



Matthias Zarhuber, BSc

# **„Erstellung und Verifizierung eines 1D-Modells für einen Zweitakt-Hochleistungsmotor mit Direkteinspritzung zur Untersuchung alternativer Spülverfahren“**

## **MASTERARBEIT**

zur Erlangung des akademischen Grades  
Diplomingenieur  
Masterstudium Maschinenbau

eingereicht an der

**Technischen Universität Graz**

Betreuer/in

Assoc. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Roland Kirchberger  
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

Zweitbetreuer/in

Dipl.-Ing. Dr. techn. Franz Winkler  
Oliver Schögl  
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

Graz, April 2016



Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik  
Vorstand: Univ.-Prof. DI Dr. Helmut Eichlseder

## Vorwort

Mein Interesse an Maschinen und Motoren, das mich schon seit der Kindheit begleitet, führte mich an die Technische Universität in Graz, um dort Maschinenbau zu studieren. Dort konnte ich diese Sympathie für Verbrennungsmotoren durch themenspezifische Lehrveranstaltungen ausbauen und vertiefen. In positiver Erinnerung bleiben mir die Vorlesungen von Hr. Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Eichlseder, die mir in besonderer Weise das enorm breite Spektrum der Verbrennungskraftmaschinen vor Augen führten.

Bei einem auf den Antrieb von Freizeitgeräten spezialisierten Motorenhersteller, bei welchem ich zuvor bereits ein Praktikum absolviert hatte, erhielt ich die Möglichkeit zu dieser Diplomarbeit.

Für die Unterstützung an dieser Arbeit möchte ich folgenden Personen besonders danken:

Hr. Foxhall, BSc. und Hr. Dipl.-Ing. Hochmayr  
für das Ermöglichen dieser Masterarbeit,

Assoc. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Roland Kirchberger,  
Oliver Schögl und Dipl.-Ing.(FH) Philipp Gschwantner  
für die Betreuung und Unterstützung,

meinen Eltern  
für die finanzielle Unterstützung während des Studiums,

meiner Freundin,  
die mich immer begleitend unterstützt hat,

sowie allen anderen Personen, die mir auch mit Rat zur Seite standen.

In folgender Arbeit sind programmspezifische englische Ausdrücke, zur leichteren Lesbarkeit, kursiv geschrieben.

# Inhaltsverzeichnis

<b>VORWORT .....</b>	<b>II</b>
<b>FORMELZEICHEN, INDIZES UND ABKÜRZUNGEN .....</b>	<b>V</b>
<b>EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG .....</b>	<b>VII</b>
<b>ZUSAMMENFASSUNG .....</b>	<b>VIII</b>
<b>ABSTRACT .....</b>	<b>IX</b>
<b>1 EINLEITUNG .....</b>	<b>1</b>
1.1 PROJEKTBESCHREIBUNG UND ABLAUF .....	1
1.2 MOTIVATION .....	2
1.3 AUSGANGSBASIS .....	3
1.4 ZIELE .....	4
<b>2 THEORETISCHE GRUNDLAGEN .....</b>	<b>5</b>
2.1 ZWEITAKTMOTOR .....	5
2.1.1 Kenngrößen .....	5
2.1.1.1 Mitteldrücke .....	6
2.1.1.2 Leistungen .....	7
2.1.1.3 Drehmoment .....	7
2.1.1.4 Wirkungsgrad .....	7
2.1.1.5 Spezifischer Kraftstoffverbrauch .....	7
2.1.2 Ladungswechsel .....	8
2.2 SPÜLUNG - SCAVENGING .....	11
2.2.1 Spülungsarten .....	14
2.2.2 Vereinfachter Spülungsansatz nach Pischinger [2] .....	14
2.2.3 Spülkurven .....	15
2.2.3.1 Allgemeine Definition der Spülkurve [2] .....	15
2.2.3.2 Spülung nach GT Power .....	16
2.3 BESCHREIBUNG DES BRENNRAUMES .....	22
2.3.1 Nulldimensionale Modellierung .....	22
2.3.2 Grundgleichungen des Einzonenmodells .....	23
2.3.3 Der Brennverlauf .....	25
2.4 1D-CFD LADUNGSWECHSEL MIT GT-POWER® .....	27
2.4.1 Diskretisierung .....	27
2.4.2 Solver zum Lösen der Differentialgleichungen .....	27
2.4.3 Wärmetransport .....	29
2.4.4 Wandtemperatur <i>Solver</i> .....	29
<b>3 DER STRÖMUNGSPRÜFSTAND .....</b>	<b>30</b>
3.1 KENNGRÖßEN .....	30
3.2 DURCHFÜHRUNG .....	31
3.3 DRUCKMESSUNG .....	31
3.4 STRÖMUNGSPRÜFSTAND - VIRTUELLE <i>FLOWBENCH</i> .....	34
3.5 KALIBRIERUNG DES MODELLS .....	35
3.5.1 Aufbereitung Strömungsprüfstand-Messdaten .....	35
3.5.2 Virtuelles <i>Flowbench</i> -Modell .....	36
3.5.3 Durchflusskennzahl .....	37
<b>4 1D-CFD LADUNGSWECHSELSIMULATION .....</b>	<b>38</b>
4.1 MODELLERSTELLUNG .....	38
4.1.1 <i>Airbox</i> .....	39
4.1.2 Drosselklappe .....	39
4.1.3 Membranventil .....	41
4.1.3.1 Statisches $C_D/\Delta p$ Modell .....	42
4.1.3.2 Dynamisches Modell .....	42
4.1.3.3 Fazit Membranventilmodell .....	45
4.1.4 Überströmkanäle .....	46
4.1.4.1 Datenaufbereitung .....	46
4.1.4.2 Aufteilung .....	46
4.1.4.3 Diskretisierung .....	47
4.1.5 Kurbelgehäuse .....	47

4.1.6	Einspritzung .....	48
4.1.7	Auspuffanlage .....	51
4.1.7.1	Krümmen – Manifold .....	51
4.1.7.2	Abgasbirne – <i>Tunepipe</i> .....	51
4.1.7.3	Endtopf – <i>Muffler</i> .....	52
4.1.8	RAVE - <i>Adjustable Variable Exhaust</i> .....	53
4.2	MODELLVALIDIERUNG .....	57
4.2.1	Messstellen .....	58
4.2.2	Luftmasse .....	59
4.2.3	Luftaufwand .....	61
4.2.4	Liefergrad .....	62
4.2.5	Temperaturen .....	62
4.2.5.1	Wärmeübergang .....	62
4.2.5.2	Einspritzzeitpunkt .....	65
4.2.6	Druckverlust in der Abgasbirne .....	67
4.2.6.1	Originalaufbau – Version A .....	67
4.2.6.2	Modellierung durch kleine Volumina – Version B 3D .....	68
4.2.6.3	Druckverlustkoeffizienten Version A2 1D .....	69
4.2.7	Druckvergleich .....	71
4.3	LASTSCHLAGSIMULATION .....	77
4.3.1	Definition .....	77
4.3.2	Saugmotor – Referenzgröße .....	78
<b>5</b>	<b>UMBAU DES MODELLS FÜR <i>ADVANCED SCAVENGING</i>-UNTERSUCHUNGEN .....</b>	<b>79</b>
5.1	MODELLUMBAU .....	80
5.2	VARIATIONSRECHNUNG MIT VORGEgebenEM KONSTANTEM SPÜLDRUCK .....	84
5.2.1	Stationärer Drehzahlpunkt <i>DoE</i> .....	85
5.2.2	<i>DoE-Solver</i> .....	87
5.3	VARIATIONSRECHNUNG MIT DEM KOMPRESSORMODELL .....	88
5.3.1	Kompressorauslegung und Implementierung .....	88
5.3.2	Kompressormodell – Vollastabstimmung .....	90
5.3.3	Leerlauf .....	91
5.3.4	Teillastdrosselklappenstellung - Untersuchung .....	93
5.3.5	Lastschläge am Kompressormodell .....	94
<b>6</b>	<b>SCHLUSSFOLGERUNGEN UND AUSBLICK .....</b>	<b>95</b>
<b>7</b>	<b>VERZEICHNISSE .....</b>	<b>96</b>
7.1	ABBILDUNGSVERZEICHNIS .....	96
7.2	TABELLENVERZEICHNIS .....	100
7.3	LITERATURVERZEICHNIS .....	100

## Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

### Lateinische Formelzeichen

$A$	$\text{m}^2$	Fläche, Oberfläche, Querschnittsfläche
$b_e$	$\text{g/kWh}$	effektiver spezifischer Kraftstoffverbrauch
$c$	$\text{m/s}$	Geschwindigkeit
$c_s$	$\text{m/s}$	Schallgeschwindigkeit
$d$	$\text{m}$	Durchmesser
$f$	$\text{s}^{-1}$	Frequenz
$F$	$\text{N}$	Kraft
$g$	$\text{m/s}^2$	örtliche Fallbeschleunigung
$h$	$\text{J/kg}$	spezifische Enthalpie
$H_G$	$\text{MJ/m}^3$	Gemischheizwert
$H_u$	$\text{kJ/kg}$	spezifischer Heizwert (früher: unterer Heizwert)
$k$	$\text{W}/(\text{m}^2 \text{ K})$	Wärmedurchgangskoeffizient
$l$	$\text{m}$	Länge
$L$	$\text{kg L/kg B}$	Luftmenge
$L_{\min}$	$\text{kg L/kg B}$	Mindestluftbedarf
$m$	$\text{kg}$ oder $\text{mol}$	Masse
$\dot{m}$	$\text{kg/s}$	Massenstrom
$M$	$\text{g/mol}$	molare Masse
$M_d$	$\text{Nm}$	Drehmoment
$O_2$	$\text{kmol O}_2/\text{kmol B}$	Sauerstoffmenge (auch: $\text{kg O}_2/\text{kg B}$ )
$O_{2\min}$	$\text{kmol O}_2/\text{kmol B}$	Mindestsauerstoffbedarf (auch: $\text{kg O}_2/\text{kg B}$ )
$p$	$\text{bar, Pa}$	Druck
$p_i$	$\text{bar}$	indizierter Mitteldruck
$P$	$(\text{k})\text{W}$	Leistung
$R$	$\text{J}/(\text{kg K})$	spezifische Gaskonstante
$t$	$^{\circ}\text{C}$	Celsius-Temperatur
$T$	$\text{K}$	thermodynamische Temperatur
$U$	$\text{J}$	innere Energie
$V$	$\text{m}^3$	Volumen
$W$	$\text{J}$	Arbeit

### Griechische Formelzeichen

$\alpha$	$\text{W}/(\text{m}^2 \text{ K})$	Wärmeübergangskoeffizient
$\varepsilon$	–	Leistungszahl; Verdichtungsverhältnis
$\eta$	–	Wirkungsgrad
$\eta_e ; \eta_i$	–	effektiver; innerer Wirkungsgrad
$\eta_m$	–	mechanischer Wirkungsgrad
$\kappa$	–	Isentropenexponent
$\lambda$	–	Luftverhältnis; Luftzahl
$\mu$	–	Durchflusszahl; Überströmungskoeffizient
$\rho$	$\text{kg/m}^3$	Dichte
$\sigma$	–	Versperrungsziffer
$\varphi$	$^{\circ} \text{KW}$	Kurbelwinkel
$\phi = 1/\lambda$	–	Equivalence Ratio

## Operatoren und Bezeichnungen

d	vollständiges Differential
$\delta$	unvollständiges Differential
$\Delta$	Differenz zweier Größen

## Weitere Indices und Abkürzungen

$:=$	Definition
0	Standardzustand (z. B. $p^0 = 1$ bar Standarddruck)
1	Zustand (im Querschnitt, am Punkt) 1
2	Zustand (im Querschnitt, am Punkt) 2
1D	eindimensional
3D	dreidimensional
AVL	<i>Anstalt für Verbrennungskraftmaschinen List</i>
$c_D$	<i>Discharge Coefficient</i>
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
CRR	<i>Cylinder Residual Ratio</i>
DI	<i>Direct Injection</i>
EOI	<i>End of Injection</i>
ERR	<i>Exhaust Residual Ratio</i>
IVT	Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik
h	Hubraum (des Zylinders)
KWnOT	Kurbelwinkel nach oberem Totpunkt
MAG	Zylinderbezeichnung „ <i>Magneto</i> “; Zylinder hinter dem Schwungrad
max	maximal
MBT	<i>Maximum Brake Torque</i>
MFB	<i>Mass Fraction Burnt</i>
min	minimal
OT	oberer Totpunkt
PTO	Zylinderbezeichnung, <i>Power take off</i> = Abtriebseite
Re	Reynoldszahl
SOI	<i>Start of Injection</i>
UT	Unterer Totpunkt

## **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.

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.

Matthias Zarhuber, BSc

Graz, am .....

## Zusammenfassung

Seit Jahrzehnten gibt es bei der Gestaltung der Kanalgeometrien eines kleinvolumigen Zweitaktmotors keine nennenswerten Neuerungen. Bei den meisten Varianten lässt sich das Prinzip der Schnürle Umkehrspülung, welche bereits 1925 zum Patent eingereicht wurde, finden. Dadurch, dass es sich beim untersuchten Motor um eine Kurbelgehäusespülung handelt, ist man in der Gestaltung der dafür nötigen Überströmkanäle eingeschränkt, wodurch sich am Prinzip nicht viel ändern kann.

Im Zuge dieser Masterarbeit sollen mittels 1D-Simulation neue Ansätze für alternative Spülverfahren im Zweitakt-Motorbereich anhand des 593 E-TEC Motors untersucht werden. Bei diesem Motor handelt es sich um einen in die zwei Zylinder direkt einspritzenden Zweitaktmotor für Schneemobile (Ski-Doo). Eine Besonderheit dieses Motors ist das verbaute RAVE-System, welches die Höhe und die Größe des Auslasskanals drehzahlabhängig variieren kann. Das Drehmoment und der Verbrauch werden dadurch bei niedrigen Drehzahlen verbessert.

Da die Berechnung der Ladungsspülung im Zylinder bei der 1D-Simulation numerisch nicht aufgelöst werden kann, ist eine Koppelung mit einer 3D-Spülungssimulation notwendig. Diese aus dieser Berechnung ermittelten drehzahl- und lastabhängigen Kurven versuchen die bei der Überschneidung der Ein- und Auslasskanäle entstehenden Strömungsverhältnisse zu beschreiben.

Beim vorliegenden Hochleistungszweitaktmotor handelt es sich um ein sehr sensibles System. So können bereits kleine Änderungen bei den Lauflängen oder den Initialisierungswerten entscheidend sein.

Der bestehende Zweitaktmotor wird mit dem computergestützten Strömungsberechnungsprogramm GT-Power® der Firma Gamma Technologies nachgebildet und durch die vorhandenen Prüfstandsdaten validiert. Da im leistungsorientierten Hobbysegment das Ansprechverhalten des Motors stetig an Bedeutung gewinnt, wird dieses anhand von nachgebildeten Lastschlägen unterschiedliche Motorszenarien simuliert.

Aufbauend auf diesem Modell werden in weiterer Folge alternative Zweitakt-Spülverfahren näher untersucht. Ziel ist es, durch ein seitliches Einblasen in den Zylinder mit Hilfe eines Gebläses den Wegfall der Kurbelgehäusespülung zu erreichen. Die sich dadurch bietenden Potentiale, wie ein konstant vorhandener Spüldruck, werden untersucht.



## Abstract

The port designs in two-stroke engines have not noticeably changed since Schnürle patented his layout in 1925. The air is sucked into the crankcase, compressed and flows finally via intake ports into the cylinder. Due to the crankcase scavenging the boundary conditions limit the variety of the port design.

This thesis uses the one dimensional simulation to examine new concepts of alternative scavenging. In the first step, a 1D-model of the 593 E-TEC two-stroke engine is built in GT-Power. The engine injects the fuel directly into the two cylinders by the E-TEC® injectors. The implemented RAVE®-exhaust valve offers by changing the height and size of the exhaust ports more fuel efficiency and higher torque at lower U/min but also higher performance at high U/min. This engine is used to power snowmobiles.

It is characteristic for two-stroke engines that the port timing causes an overlapping period where inlet and exhaust are open simultaneous. Therefore fresh air may directly leave the exhaust chamber unburned.

One problem is, that for a 1D-simulation it is not possible to determine the scavenging process, thus a coupled 3D simulation is required. Therefore particular curves, depending on load and speed, are defined to describe this process.

In stage I the 593 E-TEC engine is built in the 1D-simulation program GT-Power®. This model is calibrated by data from an engine test bench. As a result of this stage, special load test could be simulated to rebuild the reference engine.

Furthermore, in stage II advanced scavenging concepts are simulated. One attempt is to bypass the crankcase scanning by flowing directly into the cylinder. This should reduce the size of the ports in order to reduce the cylinder distance.

# 1 Einleitung

Zweitaktmotoren können in gewissen Nischen, wo Leistungsgewicht (Motorsport) oder primär das Gewicht (Kettensäge, Drohnen) eine dominierende Rolle spielen, ihre Vorteile ausspielen. Richtig ausgelegt, zeichnen sie sich durch ihre Drehfreudigkeit und Einfachheit aus. Der in dieser Arbeit beschriebene Zweitaktmotor, 593 E-TEC, kommt in Schneeschlitten zum Einsatz.



Abbildung 1-1: Schneeschlitten mit Zweitaktmotor - 593 E-TEC

## 1.1 Projektbeschreibung und Ablauf

Das Projekt lässt sich in zwei Teilbereiche unterteilen. Der erste Teil beinhaltet das Erstellen eines Motormodells, welches mithilfe der am Motorprüfstand gemessenen Daten validiert wird. Der zweite Teil widmet sich einer Variationsrechnung, in welcher die Auswirkungen, wie eine externe Aufladung, auf das Modell untersucht werden. Es wird sowohl auf die hierfür notwendige Adaption der Kanalgeometrie wie auch auf das veränderte Ansprechverhalten des Motors eingegangen.

Aufgebaut wird dieses Modell in dem eindimensionalen Strömungssimulationsprogramm GT-Power®, welches für die Simulation von Verbrennungsmotoren entwickelt wurde.

Folgende Abbildung zeigt die einzelnen Schritte der eindimensionalen Modellerstellung und soll als eine Art Übersichtskarte für diese Arbeit dienen.

