 690° AVL Fire	86
Abbildung 6-30: Hochdruckverlauf der Variantenrechnungen mit verschiedenen Energiequellen.....	88
Abbildung 6-31: Darstellung des Heizverlaufes der einzelnen Variantenrechnungen	89
Abbildung 6-32: Relativer Heizverlauf.....	90
Abbildung 6-33: Darstellung der Hochdruckverläufe bei variabler Zellverfeinerung.....	91
Abbildung 6-34: Heizverlauf bei variabler Zellgröße der Zündkerzenverfeinerungen	92
Abbildung 6-35: Darstellung des relativen Heizverlaufes	93
Abbildung 6-36: Darstellung der Hochdruckverläufe bei variabler Wandtemperatur.....	95

Abbildung 6-37: Heizverlaufskurven bei Variation der Wandtemperaturen	96
Abbildung 6-38: relativer Heizverlauf bei Variation der Wandtemperaturen	96
Abbildung 6-39: Hochdruckverlauf bei 2500 U/min und 10 bar BMEP	97
Abbildung 6-40: Heizverlauf bei 2500 U/min und 10 bar BMEP	98
Abbildung 6-41: Darstellung des relativen Heizverlaufs bei 2500 U/min und 10 bar BMEP.	98
Abbildung 6-42: Hochdruckverlauf bei 2000 U/min und 2 bar BMEP	99
Abbildung 6-43: Heizverlauf bei 2000 U/min und 2 bar BMEP	100
Abbildung 6-44: Darstellung des relativen Heizverlaufs bei 2000 U/min und 2 bar BMEP.	100