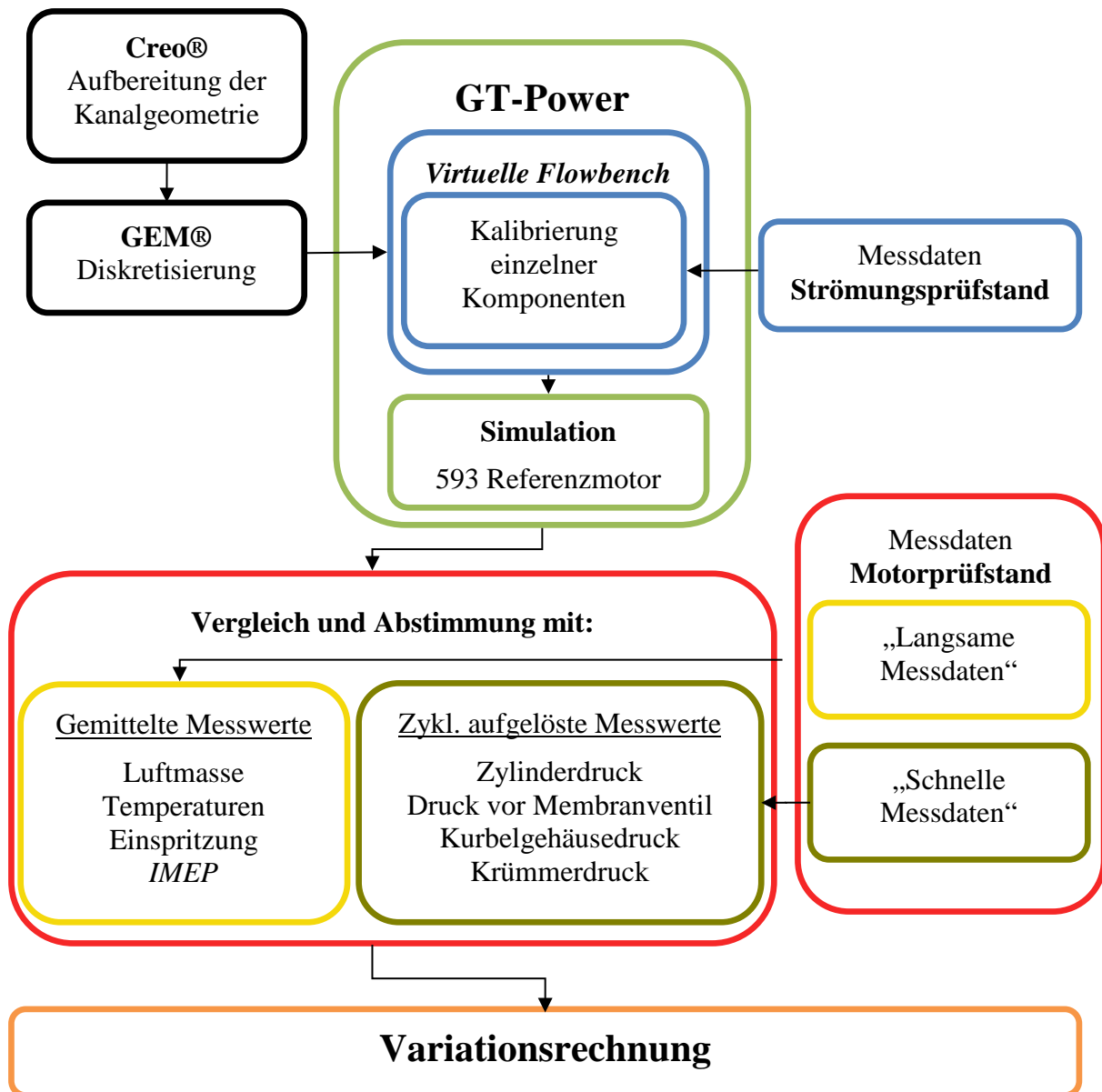


Abbildung 1-2: Projektablauf bei der Erstellung eines eindimensionalen Simulationsmodells.

Creo®: CAD-Programm von PTC®

GEM®: Zusatzprogramm von GT-Power®

Bei der Abstimmung werden neben der angesaugten Luftmasse, dem eingespritzten Kraftstoff oder den Temperaturen vor allem die indizierten Drücke verglichen. Dies setzt jedoch die richtige und genaue Messung der „schnellen Messdaten“ voraus, was sich in der Praxis oftmals als schwierig zeigte.

## 1.2 Motivation

Durch die zunehmende Verschärfung der Abgasgesetzgebung für Verbrennungsmotoren wird es für einen Zweitaktmotor immer schwieriger, die vorgeschriebenen Abgaswerte zu erreichen. Aus diesen Gründen ist es unabdingbar, die Auslegung eines neuen Zweitaktmotors durch numerische Strömungssimulation zu unterstützen, um sowohl die gewünschte Leistung als auch die angestrebten niedrigen Abgaswerte zu erreichen. Auch aus ethischen Gründen sollte es der Ehrgeiz eines Technikers sein, möglichst verbrauchs- und schadstoffarme Motoren zu entwickeln.

In der Konzeptphase ermöglicht es die 1D-Simulation, unterschiedlichste Varianten vergleichsweise rasch hinsichtlich der Anforderungen zu überprüfen.

### 1.3 Ausgangsbasis

Der Zweitakt Schneeschlittenmotor 593 E-TEC wurde von der TU Graz am Motorprüfstand vermessen. Der vermessene Drehzahlbereich reicht von 2500 U/min bis 8000 U/min. Dabei wurden neben den Volllastpunkten auch Teillastpunkte im Detail vermessen.

Bei den aufgezeichneten Daten ist in „langsame und schnelle Messdaten“ zu unterscheiden:

Die „Schnellen“ beinhalten neben den Zylinderdrücken auch die Drücke vor und nach dem Motor, bei den „langsamen Messdaten“ sind neben dem Luftmassenstrom und dem Kraftstoffmassenstrom auch die Temperaturen etc. zyklisch gemittelt gemessen worden. Die Kenngrößen des Motors in folgender Tabelle zeigen, dass es sich hier um einen leistungsorientierten Zweizylindermotor handelt.

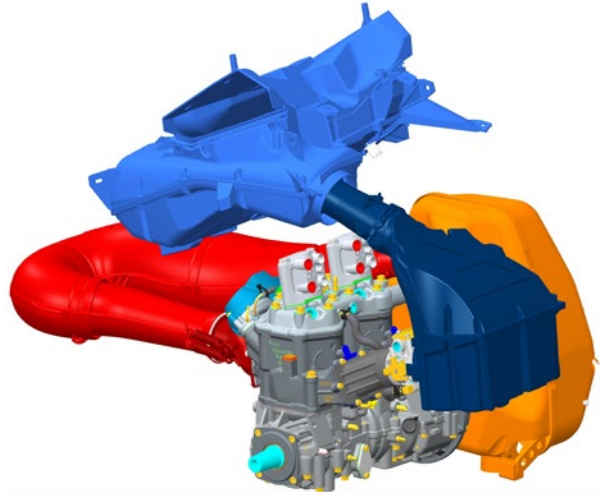


Abbildung 1-3: CAD Modell des 593 E-TEC

<b>Zylinder</b>	[ - ]	2
<b>Arbeitsspiel</b>	[ - ]	2-Takt
<b>Leistung bei 8100 U/min</b>	[kW]	83,5
<b>Drehmoment bei 7900 U/min</b>	[Nm]	102
<b>Gewicht</b>	[kg]	34
<b>Hub</b>	[mm]	73
<b>Bohrung</b>	[mm]	72
<b>Hubraum</b>	[cm <sup>3</sup> ]	600
<b>Pleuellänge</b>	[mm]	132
<b>Verdichtungsverhältnis Zweitakt nach Schließen des Auslasskanals</b>	[ - ]	6,3
<b>Verdichtungsverhältnis Pleuellkasten</b>	[ - ]	1,69

Tabelle 1-1: Kenndaten des simulierten Motors

## 1.4 Ziele

Ziel ist es, mithilfe des Simulationsmodells die Charakteristik des vermessenen Motors möglichst gut wiederzugeben. Mithilfe der Messdaten kann überprüft werden, wie gut das Modell den realen Motor widerspiegelt.

In der ersten Phase werden stationäre Drehzahlen bei Volllast gefahren. Hierbei wird der Fokus auf eine gute Übereinstimmung der Simulation mit den Prüfstanddaten gelegt. Anschließend soll die Simulation von Lastschlägen am Referenzmotor qualitative Aussagen über das Ansprechverhalten des Systems liefern.

Die zweite Phase beschäftigt sich mit dem Umbau des Modells auf ein elektrisch angetriebenes Kompressormodell. Für diesen Umbau werden durch das Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik (IVT) der TU Graz neue Kanalgeometrien entwickelt. Das Ziel ist eine qualitative Aussage über die Güte neuer Kanäle sowie Erkenntnisse über das mögliche Maß von Kanalveränderungen, ohne dabei die Spüleigenschaften des Motors zu verschlechtern. Hierzu sollen neben den stationären Punkten Lastschläge als Vergleichsgröße für das dynamische Ansprechverhalten dienen.

Die Ergebnisse lassen sich mit der vom IVT parallel durchgeführten eindimensionalen Simulation in AVL Boost® vergleichen.

## 2 Theoretische Grundlagen

Im Folgenden wird beginnend von den Motorkenngrößen auf die Definition der Spülung und schließlich auf die eindimensionale Simulation eingegangen.

### 2.1 Zweitaktmotor

Bei einem Zweitaktmotor findet pro Kurbelwellenumdrehung ein Arbeitszyklus statt, was dem Doppelten des Viertaktmotors entspricht. Theoretisch kann der Zweitaktmotor somit die doppelte Leistung des Viertaktmotors entwickeln. Jedoch kann dieses Potential nicht vollständig genutzt werden, da beispielsweise durch eine frühe Auslassöffnung der Expansionshub vorzeitig unterbrochen wird.

#### 2.1.1 Kenngrößen

Anhand folgender Kenngrößen lassen sich Verbrennungskraftmaschinen unterschiedlicher Baugrößen miteinander vergleichen.

Wenn nicht explizit erwähnt, beziehen sich die verwendeten Formeln auf den Zweitaktmotor.

$$\text{Verdichtungsverhältnis} \quad \varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c} \quad (2-1)$$

$$\text{Verdichtungsverhältnis 2-Takt} \quad \varepsilon' = \frac{V_h' + V_c}{V_c} \quad (2-2)$$

$$\text{Leistung Zweitaktmotor} \quad P = n V_h p_m \quad (2-3)$$

$$\text{Effektiver Mitteldruck} \quad p_e = \frac{W_e}{V_h} = \lambda_a H_G \eta_e \quad (2-4)$$

$V_h \dots$	Hubvolumen
$V_c \dots$	Schadraum bzw. Brennraum
$V_h' \dots$	effektiver Hubraum, Hubvolumen nach Schließen der Auslasskanäle
$n \dots$	Drehzahl
$W_e \dots$	effektiv verrichtete Arbeit
$\lambda_a \dots$	Luftaufwand
$H_G \dots$	Gemischheizwert
$\eta_e \dots$	effektiver Wirkungsgrad

### 2.1.1.1 Mitteldrücke

Die Mitteldrücke stellen eine Vergleichsgröße dar, mithilfe derer der Wirkungsgrad und der Ladungswechsel unabhängig vom Hubvolumen verglichen werden können.

Der **indizierte Mitteldruck**  $p_{mi}$  entspricht der indizierten Arbeit bezogen auf das Hubvolumen.

$$p_{mi} = \frac{W_i}{V_h} \quad (2-5)$$

Die indizierte Arbeit summiert sich aus der über einen Zyklus vom Gas auf den Kolben ausgeübten Kraft.

$$W_i = \oint p \, dV \quad (2-6)$$

Der **effektive Mitteldruck**  $p_{me}$  kann aus dem abgegebenen Drehmoment ermittelt werden.

$$p_{me} = \frac{W_e}{V_h} = \frac{2 \pi M}{V_h} \quad (2-7)$$

Der **Reibungsmitteldruck**  $p_{mr}$  lässt sich schließlich aus der Differenz beider ermitteln.

$$p_{mr} = p_{mi} - p_{me} \quad (2-8)$$

Abbildung 2-1 zeigt das p-v-Diagramm des Zweitakt-Arbeitsprozesses. Der Hauptunterschied zum Diagramm des Viertaktmotors ist die fehlende Ladungswechselschleife. Diese fehlt, da die Frischluft zuerst in das Kurbelgehäuse gesaugt und komprimiert wird und erst dann in den Brennraum überströmt. Dieser Teil der Frischluftansaugung wird von dem p-v-Diagramm nicht abgebildet, obwohl sie erbracht werden muss.

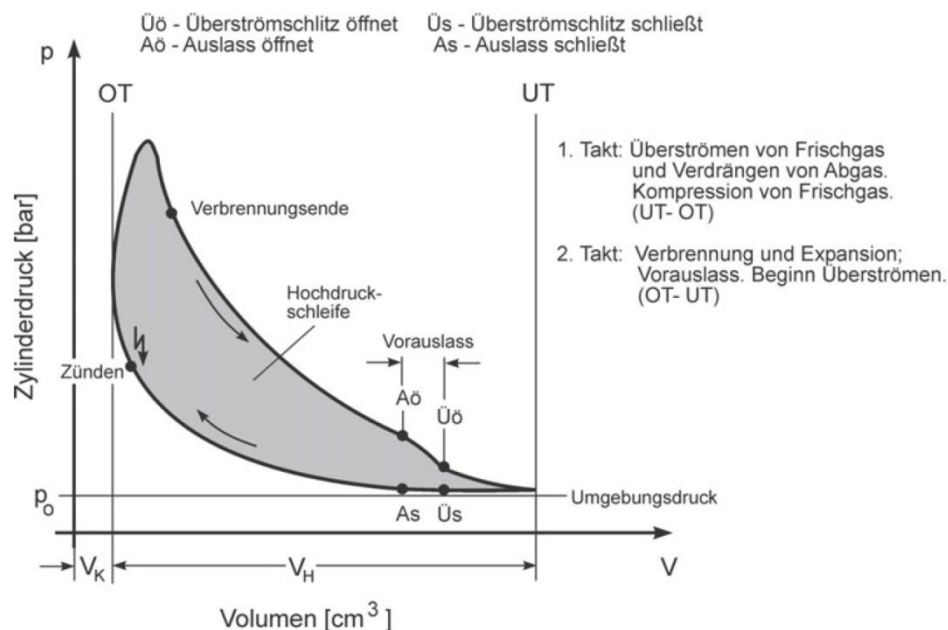


Abbildung 2-1: p-v-Diagramm des Zweitakt-Arbeitsprozesses [1]

### 2.1.1.2 Leistungen

Sind die Mitteldrücke durch Zylinderindizierung bekannt, lassen sich die jeweiligen Leistungen einfach berechnen.

$$\text{Effektive Leistung} \quad P_e = \frac{n p_{me} V_H}{600} \quad [\text{kW}] \quad (2-9)$$

$$\text{Indizierte Leistung} \quad P_i = \frac{n p_{mi} V_H}{600} \quad [\text{kW}] \quad (2-10)$$

$$\text{Reibleistung} \quad P_r = \frac{n p_{mr} V_H}{600} \quad [\text{kW}] \quad (2-11)$$

$n$	Motordrehzahl
$p_{me}$	effektiver Mitteldruck
$p_{mi}$	indizierter Mitteldruck
$p_{mr}$	Reibmitteldruck
$V_H$	Gesamthubvolumen $V_H = V_h * \text{Zylinderanzahl}$

### 2.1.1.3 Drehmoment

Der effektive Mitteldruck kann aus dem Drehmoment berechnet werden, welches durch eine Drehmomentmesswelle ermittelt wird.

$$\text{Drehmoment} \quad M_d = \frac{p_m V_H}{2 \pi} \quad (2-12)$$

### 2.1.1.4 Wirkungsgrad

Die naturgemäße Definition des Wirkungsgrades aus Nutzen durch Aufwand lässt sich beim Kolbenmotor als effektiv verrichtete Arbeit durch die zugeführte Brennstoffwärme interpretieren.

$$\text{Effektiver Wirkungsgrad} \quad \eta_e = \frac{W_e}{Q_B} = \eta_i \eta_m . \quad (2-13)$$

Für den **mechanischen Wirkungsgrad** gilt folgende Gleichung:

$$\text{Mechanischer Wirkungsgrad} \quad \eta_m = \frac{W_e}{W_i} = \frac{P_e}{P_i} = \frac{p_e}{p_i} \quad (2-14)$$

Da dieser jedoch stark von der Last abhängig ist, ist es zweckmäßiger, den Reibungsmitteldruck zu verwenden.

### 2.1.1.5 Spezifischer Kraftstoffverbrauch

Dieser ist indirekt proportional zum Wirkungsgrad und zum Heizwert  $H_u$ .

$$\text{Spezifischer Kraftstoffverbrauch} \quad b_e = \frac{\dot{m}_B}{P_e} = \frac{1}{\eta_e H_u} \quad (2-15)$$



### 2.1.2 Ladungswechsel

In Abbildung 2-2 sind die wesentlichen Arbeitsabläufe eines Zweitaktmotors mit Schlitzsteuerung und Kurbelgehäusespülung beschrieben. Der Kolben dient durch Abdecken und Freigeben der Ein- und Auslasskanäle als Steuerelement. Dies ergibt geometrisch bedingt symmetrische Steuerzeiten. Auf die Möglichkeiten der Adaptierung dieser normalerweise fixen Zeiten wird später eingegangen.

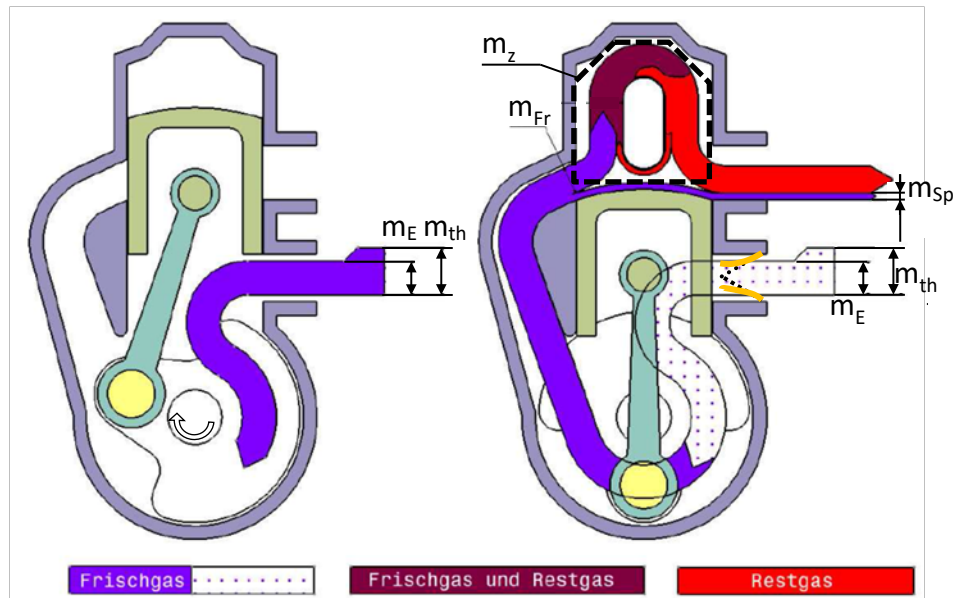


Abbildung 2-2: Prinzipskizze Ladungswechsel eines Zweitaktmotors mit Membranventil [7]

$m_{th}$ ... theoretisch ansaugbare Masse	$m_E$ ... angesaugte Frischgasmasse
$m_{Fr}$ ... gespülte Frischgasmasse	$m_z$ ... Gesamtladungsmasse im Zylinder
$m_{sp}$ ... Spülverlustmasse (ausgespülte Frischladung)	

Durch die Aufwärtsbewegung des Kolbens bei der **Verdichtung** reduziert sich der Druck im Kurbelgehäuse und die Frischluft wird über ein Membranventil in das Kurbelgehäuse angesaugt. Es folgen die **Zündung** und der **Expansionshub**. Nach etwa  $79^\circ$  Kurbelwellendrehung nach oberem Totpunkt (OT) gibt die Kolbenoberkante zuerst den Auslasskanal frei. Durch die frühe Auslassöffnung ist das Abgas noch nicht vollständig expandiert und es breitet sich eine Druckwelle in den Abgastrakt aus. Kurze Zeit später werden die Überströmkanäle geöffnet. Aufgrund des höheren Druckes im Kurbelgehäuse, durch den verdichtenden Abwärtshub des Kolbens, strömt die Frischluftmasse in den Zylinder und verdrängt das verbrannte Abgas in den gleichzeitig geöffneten Auspuff. Durch entsprechende Gestaltung der Überströmkanäle wird versucht, dieses Verdrängen zu optimieren. Wie gut diese Spülung funktioniert, ist von sehr vielen Parametern abhängig, worauf in Kapitel 2.2 eingegangen wird.

Der Kolben bewegt sich wieder nach oben, verschließt zuerst die Überströmkanäle, dann den Auslass und verdichtet das im Zylinder gefangene Luft-Restgas-Gemisch. Das Kolbenhemd gibt an der Unterseite des Kolbens zusätzliche Einlassschlitze in das Kurbelgehäuse frei (siehe Abbildung 2-3) und die Luft wird durch das Membranventil angesaugt. Es bildet sich eine beschleunigte Gassäule, welche auch nach dem oberen Totpunkt, aufgrund der Massenträgheit ihrer Strömungsrichtung, noch Luft in das Kurbelgehäuse saugt (Nachladeeffekt).

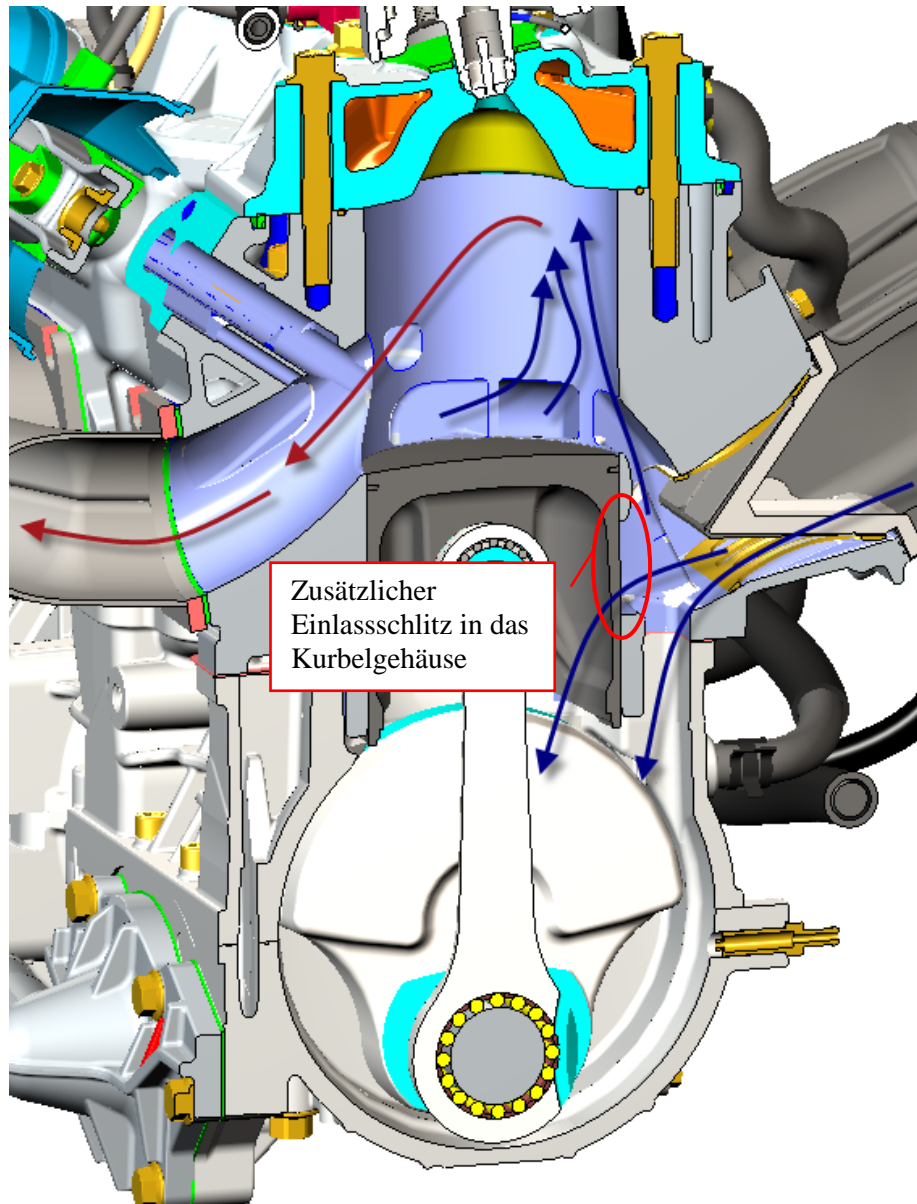


Abbildung 2-3: Ladungswechsel im Referenzmotor

Durch folgende dimensionslose Parameter kann die **Güte der Spülung** beschrieben werden:

$$\text{Luftaufwand} \quad \lambda_a = \frac{m_E}{m_{th}} \quad (2-16)$$

$$\text{Liefergrad} \quad \lambda_l = \frac{m_{Fr}}{m_{th}} \quad (2-17)$$

$$\text{Fanggrad Luft} \quad \lambda_f = \frac{m_{Fr \text{ Luft}}}{m_{E \text{ Luft}}} \quad (2-18)$$

$m_E$	angesaugte Frischluftmasse
$m_{th}$	theoretisch ansaugbare Frischluftmasse
$m_{Fr}$	in dem Zylinder verbleibende Frischmasse

Der **Luftaufwand** setzt die angesaugte zur theoretischen Luftmasse, welche dem Zylindervolumen entspricht, ins Verhältnis. Mithilfe gasdynamischer Effekte kann in optimierten Drehzahlbereichen auch ohne Verdichter ein Luftaufwand  $> 1$  erreicht werden.

Der **Liefergrad** beschreibt, welcher Anteil der theoretisch angesaugten Luftmasse tatsächlich im Zylinder bleibt. Da  $m_{Fr}$  jedoch schwerer zu bestimmen ist als  $m_E$ , wird meist der Luftaufwand als Bezugsgröße verwendet.

Der **Fanggrad** definiert das Verhältnis der im Zylinder verbleibenden zur eingebrachten Ladungsmasse.

Die im Zylinder **vorhandene Ladung** lässt sich durch folgende Größen beschreiben:

$$\text{Luftverhältnis} \quad \lambda = \frac{m_L}{m_{L \text{ st}}} = \frac{m_L}{L_{st} m_B} \quad (2-19)$$

$$\text{Kraftstoffverhältnis (Equivalence Ratio)} \quad \phi = \frac{L_{st} m_B}{m_L} = \frac{1}{\lambda} \quad (2-20)$$

$$\text{Restgasanteil (Exhaust Gas Ratio)} \quad EGR = \frac{m_{RG}}{m_z} \quad (2-21)$$

$m_L$	Masse Luft
$m_{L \text{ st}}$	stöchiometrisch benötigte Luftmasse
$m_B$	Masse Brennstoff
$L_{st}$	stöchiometrischer Luftbedarf; für Benzin 14,7 und Diesel 14,5
$\phi_i$	lokales Kraftstoffverhältnis
$m_{RG}$	Masse Restgas
$m_z$	Masse der gesamten Zylinderladung

## 2.2 Spülung - Scavenging

Durch **Steuerdiagramme** können die Zeiten, wo welche Kanäle offen sind, in Relation zur Kurbelwellenstellung übersichtlich dargestellt werden. Es werden jedoch nur die Öffnungs- und Schließzeitpunkte dargestellt, nicht die kurbelwinkelabhängigen freigegebenden Flächen. Da der Auslasskanal als erster öffnet, schließt er bei symmetrischen Steuerzeiten auch erst nach den Überströmkanälen. Über eine gewisse Kurbelwinkeldauer sind somit beide Kanäle gleichzeitig offen und es kann sich eine **Kurzschlussströmung** vom Einlasskanal zum Auslasskanal einstellen. Zum Einen geht dieses rausgespülte Frischgas für den Arbeitsprozess verloren zum Anderen werden, bei einem mittels Vergaser oder Kanaleinspritzung betriebenen Motor, Kraftstoffteilchen unverbrannt in den Abgastrakt transportiert. Dies führt neben einer schlechten Kraftstoffnutzung, zu erhöhten Kohlenwasserstoffwerten im Abgas und ist somit bestmöglich zu verhindern. Die **Rückladewelle**, angeregt durch die Abgasbirne, schiebt die bereits aus dem Zylinder gespülte Ladung wieder zurück. Somit verringern sich die Spülverluste deutlich.

Als Ziel der Spülung lässt sich ein „möglichst gutes Ausspülen der Restgase ohne dabei viel Frischgas zu verlieren“ definieren.

Dieser Motor ist mit einer RAVE®-Steuerung ausgestattet (siehe Kapitel 4.1.8), welche durch einen Schieber die Auslassoberkante in drei Positionen verstellen kann. Es ändern sich dadurch neben den Auslassquerschnitten auch die Auslasssteuerzeiten. Der Schieber besitzt drei Stellpositionen, die sich in folgenden Steuerdiagrammen widerspiegeln.

Abbildung 2-4 zeigt das Steuerdiagramm des 593 E-TEC mit den jeweiligen Steuerzeiten, Einspritz- und Zündzeitpunkten bei der RAVE-Position 0 bei 4200 U/min.

Die °Kurbelwinkel (KW) beziehen sich auf den oberen Totpunkt (OT) bzw. *Top Dead Center* (TDC).

Die rechte Abbildung zeigt neben den symmetrischen Steuerzeiten auch die Einspritzdauer des E-TEC-Injektors. Aus Gründen der Kraftstoffverdampfung spritzt dieser schon vor dem Schließen des Auslasskanals ein.

Die Zündung findet bei 333°KW statt.

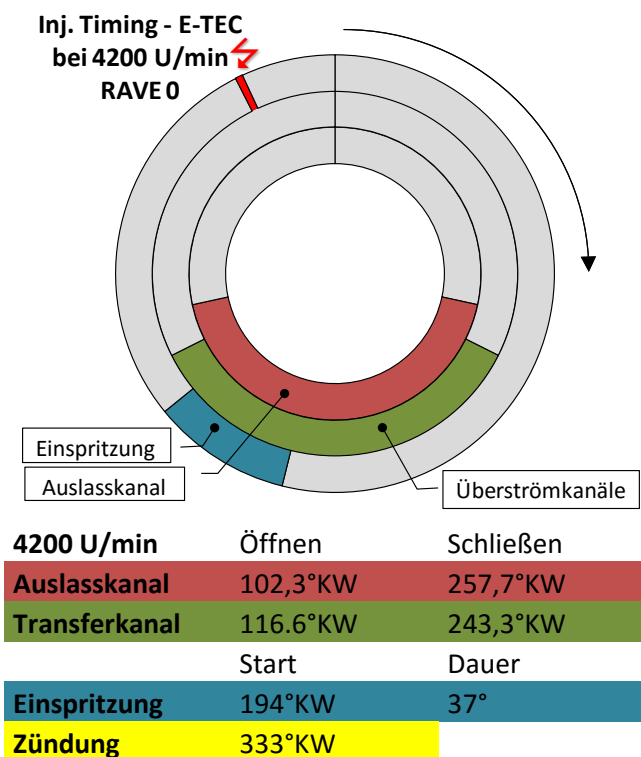


Abbildung 2-4: Steuerzeiten bei RAVE 0 und 4200 U/min

Durch das Verfahren des RAVE-Schiebers bei 6850 U/min ändert sich die Auslasssteuerzeit. Diese öffnet nun um  $10^\circ\text{KW}$  früher, bei  $91,8^\circ\text{KW}$ .

Bei diesem Einspritzvorgang verschiebt sich der Einspritzbeginn zeitlich nach vorne und die Einspritzdauer verlängert sich.

Die Zündung findet mit  $343^\circ\text{KW}$  um  $10^\circ$  später statt.

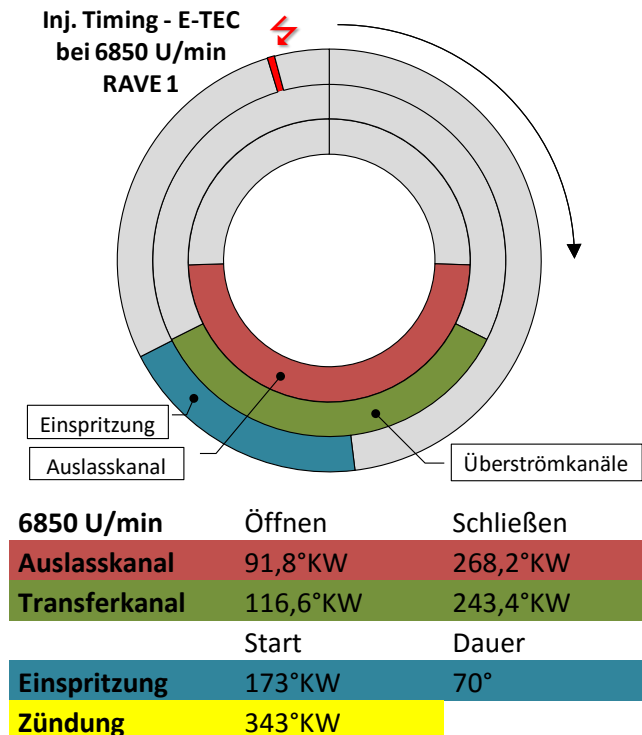


Abbildung 2-5: Steuerzeiten bei RAVE 1 und 6850 U/min

Bei einer Drehzahl von 8000 U/min öffnet der Auslasskanal bereits bei  $79^\circ\text{KW}$  und schließt folglich bei  $281^\circ\text{KW}$ .

Die Überströmkanäle öffnen, wie bei allen anderen Drehzahlen, bei  $116^\circ\text{KW}$  und schließen bei  $244^\circ\text{KW}$ .

Die Einspritzung startet bei  $125^\circ\text{KW}$  und spritzt für die Dauer von  $146^\circ\text{KW}$  ein.

Hierbei muss jedoch beachtet werden, dass die relative Zeit pro  $^\circ\text{KW}$  durch die höhere Drehzahl abnimmt. Trotzdem überschneiden sich die Auslassöffnungsdauer und die Einspritzdauer über einen großen Zeitraum.

Aus den oben genannten Gründen ist es notwendig, diesen Zustand der Kanalüberschneidung auch in der 1D Rechnung zu definieren. Während der Kanalüberschneidung ist eine Implementierung von Spülkurven aus einer 3D Ladungswechselsimulation bei den jeweiligen Drehzahl- und Lastpunkten notwendig.

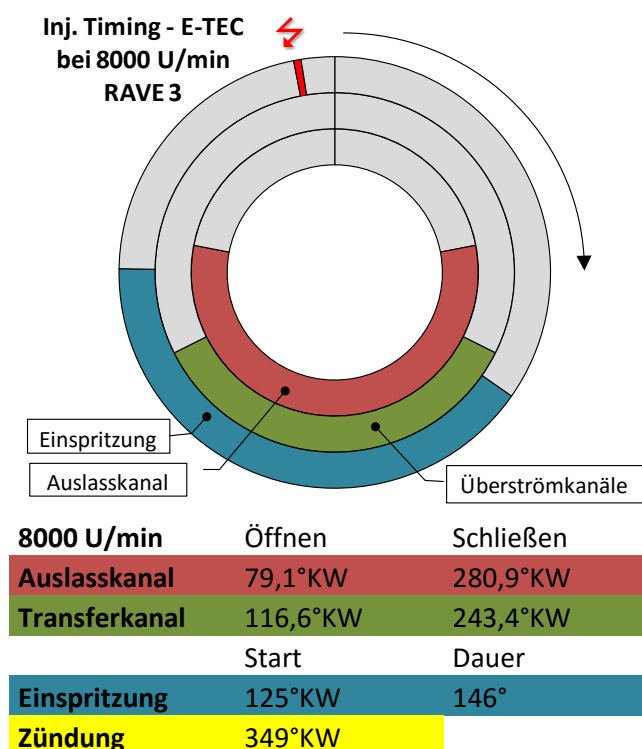


Abbildung 2-6: Steuerzeiten bei RAVE 3 und 8000 U/min

Abbildung 2-7 zeigt das vernetzte Modell zur Spülkurvenermittlung im 3D-CFD Programm Fire®. Das IVT der Technische Universität Graz ermittelte anhand dieses simulierten Spülprozesses mit folgenden Komponenten die *Scavenging*-Kurven, welche für die Spülungsbeschreibung eines 1D Modells notwendig sind.

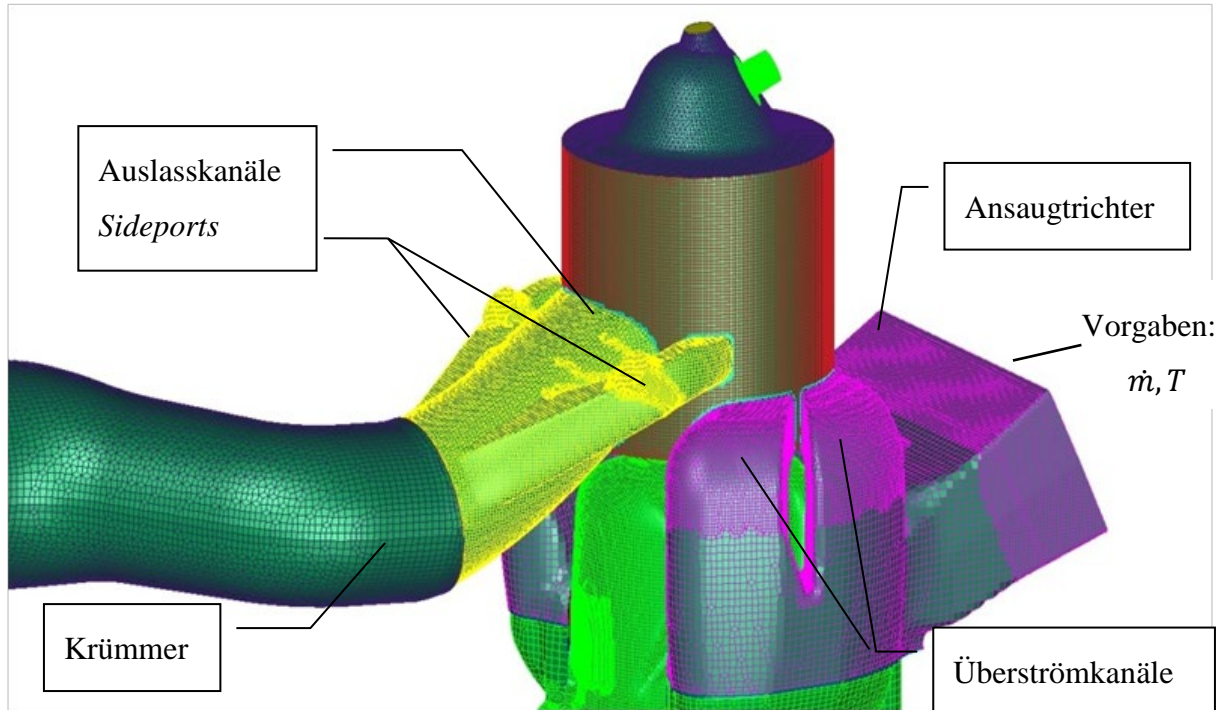


Abbildung 2-7: Vernetzung des 593 E-TEC im 3D CFD Simulationsprogramm Fire®

### 2.2.1 Spülungsarten

Die Strömungsverhältnisse im Brennraum sind je nach Spülverfahren sehr unterschiedlich und von Steuereinrichtungen wie Membranen, Aufrichtkanälen, Kolbennasen u.ä. abhängig. Abbildung 2-8 zeigt die gängigsten Modelle, wovon die Umkehrspülung die weiteste Verbreitung bei den kleinen Zweitaktmotoren gefunden hat.

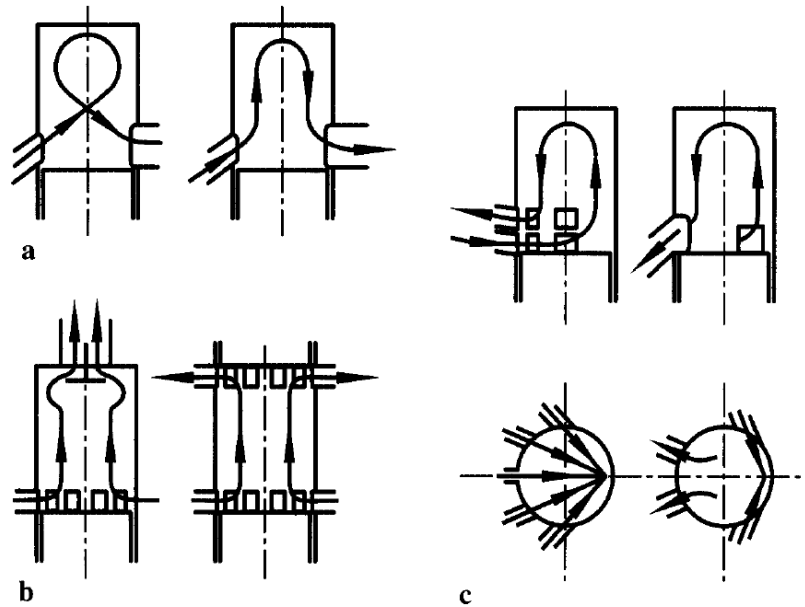


Abbildung 2-8: Spülungsarten bei Zweitaktmotoren: a Querspülung, b Längsspülung, c Umkehrspülung [2]

Der simulierte Motor verwendet die Umkehrspülung.

### 2.2.2 Vereinfachter Spülungsansatz nach Pischinger [2]

Während der Überschneidung enthält der Zylinder kurbelwinkelabhängige Anteile an Frischladung und Verbrennungsgas. Das Verhältnis von Verbrennungsgas  $m_{VG}$  im Zylinder zur gesamten Zylindermasse  $m$  wird als  $x_{VG} = \frac{m_{VG}}{m} = \frac{m_{VG}}{m_{Fr} + m_{VG}}$  definiert.

Am Ende des Ladungswechsels wird das im Zylinder verbliebene Verbrennungsgas als Restgas definiert. Am Austritt strömt Verbrennungsgas mit dem Anteil  $x_{VG,A} = \frac{dm_{VG,A}}{dm_A}$  aus. Aus Kontinuitätsgründen muss die Reduktion der Masse im Zylinder gleich der ausströmenden Masse sein:

$$\text{Kontinuitätsgleichung} \quad \frac{d(x_{VG}, m)}{d\varphi} = -x_{VG,A} \frac{dm_A}{d\varphi} \quad (2-22)$$

$$\frac{dx_{VG}}{d\varphi} = \frac{1}{m} \left( -x_{VG,A} \frac{dm_A}{d\varphi} - x_{VG} \frac{dm}{d\varphi} \right) \quad (2-23)$$

Durch die schrittweise Lösung dieser Gleichung erhält man je nach Kurbelstellung den Anteil des Verbrennungsgases im Zylinder  $x_{VG}$ , wenn  $x_{VG,A}$  bekannt ist.

Im Folgenden wird auf die **idealisierten Spülverfahren** eingegangen, die in der Realität in Kombinationen auftreten.



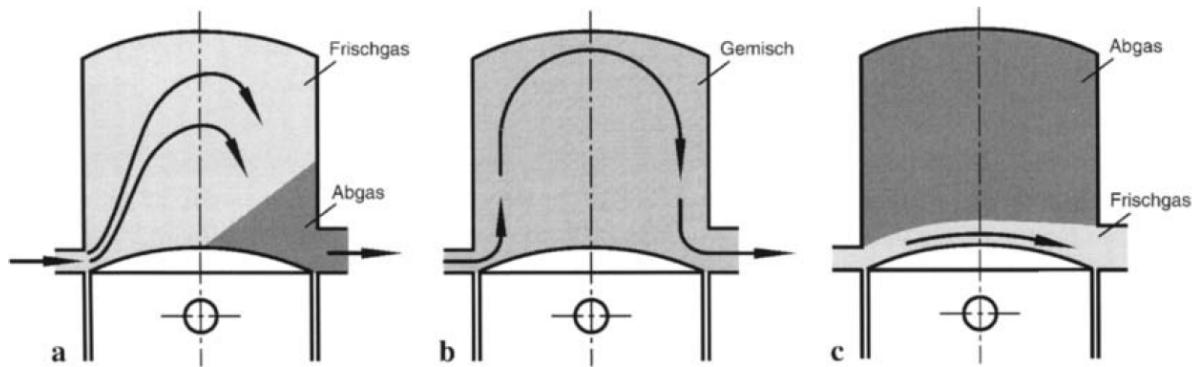


Abbildung 2-9: Idealisierte Spülverfahren:

a Verdrängungsspülung,

b Verdünnungsspülung,

c Kurzschlusspülung [2]

Die **Verdrängungsspülung** stellt das Optimum hinsichtlich Verdrängung von verbranntem Gas in den Auslass, dar. Es findet keine Durchmischung statt und entspricht daher einer Idealisierung.

$$x_{VG,A} = 1$$

Bei der **Verdünnungsspülung** wird von einer vollständigen Vermischung von Frisch- und Abgas ausgegangen. Die ausströmende Masse besitzt zu jedem Zeitpunkt die gleiche Zusammensetzung wie der Zylinder.

$$x_{VG,A} = x_{VG}$$

Die **Kurzschlusspülung** stellt den schlechtesten Fall der Spülung dar. Das Frischgas strömt ungehindert, ohne Abgas zu verdrängen, in den Auslass.

$$x_{VG,A} = 0$$

### 2.2.3 Spülkurven

Folgende Ansätze beruhen auf der Kombination der oben beschriebenen idealisierten Spülverfahren.

#### 2.2.3.1 Allgemeine Definition der Spülkurve [2]

Pischinger definiert die Spülkurve über den **Spülgrad**  $\lambda_s = \frac{m_{Fr}}{m}$  und **Luftaufwand**  $\lambda_a = \frac{m_E}{m_{th}}$ .

Abbildung 2-10 zeigt die vorhin definierten Spülarten als Spülkurven. Bei einem sehr hohen Luftaufwand, wie stellen uns ein zusätzliches Gebläse vor, wird verhältnismäßig viel Abgas rausgespült. Somit muss der Spülgrad steigen, was wiederum einen hohen Frischgasanteil impliziert.

Der Spülgrad der Verdünnungsspülung wird folgendermaßen definiert:

$$\lambda_s = 1 - e^{-\lambda_a}.$$

Dieser exponentielle Ansatz liegt zwischen der Umkehr- und der Querspülung und stellt somit die Grenze zwischen guter und weniger guter Spülung dar.

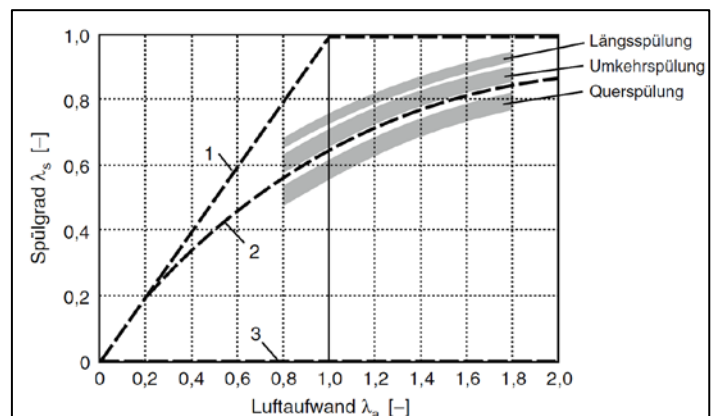


Abbildung 2-10: Spülkurven verschiedener Spülverfahren:

1 Verdrängungsspülung, 2 Verdünnungsspülung,

3 Kurzschlusspülung [2]



### 2.2.3.2 Spülung nach GT Power

GT-Power® verwendet für die Beschreibung der Spülung das im Zylinder vorhandene Verhältnis zwischen **Frischgas** zu **verbranntem Gas** und das Verhältnis von **austretendem verbranntem Gas** zu **gesamtem austretendem Gas**.

Dieses Verhalten kann durch Abbildung 2-11 veranschaulicht werden, wobei die beiden Formeln (2-24) und (2-25) die beiden Achsen als Verhältnisse definieren. Bevor die Frischluft in den Zylinder eintritt, wird das vorhandene Gas als „verbranntes Gas“ markiert (Cylinder Residual Ratio = 1). Da zu Beginn der Spülung nur Restgas vorhanden ist, kann angenommen werden, dass anfangs reines Restgas aus dem Zylinder tritt (*Exhaust Residual Ratio* = 1). Dadurch befindet sich der Startpunkt bei der Spülung in der Abbildung rechts oben mit  $CRR=1$  und  $ERR=1$ .

Ausgehend von einem guten Spülmodell, wie der Umkehrspülung, wird eine gewisse Zeit lang fast ausschließlich Restgas in den Auspuff verdrängt. In Abbildung 2-11 spiegelt sich dies durch einen hohen Restgasgehalt im Auslassmassenstrom ( $ERR$ ) während der Leerung des Zylinders ( $CRR$ ) wieder.

Das *Cylinder Residual Ratio* nimmt kontinuierlich ab, wobei das *Exhaust Residual Ratio*, je nach Spülqualität, dabei möglichst lange hoch bleibt.

Im **Idealfall** (*Perfect Scavenging Curve*) würde bis zuletzt nur reines Abgas aus dem Auslass gespült werden. Erst wenn die einströmende Frischladung den Auslass erreicht, durch Vermischung wie auch durch Kurzschluss, reduziert sich das ER-Verhältnis.

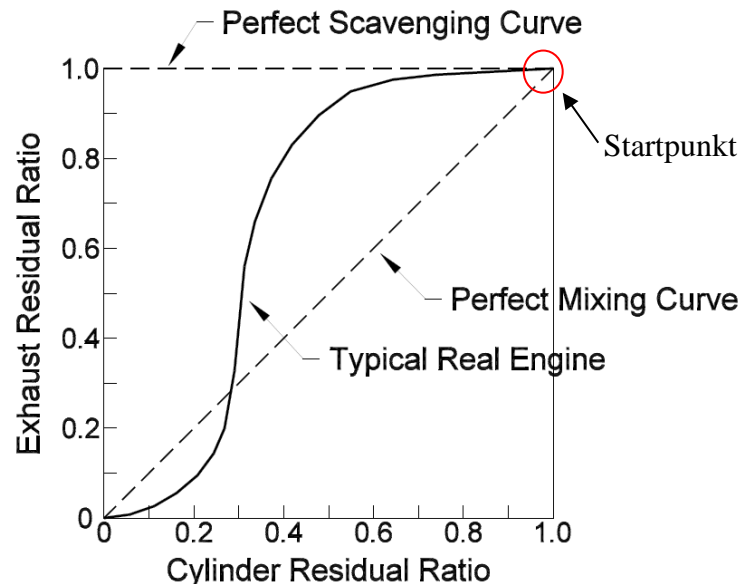


Abbildung 2-11: Spülkurve nach GT-Power® Definition

Restgasanteil im Zylinder  
(*Exhaust Residual Ratio*)

$$ERR = \frac{\dot{m}_{\text{burned gas exiting}}}{\dot{m}_{\text{all gases exiting}}} \quad (2-24)$$

Massenflussanteil Restgas  
(*Cylinder Residual Ratio*)

$$CRR = \frac{m_{\text{burned gas in cylinder}}}{m_{\text{all gases in cylinder}}} \quad (2-25)$$

$\dot{m}_{\text{burned gas exiting}}$

Massenstrom von verbranntem Gas aus dem Zylinder

$\dot{m}_{\text{all gases exiting}}$

Gesamtmassenstrom aus dem Zylinder

$m_{\text{burned gas in cylinder}}$

Masse von verbranntem Gas im Zylinder

$m_{\text{all gases in cylinder}}$

Gesamtmasse im Zylinder

In Abbildung 2-12 ist die vom IVT dreidimensional ermittelte Spülkurve nach der GT-Power®-Definition ersichtlich. Diese, bei der Drehzahl von 8200 U/min ermittelte Kurve zeigt, dass das *Exhaust Residual Ratio* erfreulicherweise lange hoch bleibt. Ab einem *CRR* von ~0,5 erreicht die Spülfront den Auslass und das *ERR* beginnt stark abzufallen. Nach einer anhaltenden Verzögerung des *ERR* im *CRR*-Bereich von 0,15 bis 0,35 fällt das *ERR* schließlich durch Kurzschlusspülung auf einen sehr geringen Wert.

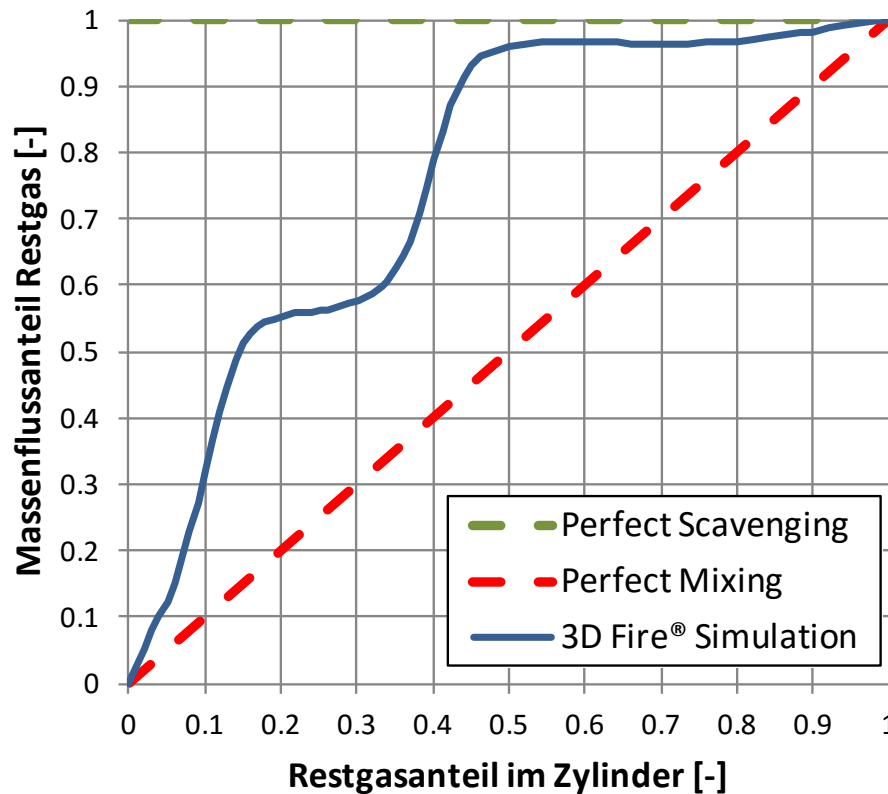


Abbildung 2-12: Spülkurve für GT-Power® aus der 3D Simulation in Fire® im fünften Zyklus bei 8200U/min.

In folgender Überlegung wird auf das beim Zweitaktmotor sehr entscheidende **Rückströmen** durch den Auslass zurück in den Zylinder eingegangen.

Abbildung 2-13 zeigt die Auswirkung einer sehr frühen Rückladewelle bei 139°KWnOT.

Bei Beginn des Ausschlebens (Startpunkt rechts oben) ist im Berechnungsmodell das sämtliche im Zylinder befindliche Gas als Restgas definiert. Abhängig von der Güte der Spülung und der im Zylinder vorhandenen Restgaskonzentration wird ein unterschiedlich hoher Restgasanteil ausgestoßen.

Wenn nun durch die Rückladewelle bereits im Abgastrakt befindliches Gas zurückgeschoben wird, fällt das *ERR* sprunghaft auf Null, da definitionsgemäß kein Ausfluss stattfindet. Das *CRR* kann sich jedoch, durch Einstömen von frischer Luft in den Zylinder weiter verringern. Stellt sich wieder eine Strömung aus dem Zylinder ein, spült der Zylinder mit dem aktuell vorhandenen *ERR* und *CRR* weiter.

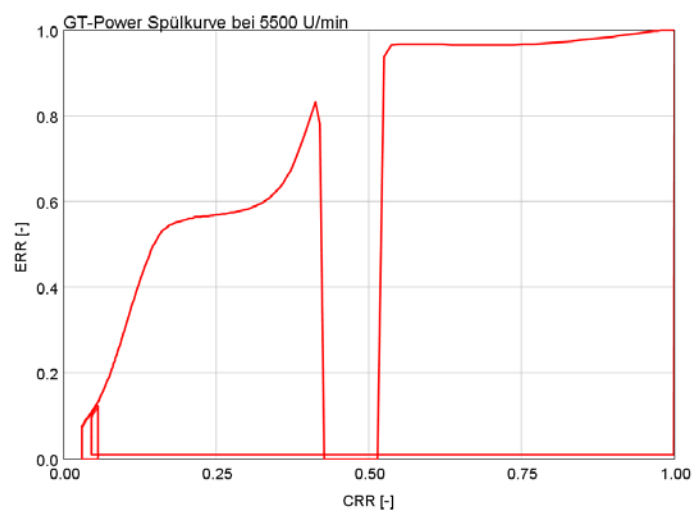


Abbildung 2-13: Spülkurve aus 1D-Simulation bei 5500 U/min

Nun werden die Auswirkungen bei **Abweichungen von der Original-Spülkurve** untersucht. Da Spülkurven je nach Motordrehzahl und Last unterschiedlich sind, soll untersucht werden wie groß der Einfluss ab einem Restgasanteil kleiner 50% ist.

Abbildung 2-14 zeigt neben der aus der 3D CFD-Simulation berechneten originalen Spülkurve zwei weitere Varianten, welche sich durch unterschiedlich hohe Restgasspülanteile kennzeichnen. Bei der Variante „**Mod\_High**“ bleibt das *ERR* länger hoch, bei „**Mod\_Low**“ bricht es hingegen rascher ein. Diese Variationen weichen maximal  $\pm 10\%$  von der Original-Spülkurve ab.

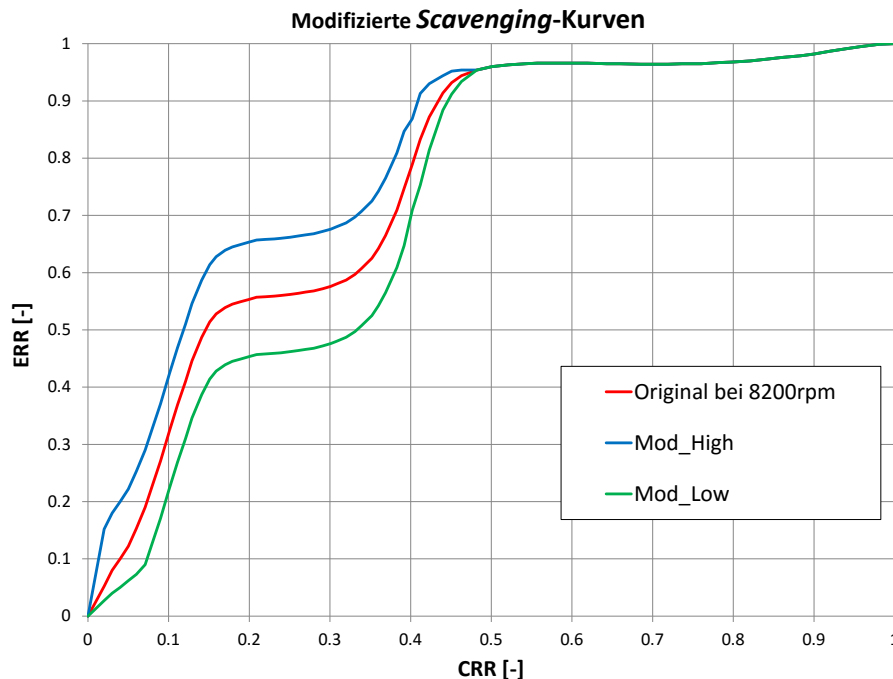


Abbildung 2-14: Spülkurvenvarianten für Untersuchung

Anhand dieser drei Kurven wurden nun der Lastpunkt bei 8200 U/min simuliert und die Ergebnisse in Abbildung 2-15 dargestellt. Die Abwandlungen der Spülkurven liefern folgende Ergebnisse:

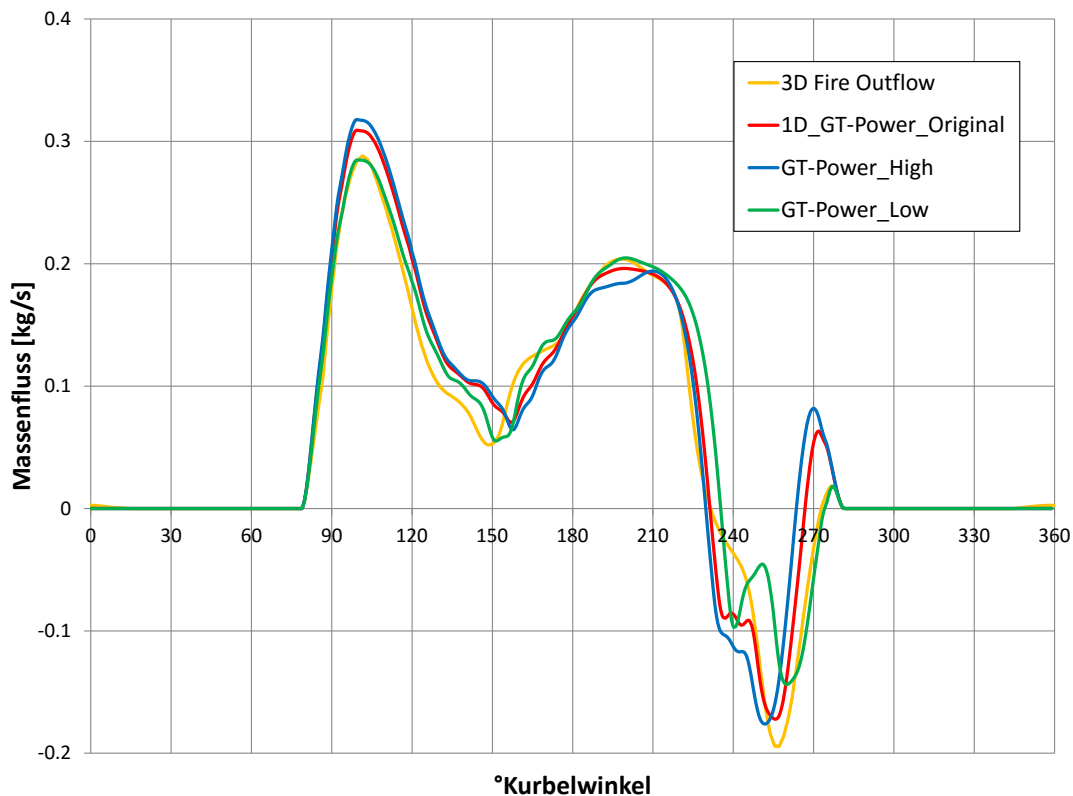


Abbildung 2-15: Verhalten des Auslassmassenflusses über den Kurbelwinkel aufgrund unterschiedlicher Spülkurven

Bei Gegenüberstellung der „3D Fire Auslassmasse“-Kurve mit der „GT-Power\_Original“-Kurve können die Ergebnisse von 1D- mit 3D-Simulationen anhand des Massentransports über den Auslass verglichen werden. Es ist zu erkennen, dass von etwa 100-160°KW der Massenstrom der 1D- höher als der der 3D-Simulation ist. Bei ca. 240°KW prägt sich das Rückschieben der 1D-Simulation früher aus, das Maximum fällt jedoch ein wenig geringer aus.

Die Erhöhung der Kurve „GT-Power\_High“ zeigt, dass sich das Ergebnis zu der Originalkurve nicht nennenswert ändert. Die zehnprozentige Verringerung zu „GT-Power\_Low“ jedoch reduziert den Massenausfluss auf das Niveau der 3D-Simulation. Bei 250°KW verzögert sich der Rückstrom.

Es lässt sich ein Unterschied durch die Variation der Spülkurve feststellen, jedoch wirkt dieser nur gering auf die Simulation aus.

Bei folgender Grundsatzuntersuchung wurde überprüft, inwiefern GT-Power® die vorgegebene Spülkurve im Zylinder anwendet. Da das Programm keine Funktion besitzt, um diese Spülkurve direkt auszugeben, musste aufwendig mittels Sensoren diese Kurve herausgemessen werden.

Folgende Abbildung zeigt links die vorgegebene- und rechts die simulierte-Spülkurve. Da beide Kurven ident sind, kann von der richtigen Interpretierung seitens des Programmes ausgegangen werden.

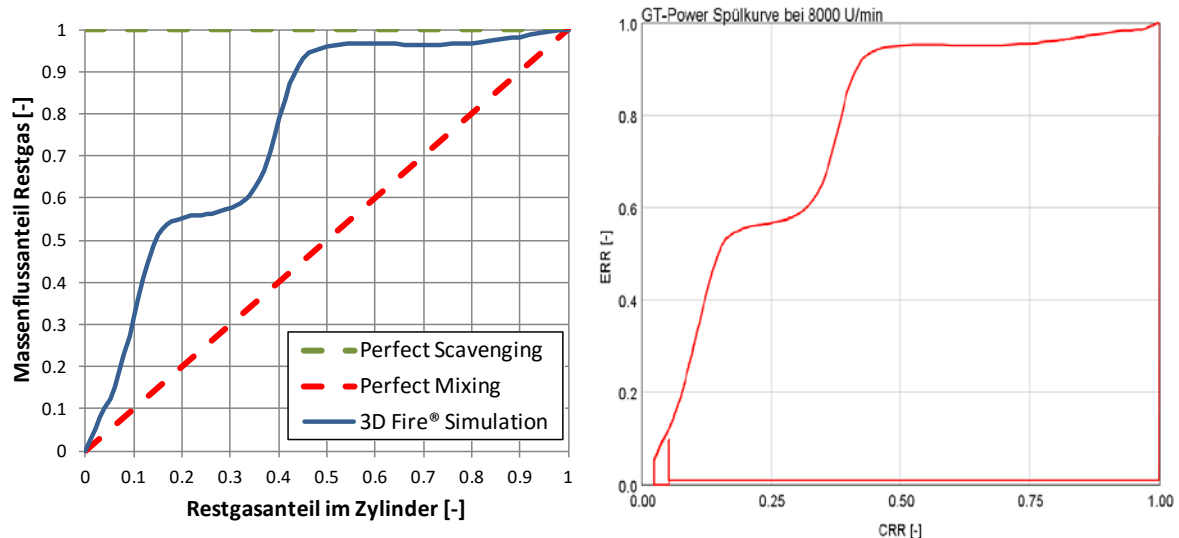


Abbildung 2-16: Vergleich links vorgegebene- und rechts resultierende- Spülkurve bei 8000 U/min

Abbildung 2-17 zeigt den zeitlichen Verlauf der Größen *ERR* und *CRR*, sowie den Massenfluss über den Auslasskanal. Es ist zu erkennen, dass bei negativem Massenstrom (Rückströmen vom Abgastrakt zurück in den Zylinder) das *ERR* sprungartig auf Null fällt, das *CRR* jedoch leicht ansteigt. Es werden verbrannte Abgase zurückgespült. Die Konzentration kann jedoch nicht ermittelt werden, da das *ERR* (hier Null) nur für das Ausströmen aus dem Zylinder von GT-Power® definiert ist. Leider bietet dieses Programm bislang keine Möglichkeit an, diese Auslassmassenströme detaillierter aufzuzeichnen und zu analysieren.

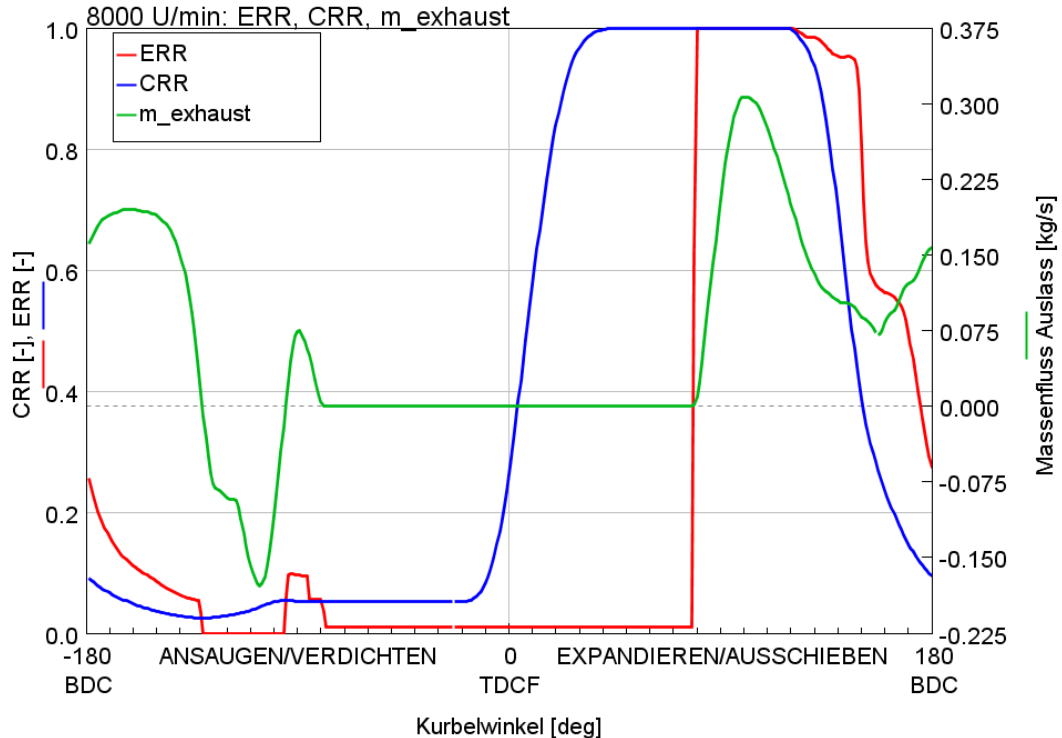


Abbildung 2-17: Zeitlich aufgelöste Spülkurve und Massenfluss über Auslass bei 8000 U/min

Bei 5500 U/min kommt es schon früh beim Ausströmen zu einer Gegenströmung, wodurch das *ERR* schon kurz nach dem Auslassöffnen abfällt.

Die Reduktion des *CRR* verzögert sich zwar kurz, fällt aber weiterhin ab. Dies lässt sich nur durch zusätzliches Einströmen von Frischgas in den Zylinder erklären. Bei der zweiten Rückladewelle zeigt sich, dass sich das *CRR* jedoch erhöht, da diese im Vergleich zur ersten viel stärker ausgeprägt ist.

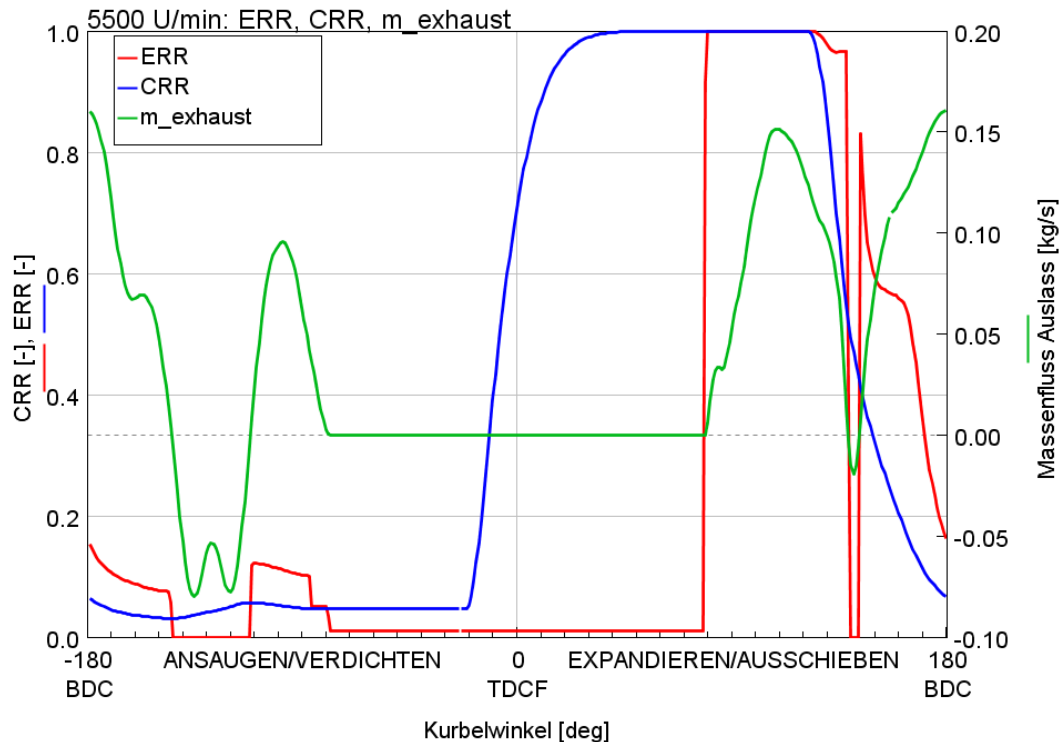


Abbildung 2-18: Zeitlich aufgelöste Spülkurve und Massenfluss über Auslass bei 5500 U/min

Die kleine Rückladewelle von Abbildung 2-18 hat jedoch, obwohl sie nur 5°KW überdauert, große Auswirkung auf die mit aufgezeichnete Spülkurve (siehe nächste Abbildung, Abbildung 2-13). Abbildung 2-18 zeigt, dass die kleine Rückladewelle bei einem *CRR* von etwa 0.5 ankommt und folglich das *ERR* auf Null fällt. Dieses Verhalten spiegelt auch Abbildung 2-13 bei gleichem *CRR* wider. Folglich lässt sich der markante *ERR*-Einbruch der kleinen Rückladewelle, die bereits bei 139°KWnOT auftritt, zuschreiben.

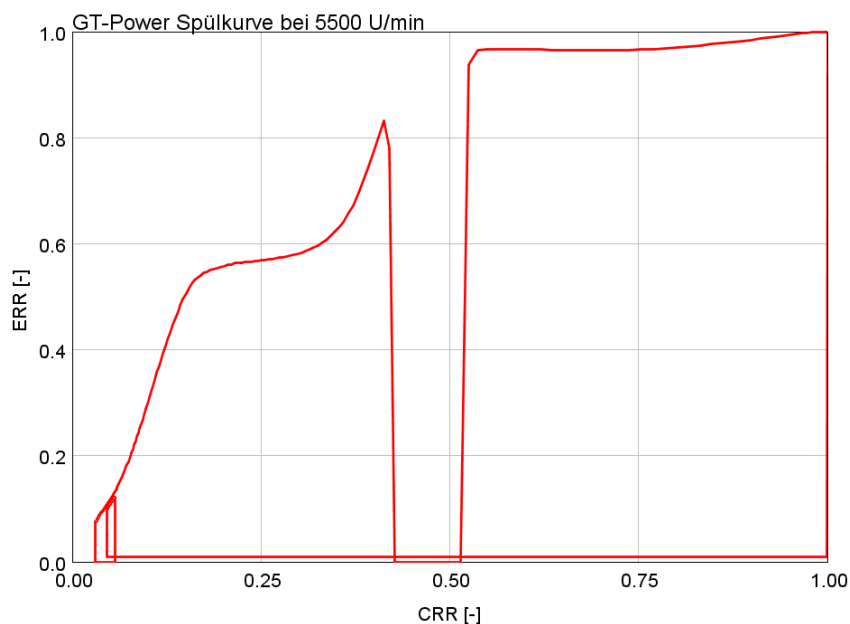


Abbildung 2-13: Spülkurve aus 1D-Simulation bei 5500 U/min

## 2.3 Beschreibung des Brennraumes

„Lassen sich für ein natürliches Phänomen mathematische Parameter finden, die dieses in seinen Abläufen beschreiben, so ist ein Rechenmodell dafür gefunden. Diese Beschreibung wird als Analyse bezeichnet. Nach entsprechender Validierung des Modells durch Experimente kann es schließlich zur Simulation von ähnlichen Systemen herangezogen werden.“ [2]

Es wird zwischen verschieden-dimensionalen Modellen unterschieden. Von einem **nulldimensionalen** Modell spricht man, wenn keine örtliche, sondern nur eine zeitliche Auflösung der Größen berücksichtigt wird. Für viele Berechnungen ist es ausreichend, den zeitlichen Verlauf eines Prozesses, wie z.B. die Verbrennung, zu simulieren. Basierend auf dem 1. Hauptsatz der Thermodynamik liefern solche Modelle rasche Ergebnisse und ermöglichen das Simulieren und Untersuchen vieler verschiedener Ansätze nach dem Design of Experiment (*DoE*) Prinzip. Der Brennraum kann sowohl in eine als auch mehrere Zonen unterteilt werden, um genauere Untersuchungen von beispielsweise verbrannter und unverbrannter Ladung zu ermöglichen.

Bei **ein-** oder **mehrdimensionalen** Ansätzen werden örtliche Informationen miteinbezogen. Eindimensionale Modelle eignen sich gut für die Berechnung von Rohrströmungen im Ein- und Auslasssystem. Für die Simulation von komplexer Geometrie ist ein mehrdimensionaler Ansatz notwendig, bei welchem, trotz steigender Computerleistung, die Grenzen dieser Berechnung schnell erreicht werden.

Bei der Verknüpfung von ein- und mehrdimensionalen Ansätzen können die notwendigen Strömungsinformationen, berechnet aus einer 3D-Simulation, in ein 1D-Modell implementiert werden. Diese Verbindungen helfen der 1D-Berechnung genauere Ergebnisse zu liefern, ohne dabei auf den Hauptvorteil – der schnellen Berechnung – verzichten zu müssen.

Für die Lösung dieser Differentialgleichungen kommen generell differentiale oder integrale Lösungsverfahren in Frage. Bei **differentiellen Methoden** wird eine allgemeine unbestimmte Lösung der Gleichungen gesucht und diese dann an die Anfangs- und Randbedingungen angepasst. Bei **integralen Verfahren** werden die Differentialgleichungen unter Betrachtung der Rand- und Anfangsbedingungen über die Grenzen des betrachteten Kontrollvolumens integriert. Jedoch ist meistens eine analytische Lösung nicht möglich, sodass numerische Näherungsverfahren herangezogen werden müssen.

### 2.3.1 Nulldimensionale Modellierung

Im Folgenden wird auf die Modellierung eines Brennraumsystems eingegangen. Es laufen eine Reihe komplexer Prozesse ab, welche sich folgendermaßen vereinfachen lassen:

- Massentransport: **einströmende Masse**  $dm_e$  ist gleich der **ausströmenden Masse**  $dm_a$
- Energietransport: **chemische Reaktion** setzt Wärme frei  $dQ_B$ , das Arbeitsgas gibt sowohl **Arbeit**  $dW$  als auch **Wärme**  $dQ_W$  ab
- Änderung der im System gespeicherten **Energie**  $dU$  und der äußeren Energie  $dE_a$

Neben den Erhaltungssätzen für Masse, Energie und Impuls wird noch die thermische Zustandsgleichung benötigt.

Folgende Voraussetzungen werden für die vereinfachte nulldimensionale thermodynamische Modellierung des Systems Brennraum getroffen:

- Der Brennraum wird in Zonen unterteilt, welche als homogen betrachtet werden.
- Das Arbeitsgas im Brennraum wird als Gemisch idealer Gase behandelt, welches zu jedem Zeitpunkt als vollständig durchmischt angenommen werden kann.

- Die Dissipation im Reibungsgas wird vernachlässigt.
- Die Verbrennung wird durch die Zufuhr einer Brennstoffwärme  $dQ_B$  modelliert.

Des Weiteren kann bei der Brennraummodellierung zwischen Ein- und Mehrzonenmodellen unterschieden werden. Wird der Brennraum als eine einzige homogene Zone betrachtet, so spricht man vom **Einzonenmodell**, welches eine globale energetische Beurteilung ermöglicht. An die Grenzen stößt dieses Modell, wenn bei Luftmangel die chemische Energie des unverbrannten Kraftstoffs als innere Energie gebunden bleibt. Abhilfe schafft hier eine Unterteilung des Brennraums in Zonen von verbranntem und unverbranntem Gemisch. **Mehrzonenmodelle** ermöglichen Aussagen über örtliche Temperaturverteilungen sowie über die Schadstoffbildung.

### 2.3.2 Grundgleichungen des Einzonenmodells

Im Folgenden werden die oben beschriebenen Erhaltungssätze für ein Einzonenmodell aufgestellt. Da es sich bei dem untersuchten Motor um eine direkte Einspritzung des Kraftstoffes in den Brennraum handelt, wird in den folgenden Bilanzen auch nur auf die Direkteinspritzung, in Form eines luftansaugenden Motors, eingegangen.

#### Massenerhaltung:

Nach der Kontinuitätsbedingung  $\dot{m} = \sum_i \dot{m}_i$  müssen die einfließenden gleich denen der ausfließenden Massenströme sein. Nach Abbildung 2-19, auf dem Kurbelwinkel  $\varphi$  basierend, lässt sie sich folgendermaßen aufstellen:

$$\text{Massenerhaltung} \quad \frac{dm}{d\varphi} = \frac{dm_E}{d\varphi} - \frac{dm_A}{d\varphi} - \frac{dm_{Leck}}{d\varphi} + \frac{dm_B}{d\varphi} \quad (2-26)$$

Gleichung (2-29) zeigt, dass neben den ein- und ausfließenden Massen noch zusätzliche Größen, wie der direkt in den Brennraum eingespritzte Kraftstoff und die über den Kolbenring abfließende Leckage, hinzukommen.

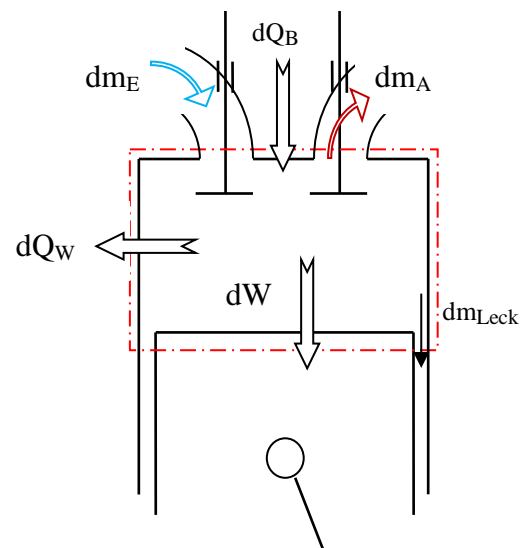


Abbildung 2-19: Einzonenmodell mit Systemgrenze



**Energieerhaltung:**

Aus dem 1. Hauptsatz der Thermodynamik für instationäre offene Systeme nach dem Kurbelwinkel  $\phi$  abgeleitet:

$$-p \frac{dV}{d\phi} + \frac{dQ_B}{d\phi} - \frac{dQ_W}{d\phi} + h_E \frac{dm_E}{d\phi} - h_A \frac{dm_A}{d\phi} - h_A \frac{dm_{Leck}}{d\phi} = \frac{dU}{d\phi} \quad (2-27)$$

$p \frac{dV}{d\phi}$	abgegebene technische Arbeit in Form der Volumenänderungsarbeit	
$\frac{dQ_B}{d\phi}$	Brennverlauf	} stellen als Summe den Heizverlauf dar und entsprechen der dem System zugeführten Arbeit
$\frac{dQ_W}{d\phi}$	abgeführte Wandwärme	
$h_E \frac{dm_E}{d\phi}$	} Enthalpieströme von ein- und ausströmender Masse sowie von der Leckage	
$h_A \frac{dm_A}{d\phi}$		
$h_A \frac{dm_{Leck}}{d\phi}$		
$\frac{dU}{d\phi}$	Änderung der inneren Energie im Brennraum	

**Zustandsgleichung:**

Die unter den getroffenen Voraussetzungen nach dem Kurbelwinkel  $\phi$  abgeleitete ideale Gasgleichung lässt sich wie folgt anschreiben:

$$p \frac{dV}{d\phi} + V \frac{dp}{d\phi} = mR \frac{dT}{d\phi} + mT \frac{dR}{d\phi} + RT \frac{dm}{d\phi} \quad (2-28)$$

Bei dem Einzonenmodell sind folgende Unbekannte gegeben:

- der Zustand des Arbeitsgases  
(festgelegt durch die Verläufe von Temperatur und Druck)
- die momentane Zusammensetzung des Arbeitsgases  
(charakterisiert durch das Luftverhältnis  $\lambda$ )
- sowie die umgesetzte Brennstoffwärme  $dQ_B$ .

Als wichtigste Anfangsbedingung ist die Arbeitsgasmasse  $m$ , deren Zusammensetzung und Zustand zu einem bestimmten Kurbelwinkel anzugeben ist. Ist eine dieser vier Variablen bekannt, so lassen sich die anderen drei berechnen.

Bei der **Analyse** ausgeführter Motoren wird der gemessene Zylinderdruckverlauf vorgegeben. Daraus lassen sich wie oben beschrieben die anderen Größen, wie Brennverlauf, Beginn,

Brenndauer usw. berechnen. Die Analyse der Verluste des realen Motorprozesses gegenüber dem Idealprozess zeigt die Vor- und Nachteile des Motors sowie dessen Potentiale.

### 2.3.3 Der Brennverlauf

Bei der Simulation in der Motorentwicklung werden die Brennverläufe vorgegeben. Dies kann entweder aus der punktwisen Analyse eines Motors, durch mathematische Funktionen in der Form von Ersatzbrennverläufen, oder durch Verbrennungssimulationsmodelle geschehen. Zum einen ist der Brennverlauf von vielen Parametern wie Last, Drehzahl, Aufladegrad, Verdichtungsverhältnis und der Geometrie abhängig, zum anderen beeinflusst er den inneren Wirkungsgrad, Mitteldruck, Druck- und Temperaturgradienten.

Im Folgenden wird lediglich auf die mathematische Beschreibung des Vibe-Brennverlaufes eingegangen, da dieser tatsächlich in der Simulation verwendet wurde.

#### Vibe-Brennverlauf

Der Brennverlauf nach Vibe wählt eine Exponentialfunktion zur Beschreibung der Umsetzrate, die als Durchbrennrate  $x$  bezeichnet wird:

$$\text{Durchbrennrate} \quad \frac{Q_B}{Q_{B,ges}} = x = 1 - \exp \left[ C \left( \frac{t}{t_{ges}} \right)^{m+1} \right] \quad (2-29)$$

In Gleichung (2-29) definiert  $m$  den Formfaktor,  $t$  die Brenndauer,  $t_{ges}$  die gesamte Brenndauer und  $C$  eine Konstante.

Wird obige Formel in Grad Kurbelwinkel ausgedrückt so erhält man die **Umsetzrate** mit Verbrennungsbeginn  $\varphi_{VB}$  und der Verbrennungsdauer  $\Delta\varphi_{VD}$ :

$$\text{Umsetzrate} \quad \frac{Q_B(\varphi)}{Q_{B,ges}} = 1 - \exp \left[ 6,908 \left( \frac{\varphi - \varphi_{VB}}{\Delta\varphi_{VD}} \right)^{m+1} \right] \quad (2-30)$$

Der Faktor  $C$  ergibt den Wert von 6,908 bei einer Brennstoffwärme-Umsetzung von 99,9%.

Differenziert nach dem Kurbelwinkel ergibt sich die **Umsetzungsgeschwindigkeit**, der Brennverlauf:

$$\frac{dQ_B}{d\varphi} = \frac{dQ_{B,ges}}{\Delta\varphi_{VD}} 6,908(m+1) \left( \frac{\varphi - \varphi_{VB}}{\Delta\varphi_{VD}} \right)^m \exp \left[ -6,908 \left( \frac{\varphi - \varphi_{VB}}{\Delta\varphi_{VD}} \right)^{m+1} \right] \quad (2-31)$$

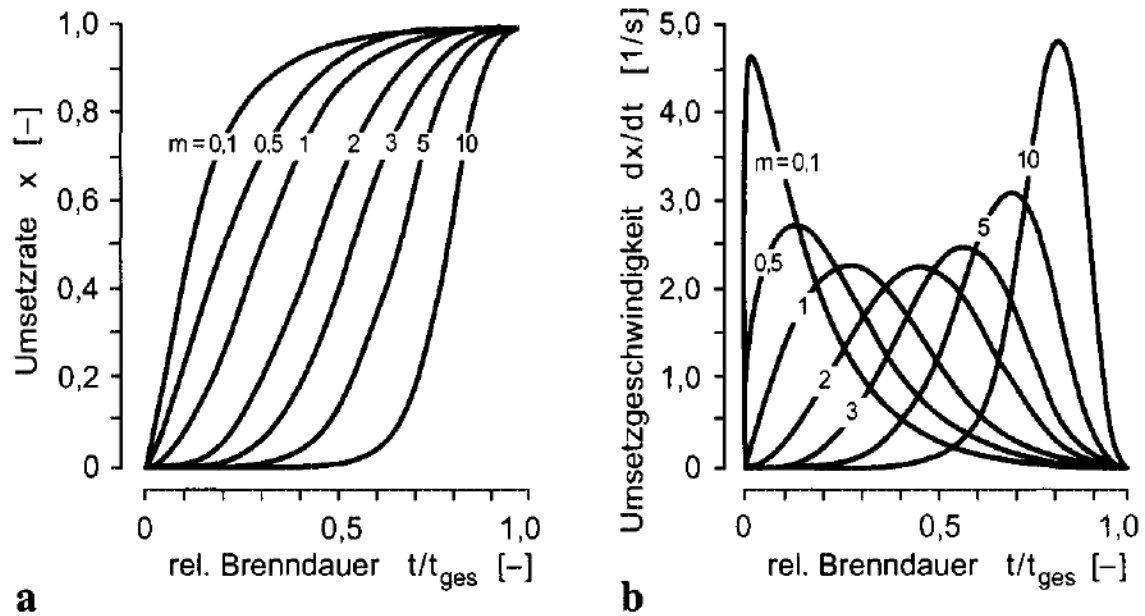


Abbildung 2-20: a) Umsetzrate, b) Umsetzungsgeschwindigkeit über relative Brenndauer [2]

Für die Beschreibung des realen Brennverlaufs durch diese mathematische Funktion stehen die drei Parameter Verbrennungsbeginn  $\phi_{VB}$ , Verbrennungsdauer  $\Delta\phi_{VD}$  und der Formfaktor  $m$  zur Verfügung. Für die Bestimmung der Vibe Parameter kann entweder die Methode „kleinster Quadrate“ oder die Methode „gleichen Energieumsatzes“ verwendet werden.

## 2.4 1D-CFD Ladungswechsel mit GT-Power®

GT-Power® aus dem Hause Gamma Technologies® ist eine Software spezialisiert auf die eindimensionale Simulation von Verbrennungskraftmaschinen. Implementierte Leistungsanalysen berechnen Leistungs- und Drehmomentkurven, Luftmasse, Kraftstoffverbrauch uvm.

### 2.4.1 Diskretisierung

Unter Diskretisierung versteht man das Unterteilen von Rohren in kürzere Teilrohre, um die Berechnungsgenauigkeit zu erhöhen. Aufgrund der größeren Anzahl von Rohren steigt allerdings die Rechenzeit.

Bei dem expliziten Lösungsverfahren beeinflusst die Diskretisierungslänge zusätzlich die Zeitschrittweite, welche durch die Courant-Zahl (2-32) definiert wird.

$$\text{Courant Zahl} \quad \frac{\Delta t}{\Delta x} (|u| + c_s) \leq 0.8 * m \quad (2-32)$$

$\Delta t$  = Zeitschritt (s)

$\Delta x$  = minimale Diskretisierungslänge (s)

$u$  = Teilchengeschwindigkeit

$c_s$  = Schallgeschwindigkeit

$m$  = Zeitschrittmultiplizierer ( $\leq 1$ )

Theoretisch muss die Courant Zahl bei dem expliziten Euler-Verfahren  $<1$  sein. Es zeigte sich jedoch, dass durch das Nichteinbeziehen von physikalischen Phänomenen ein Wert von 0,8 bei den meisten Anwendungen Stabilität verspricht.

Im folgenden Beispiel wird die Auswirkung unterschiedlicher Diskretisierungsweiten gezeigt: Man betrachtet ein Modell mit einer Diskretisierungslänge von ( $dx = 50\text{mm}$ ). Wenn nun diese Länge halbiert wird ( $dx = 25\text{mm}$ ), ändert sich das Modell abhängig von dem Lösungsverfahren folgendermaßen:

**Explizit:** Die Zeitschrittweite verringert sich aufgrund der Courant-Bedingung mit dem Faktor 2. Des Weiteren sind auch doppelt so viele Teilrohre zu lösen. Zusammen erhöht sich die Rechenzeit um den Faktor 4!

**Implizit:** Wenn eine passende Zeitschrittweite durch den Benutzer gewählt wird, ist diese für den beschriebenen Fall konstant. Somit erhöht sich die Rechenzeit, aufgrund der Teilrohre, um den Faktor 2.

Die anfangs verwendete Schrittweite von 40 mm wurde mit dem Fokus auf eine bessere Abbildung der gasdynamischen Effekte im Auspuff auf 20 mm reduziert.

### 2.4.2 Solver zum Lösen der Differentialgleichungen

GT-Power bietet unterschiedliche Solver zum Lösen der bei der Computational Fluid Dynamics (CFD) auftretenden Differentialgleichungen an. Abbildung 2-21 zeigt, dass sich das explizite „Runge-Kutta Verfahren“ für Strömungssimulation am besten eignet, folglich wurde auch dieses verwendet. GT-Power® verwendet das Runge-Kutta-Verfahren 5. Ordnung, jedoch wird zum leichteren Verständnis im Folgenden die 2. Ordnung erklärt.

Simulation Type	Example Applications	Explicit-Runge-Kutta	Implicit-Trapezoidal	Implicit-H.H.T.	Implicit-Radau2	Implicit-Radau3	Implicit-S.D.C.3	Static-Solver	Explicit-Euler
Flow Only	Engine Performance, Acoustics, Chemistry, Cooling, Refrigeration, Lubrication	Good	Bad	Bad	Bad	Bad	Bad	Bad	Neutral
Hydro-Mechanical	Fuel Injection, Hydraulics	Good	Neutral	Good	Neutral	Neutral	Good	Bad	Bad
Vehicle	Driving Cycle, Fuel Economy	Good	Bad	Good	Bad	Bad	Bad	Bad	Neutral
Driveline	Transmission, Clutch/Driveline, Tire Slip	Good	Bad	Good	Bad	Bad	Bad	Bad	Bad
Electro-Magnetic	Hybrid Electric Vehicles, 12Volt	Good	Bad	Bad	Bad	Bad	Bad	Bad	Bad
High Speed Simulation	HiL/SiL Controls, RealTime	Good	Bad	Bad	Bad	Bad	Bad	Bad	Good
Rigid Multibody Dynamics	Valvetrain, Rigid/Torsional Crankshaft, Timing Drives	Good	Neutral	Good	Neutral	Neutral	Good	Bad	Bad
Flexible Multibody Dynamics	Bending Shafts, Solid2D/3D, SpringGeomFE	Bad	Neutral	Good	Neutral	Neutral	Good	Bad	Bad
Thin Film Reynolds Equation	Hydrodynamic Mesh Bearings, Piston Ring/Skirt	Neutral	Bad	Neutral	Bad	Bad	Bad	Bad	Bad
Static Analysis	Solid2D/3D Structures, Trusses	Bad	Bad	Bad	Bad	Bad	Bad	Good	Bad

Abbildung 2-21: Eignungsübersicht der Rechenmethoden für unterschiedliche Modelle [GT-Power Manual]

## Explizites Runge-Kutta-Verfahren

Der Gruppe der Zeitintegrationstechniken angehörig, handelt es sich hierbei um ein nichtlineares, explizites Verfahren. Die Funktionsweise lässt sich anhand der 2. Ordnung beschreiben:

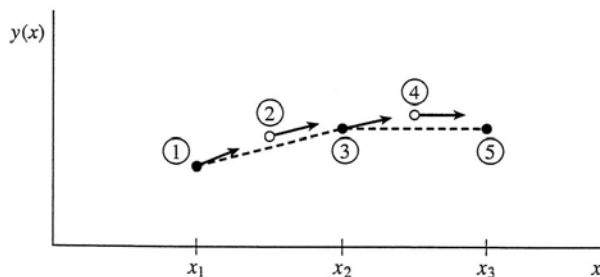


Abbildung 2-22: Mittelpunktmethode des Runge-Kutta-Verfahrens [3]

Ausgehend von dem bekannten Zeitpunkt  $n$  (1) wird in Richtung der Ableitung am Startpunkt mit halber Schrittweite ein Mittelpunkt (2) (leerer Punkt) gesetzt. An diesem Mittelpunkt (2) wird nun die Ableitung gebildet und mit dieser vom Ausgangspunkt (1) die gesamte Schrittweite zum Punkt (3) gegangen. Somit sind die Vektoren der Hilfspunkte parallel zu den Verbindungslinien der Hauptpunkte.

$$2\text{-Schritt Runge-Kutta-Schema} \quad u_j^{(1)} = u_j^n - \frac{1}{2} \Delta t c(u_x)_j^n \quad (2-33)$$

$$u_j^{n+1} = u_j^n - \Delta t c(u_x)_j^{(1)} \quad (2-34)$$

$u_j^{(1)}$  wird in die Funktion  $u_j^{n+1}$  eingesetzt;  $n+1$  entspricht dem neuen Zeitschritt

### 2.4.3 Wärmetransport

Den Wärmetransport vom Gas im Rohr an die Wand berechnet GT-Power® in jedem Zeitschritt anhand eines Wärmeübergangskoeffizienten. Dieser Koeffizient setzt sich aus der Strömungsgeschwindigkeit, den thermo-physikalischen Eigenschaften und der Wandrauigkeit zusammen. Für glatte Rohre wird die Colburn Analogie verwendet:

$$\text{Colburn} \quad h_g = \left(\frac{1}{2}\right) C_f \rho U_{eff} C_p Pr^{-\frac{2}{3}} = \frac{Nu k}{d} \quad (2-35)$$

$C_f$  = Reibbeiwert für glatte Rohre

$\rho$  = Dichte

$U_{eff}$  = eff. Geschwindigkeit

$C_p$  = spezifische Wärme

$Pr$  = Prandtl Zahl

$Nu$  = Nusselt Zahl

$k$  = Wärmeleitzahl

$d$  = Rohrdurchmesser

Die Wärmeleitzahl wird bei laminarer Strömung aus einer konstanten Nusseltzahl berechnet. Für Reynoldszahlen unter 2000 wird Nusselt mit 3.66 fixiert, bei turbulenter Strömung ab  $Re=4000$  die Colburn Analogie verwendet und dazwischen interpoliert.

### 2.4.4 Wandtemperatur Solver

Bei Rohren und Verzweigungen wurde zur Berechnung der Wandtemperatur der implementierte Wandtemperatur *Solver* verwendet. Dieser verwendet zur Berechnung des Wärmeübergangswertes den inneren und äußeren Wärmetransport, die Wärmekapazität und die Anfangstemperatur. Vorgegeben werden muss neben der Umgebungstemperatur auch der äußere Wärmetransport, welcher abhängig von den Strömungsverhältnissen um die Rohraußenwand ist. GT-Power® schlägt hierfür freie Konvektion  $5-20\text{W/m}^2\text{-K}$  vor. Ergebnisse dieser Wärmeübergangswerte sind in Kapitel 4.2.5.1 zu finden.

Des Weiteren können unterschiedliche Zwischenwände mit Materialart und Stärke definiert werden. Es muss zwischen stationärer oder transients Simulation unterschieden werden.

Als Alternative kann auch einfach die Wandtemperatur, welche direkt im Kontakt mit dem Fluid steht, vorgegeben werden. Daraus errechnet sich GT-Power® die Wärmeübergangszahl abhängig von der lokalen Fluidtemperatur.

### 3 Der Strömungsprüfstand

Am Strömungsprüfstand werden dimensionslose Durchflusskennwerte einzelner Bauteile ermittelt, die eine Beschreibung und den Vergleich einzelner Kanäle ermöglichen.

#### 3.1 Kenngrößen

Der **Durchflusskennwert** setzt sich aus der **Durchflusszahl**  $\mu$  und der **Versperrungsziffer**  $\sigma$  zusammen.

Die **Durchflusszahl** ist das Verhältnis von dem effektiven gemessenen Massenstrom zu dem theoretisch möglichen Massenstrom.

$$\text{Durchflusszahl} \quad \mu = \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_{th}}. \quad (3-1)$$

Der **theoretische Massenstrom** kann bei bekanntem Druckverhältnis, Querschnittsfläche  $A$  in der Drosselstelle und den Stoffeigenschaften des Fluides nach (3-2) berechnet werden.

$$\text{theoretischer Massenstrom} \quad \dot{m}_{th} = A * \sqrt{2 * p_0 * \rho} * \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1} * \left[ \left( \frac{p_3}{p_0} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p_3}{p_0} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (3-2)$$

Der **effektive Massenstrom** wird auf einem Strömungsprüfstand nach Abbildung 3-1 ermittelt.

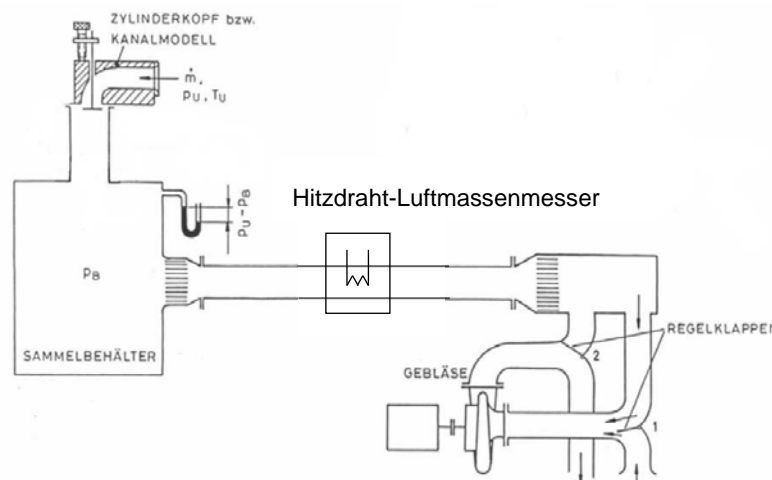


Abbildung 3-1: Prinzipskizze Strömungsprüfstand [4]

Die **Versperrungsziffer**  $\sigma$  berücksichtigt die kurbelwinkelabhängige Veränderung des momentanen freien geometrischen Durchströmquerschnittes  $A_g$ .  $A_v$  ist ein konstanter Bezugsquerschnitt.

$$\text{Versperrungsziffer} \quad \sigma = \frac{A_g}{A_v} \quad (3-3)$$

Fasst man diese beiden Werte zusammen, ergibt sich der **Durchflusskennwert**  $\mu\sigma$ .

$$\text{Durchflusskennwert} \quad \mu\sigma = \frac{\dot{m}_{eff}}{\dot{m}_{th}} \quad (3-4)$$

### 3.2 Durchführung

Hierzu wird das zu strömende Modell oben am Austritt des Sammelbehälters angebracht. Bei Viertaktmotoren werden die einzelnen Ventilstellungen in mm-Abständen geströmt, bei Zweitaktmotoren dient der Kolben selber als Stellelement für die einzelnen Schlitzkanäle. Jede Messposition wird angefahren und nach einer gewissen Einschwingzeit erfolgt die Messung. Versuche am Strömungsprüfstand zeigten, dass sich die Strömung oftmals erst ab 30s einstellte.

Um eine aussagekräftige und prinzipiell richtige Messung zu erhalten müssen folgende Punkte beachtet werden:

- Bei Saugrichtung muss auf dem einströmenden Teil eine Tulpe angebracht werden, um eine Verfälschung der Messung durch das Einschnüren der Strömung zu verhindern.
- Bei der notwendigen statischen Druckmessung im Sammelbehälter muss die Messstelle weit genug entfernt sein, um von einem beruhigten Volumen ausgehen zu können (Strömungsgeschwindigkeit  $\ll$ ). Eine CFD-Simulation dieses Sammelbehälters zeigte, dass diese Voraussetzung gut erfüllt ist.
- Die Druckaufnehmer müssen täglich kalibriert und bezüglich des Driftes überwacht werden.

### 3.3 Druckmessung

Auf einem Strömungsprüfstand werden der Massenfluss und die Druckdifferenz vor und nach dem zu durchströmenden Bauteil gemessen. Der Massenfluss kann relativ einfach über einen Hitzdraht-Luftmassenmesser in einem Fehlerbereich von  $\pm 1\%$  bestimmt werden.

Bei der Druckmessung spielt die Position der Drucksensoren großen Einfluss darauf, welcher Druck gemessen wird.

Der Totaldruck definiert sich nach Formel (3-5).

$$\text{Totaldruck} \quad p_{total} = p_{statisch} + \frac{\rho * v^2}{2} \quad (3-5)$$

Punkt 0 repräsentiert das Ansaugambiente mit einem vorgegebenen Totaldruck.

$$p_{0\ total} = p_{0\ statisch} \quad (3-6)$$

Punkt 1 befindet sich kurz vor der Drosselklappe. Es wird durch den Einströmtrichter von einer über den Querschnitt gleichmäßig verteilten Strömung ausgegangen. Daher ergibt sich zusätzlich zum statischen auch ein dynamischer Druckanteil. (3-7)

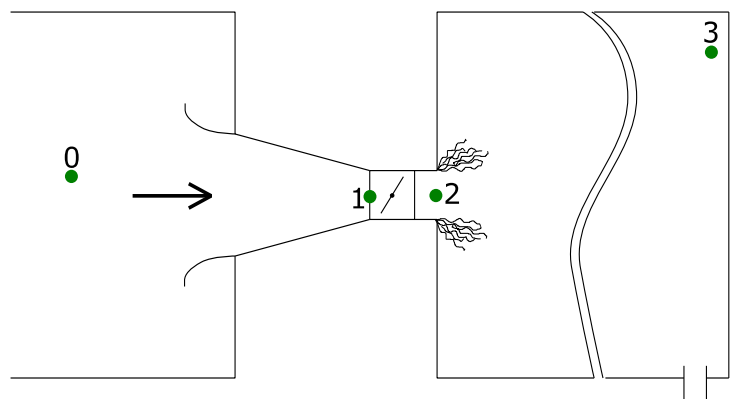


Abbildung 3-2: Prinzipskizze der am Strömungsprüfstand durchströmten Drosselklappe



*Totaldruck Position 1* 
$$p_{1\text{ total}} = p_{1\text{ statisch}} + \frac{\rho * v_1^2}{2} \quad (3-7)$$

Punkt 2 ist laut Definition die Übergangsstelle zum Ausgleichbehälter. Dieser Übergang bedarf einer genaueren Untersuchung. Es wird folgende Annahme getroffen:

*Position 2* 
$$p_{2\text{ statisch}} = p_{3\text{ statisch}} = p_{3\text{ total}} \quad (3-8)$$

Diese wird mit der Überlegung zum Carnotschen Stoßdiffusor validiert. Punkt 3 befindet sich weit genug von der Einströmöffnung entfernt, dass unter der Bedingung von  $v_3 \ll$  der gemessene Totaldruck als statischer Druck definiert werden kann.

Der **Carnotsche Stoßdiffusor** beschreibt bei einer plötzlichen Rohrerweiterung die Rückumwandlung von kinetischer Energie in Druckenergie. In Abbildung 3-3 ist ersichtlich, dass sich die Strömung von Fläche  $A_1$  auf  $A_2$  ausdehnen kann. Dabei sind folgende Phänomene zu beobachten:

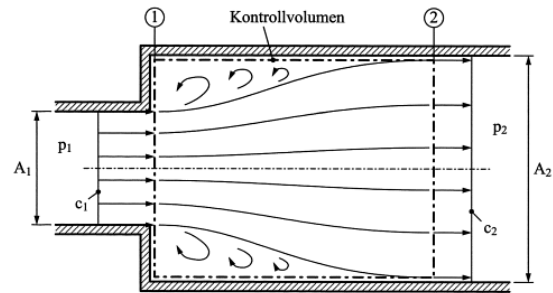


Abbildung 3-3 Prinzipskizze Carnotsche Stoßdiffusor [5]

Die Strömung löst an der scharfen Kante ab und vermischt sich anschließend stromabwärts mit dem Fluid.

- Die Geschwindigkeiten und Drücke sind über die Querschnitte ausgeprägt, was eine Diffusor-Länge von etwa 8-mal dem Durchmesser bedingt.
- Druck  $p_1$  wirkt auf den ganzen Querschnitt  $A_2$ .
- Die Wandreibung wird vernachlässigt.
- Voraussetzung ist eine stationäre und inkompressible Strömung.

Der Impulssatz kann folgendermaßen angesetzt werden:

*Impulssatz* 
$$\rho * w_1^2 * A_1 + p_1 * A_2 - \rho * w_2^2 * A_2 - p_2 * A_2 = 0 \quad (3-9)$$

Aus der Kontinuität folgt durch Umformen für die Druckdifferenz:

$$\Delta p_{\text{Carnot}} = p_2 - p_1 = \rho * w_1^2 * \frac{A_2}{A_1} - \rho * w_2^2 = \rho * w_1 * w_2 - \rho * w_2^2 \quad (3-10)$$

$$\frac{\Delta p_C}{\frac{\rho}{2} * w_1^2} = 2 * \frac{w_2}{w_1} * \left(1 - \frac{w_2}{w_1}\right) = 2 * \frac{A_1}{A_2} * \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right) \quad (3-11)$$

Aufgrund der Querschnittserweiterung kommt es zu einer Druckrückgewinnung des statischen Druckes. Diese Energieumwandlung kann aufgrund der Ablösung und des Verwirbelns der Strömung nicht verlustfrei geschehen, wodurch ein Teil der kinetischen Energie dissipiert. Dieser verlorene Anteil kann durch den Vergleich mit einem verlustfreien Diffusor (Bernoulli-Diffusor) ermittelt werden.

## Bernoulli-Diffusor

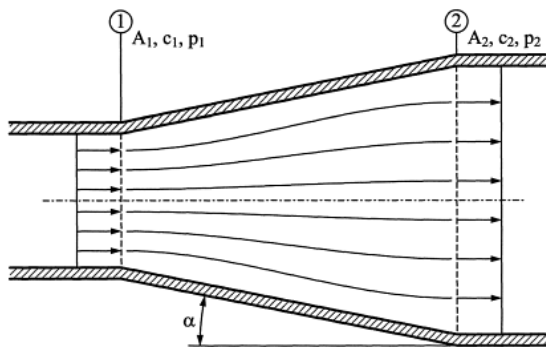


Abbildung 3-4 Prinzipskizze Bernoulli-Diffusor [5]

Es wird ein sich stetig erweiterndes Rohr betrachtet, in welchem es zu keiner Ablösung kommt.

Die Bernoulli-Gleichung und die Kontinuitätsgleichung ergeben folgende Formel für den Druckanstieg:

$$\begin{aligned} \frac{\Delta p_{id}}{\frac{\rho}{2} * w_1^2} &= \frac{p_2 - p_1}{\frac{\rho}{2} * w_1^2} = 1 - \frac{w_2^2}{w_1^2} = \\ &= 1 - \frac{A_1^2}{A_2^2} \end{aligned} \quad (3-12)$$

Wird nun die Differenz aus dem Bernoulli-Diffusor und dem Carnotschen Stoßdiffusor gebildet, lässt sich die Rückumwandlung folgend nach Abbildung 3-5 darstellen:

Abbildung 3-5 zeigt, dass der Carnotsche Rückgewinnungsanteil im Grenzfall  $A_1/A_2 \rightarrow 0$  ebenfalls gegen Null geht und somit die gesamte kinetische Energie in Dissipation umgewandelt wird.

Dieser Zustand, den wir bei unserem *Flowbench*-Versuch darstellen, wird angestrebt, um die Annahme zu bestärken, dass die statischen Drücke im Rohrquerschnitt und am Ende des Ambientes gleich sind. In den Einstellungen für GT-Power® kann für einzelne Komponenten die Druckrückgewinnung ausgeschaltet werden. Versuche zeigen, dass bei großen Querschnittserweiterungen, wie beim Einströmen in den Sammelbehälter, GT-Power® auch selbstständig das Ablösen der Strömung richtig interpretiert. Die Zusatzoption ändert das Ergebnis nicht nennenswert.

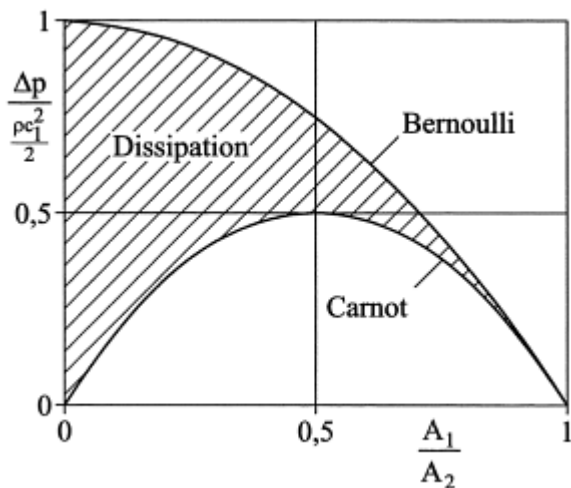


Abbildung 3-5: Umwandlung von kinetischer Energie in Druckenergie [5].

Die Zusatzoption

### 3.4 Strömungsprüfstand - Virtuelle *Flowbench*

Bei der virtuellen *Flowbench* werden die auf der realen *Flowbench* geströmten Komponenten in GT- Power® nachgebaut. Dazu diskretisiert man die einzelnen Komponenten aus den 3D-CAD-Daten auf eine 1D-Ebene. Hierfür sind Informationen über den Aufbau des Strömungsprüfstandes von besonderer Wichtigkeit, da systematische Fehler vermieden werden müssen.

Als Beispiel soll das Durchströmen einer Drosselklappe, wie in Abbildung 3-2 ersichtlich, dienen. Beim Einstromen in das Rohr sollte die Einlassöffnung tulpenförmig gestaltet sein, um das Einschnüren der Strömung am Eintritt zu verhindern. Wenn am Prüfstand eine solche verwendet wird, kann für die Simulation ein Durchflusskoeffizient von annähernd 1 angenommen werden. Andernfalls ist anzunehmen, dass sich die Strömung am Eintritt einschnürt und ein Durchflusskoeffizient von 1 nicht mehr wird.

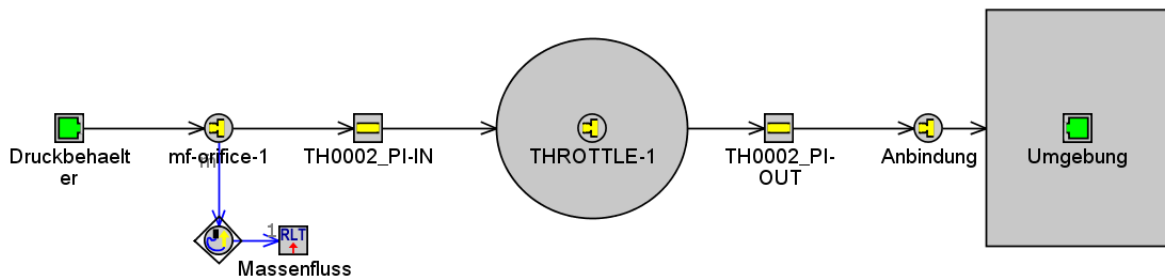


Abbildung 3-6: GT-Power® Modell der Drosselklappe am virtuellen Strömungsprüfstand

Im Druckbehälter wird ein konstanter Überdruck vorgegeben, welcher als treibende Kraft für das Durchströmen dient. In „mf-orifice-1“ wird über einen Sensor der Massenfluss gemessen. Die beiden Rohre „TH002\_PI-IN und OUT“ modellieren die Verengung und Erweiterung der Drosselklappe. Über die Blende „Anbindung“ strömt die Luftmasse in die Umgebung ab.

Hierbei ist zu erwähnen, dass nun nicht die aus dem Strömungsprüfstand ermittelten Durchflusskennwerte  $\mu\sigma$  eingetragen werden, sondern mithilfe dieser der effektive Massenstrom berechnet wird. Dieser wird nun der virtuellen *Flowbench* (Abbildung 3-6) als Zielgröße und der Durchflusskennwert  $\mu\sigma$  – oder im Englischen als *discharge coefficient*  $C_D$ -Wert - als zu optimierende Größe im Optimierer von GT-Power gesetzt. Durch Anpassung der Ergebnisse erhält man nun kurbelwinkelabhängige  $C_D$ s für dieses aufgebaute Modell mit dem Vorteil, dass der Einfluss aufgrund von getroffenen Vereinfachungen bei der Diskretisierung durch einen  $C_D$ -Wert kompensiert wird.

### 3.5 Kalibrierung des Modells

Im Folgenden wird das Abstimmen einzelner Strömungskomponenten erläutert.

#### 3.5.1 Aufbereitung Strömungsprüfstand-Messdaten

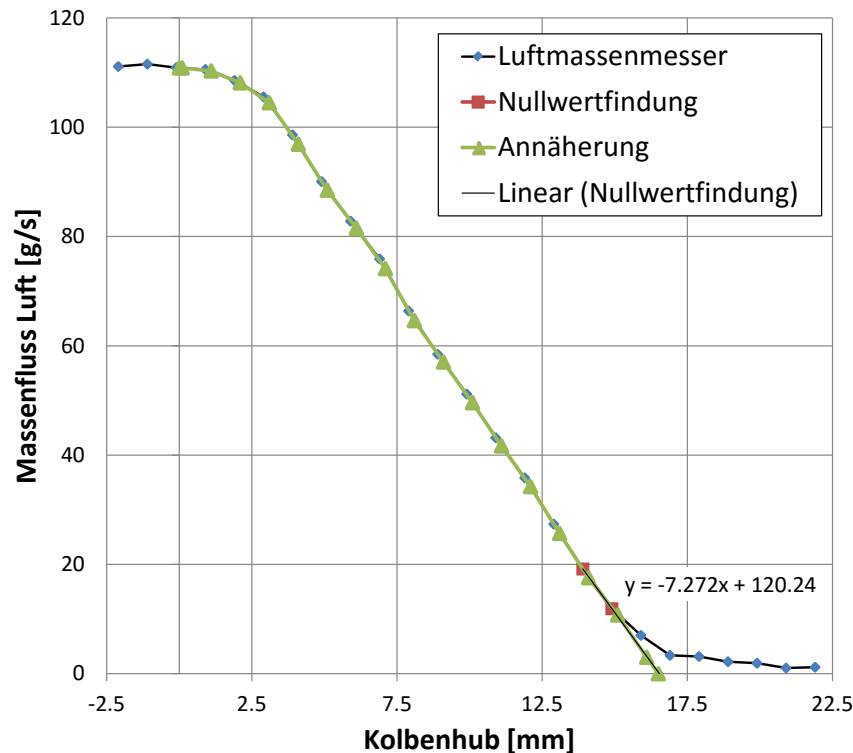


Abbildung 3-7: Messdaten vom Strömungsprüfstand bei konstantem Differenzdruck von 30 mbar

Es wurde bereits erwähnt, dass beim Zweitaktmotor der Kolben als Steuerelement für die Kanäle dient. Am Prüfstand wird der Kolbenhub durch eine Lineareinheit simuliert. Dabei wird der Kolben um einen Millimeter verschoben, auf das Einschwingen der Strömung bei konstanter Druckdifferenz von 30 mbar gewartet und dann der Massenfluss über eine gewisse Zeitspanne gemittelt. Das Ergebnis dieser Messung ist in Abbildung 3-7 als „Massenfluss Luft [g/s]“ aufgetragen. Die Lineareinheit verwendet zum Referenzieren das Kolbenhemd als Anschlag. Nach der Korrektur der Kolbenposition ist zu erkennen, dass die Messung keinen Schnittpunkt mit der Abszisse ausweist. Dies lässt sich als Strömung über die Kolbenkante und den Dichtring erklären, da bei 16mm Hub der Überströmkanal schon vollständig verschlossen sein müsste.

Bei der Approximation wurden die letzten beiden linear-verhaltenden Punkte gerade bis zur Abszisse verlängert. Diese angepasste Kurve wird nun als Massenflussvorgabe für die virtuelle *Flowbench* verwendet.

### 3.5.2 Virtuelles *Flowbench*-Modell

Abbildung 3-8 zeigt das auf den Strömungsprüfstands-Betrieb umgebaute diskretisierte Modell. Da hier der Strömungswiderstand des Überströmens von Interesse ist, wurde der Einströmkanal verschlossen. Abbildung 3-8 soll verdeutlichen, dass mit zunehmender Anzahl an Kanälen im Modell das virtuelle Strömungsmodell umso komplexer wird.

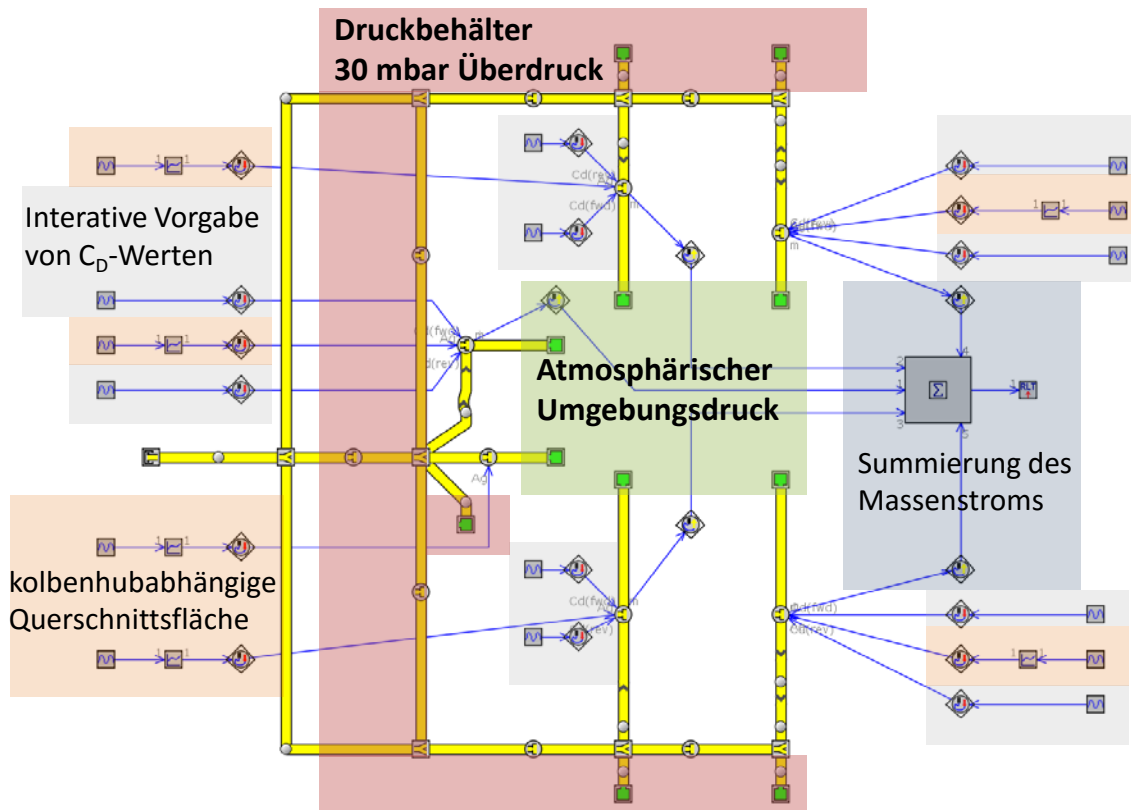


Abbildung 3-8: Virtuelles Strömungsmodell (*Flowbench*-Modell) der Überströmkanäle

Die gelben Linien zeigen den Rohrverlauf, die blauen sind Sensorleitungen.

Die konstant vorgegebene Druckdifferenz von 30 mbar zwischen dem „Druckbehälter“ und der „Umgebung“ dient als treibende Kraft für die Strömung. Wenn nun der Massenstrom bei dieser Druckdifferenz über die Aufsummierung der einzelnen Kanäle betrachtet wird, weicht dieser zu dem Gemessenen ab. Der Grund hierfür ist, dass zwar GT-Power® Widerstandbeiwerte aufgrund der diskretisierten Rohre ermitteln kann, jedoch signifikante Kanten und Engstellen nicht ausreichend genug aufgelöst werden.

Abhilfe hierbei schafft der weiter oben definierte Durchflusskennwert, welcher an den einzelnen Ventilen definiert werden kann. Dieser Wert wird so lange angepasst, bis das Modell ausreichend gedrosselt ist und die Massenströme des Modells und der Messung bei jeder Kolbenposition ident sind.

### 3.5.3 Durchflusskennzahl

Die aus der vorangegangenen Simulation erhaltene Durchflusskennzahl über den Kurbelwinkel (umgerechnet aus dem Kolbenhub) ist in Abbildung 3-10 dargestellt.

Die Definition des Durchflusskennwertes nach Gleichung (3-4) zeigt, dass über einen großen Kurbelwinkelbereich das Modell um etwa 30% gedrosselt wird.

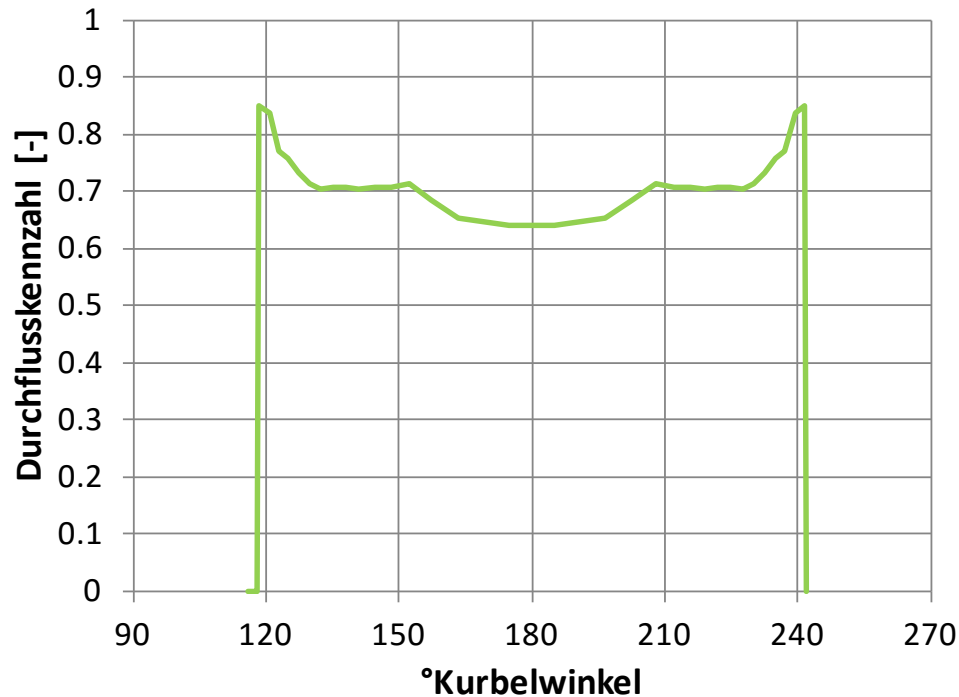


Abbildung 3-9: Durchflusskennzahl über Kurbelwinkel

In Abbildung 3-10 ist neben der geometrischen Kanalfläche auch die durch die obige Durchflusskennzahl verringerte resultierende Kanalquerschnittsfläche zu sehen.

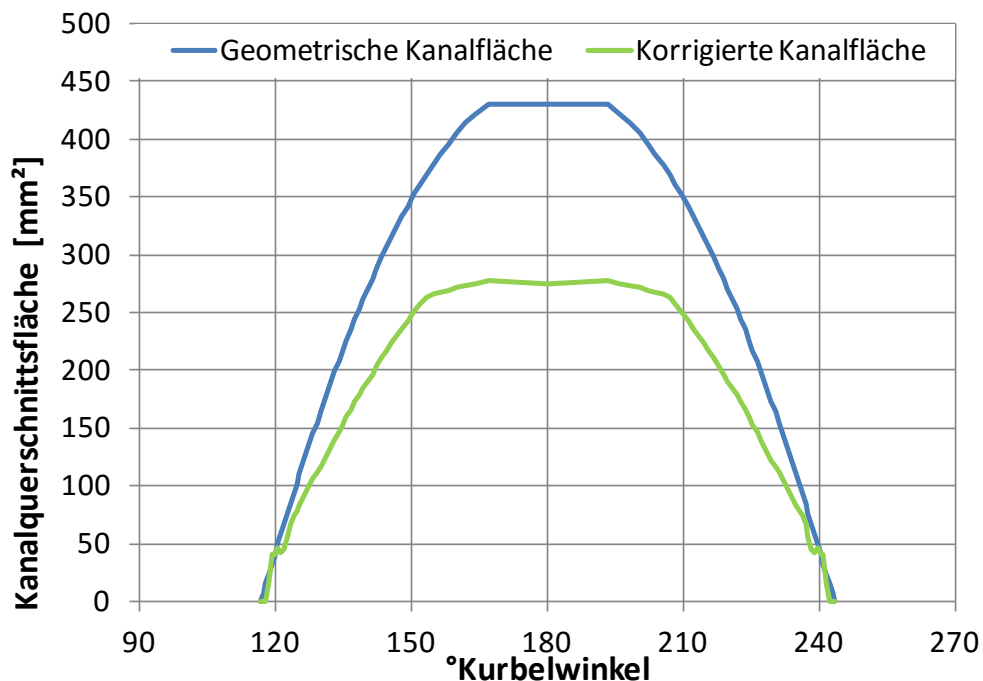


Abbildung 3-10: Kanalquerschnittsfläche über Kurbelwinkel

## 4 1D-CFD Ladungswechselsimulation

Dieses Kapitel beginnt mit der Erstellung des Modells sowie der Darstellung der Komponenten und Vereinfachungen. Validiert wird das Modell durch den Vergleich der Mess- mit den Simulationsdaten. Abschließend wird auf die Lastschlagsimulation eingegangen.

### 4.1 Modellerstellung

Die eindimensionale Modellierung eines Motors kann man sich folgendermaßen vorstellen: Aus einem Portfolio von Rohren unterschiedlicher Durchmesser, Krümmungen und Längen wird versucht, die Peripherie eines Motors möglichst gut nachzubilden. Umso mehr Teilrohre unterschiedlichen Durchmessers verwendet werden, umso exakter kann ein Modell dargestellt werden. Ab einem gewissen Punkt steigt der Aufwand unverhältnismäßig zum Nutzen.

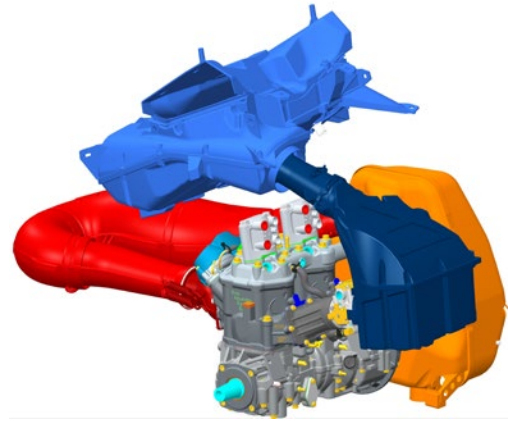


Abbildung 4-1: CAD Modell des 593 E-TEC

GEM® ist ein Zusatzprogramm von GT-Power®, welches dazu dient, komplexe dreidimensionale Geometrie in einzelne Teilelemente zu unterteilen und zu diskretisieren. Der Ablauf wird anhand Kapitel 4.1.4 Überströmkanäle erklärt.

Abbildung 4-2 zeigt das GT-Power® Modell des 593 E-TEC. Von links in die Luftkiste (*Airbox*) einströmend teilt sich der Luftstrom in zwei Fluten und gelangt nach der Drosselklappe (*Throttle*) und dem Membranventil (*Reed*) schließlich durch die Überströmkanäle (*Ports*) zuerst in das Kurbelgehäuse (*Crankcase*). Bei Spülung strömt die Luftmasse über fünf Kanäle schließlich in den Zylinder (*Cylinder*). Auslassseitig (rechts) vom Zylinder ist die RAVE-Steuerung implementiert. Der Krümmer (*Manifold*) vereint die beiden Abgasströme und leitet sie in das Resonanzrohr (*Tunepipe*). Der Endtopf (*Muffler*) schließt das Modell ab.

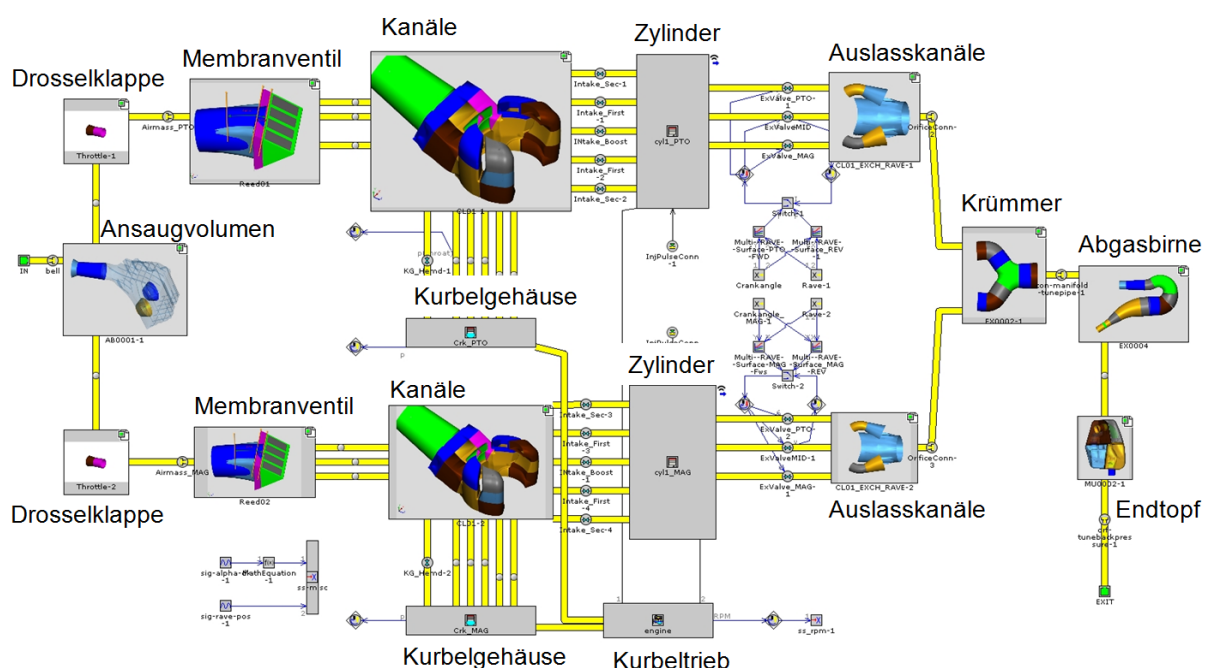


Abbildung 4-2: Übersichtskarte GT-Power® Modell

#### 4.1.1 *Airbox*

Zum einen teilt die *Airbox* den Luftpfad, zum anderen stellt sie mit ihrem Volumen sicher, dass die Zylinder genügend Luft für den Zyklus ansaugen können. Von Bedeutung sind unter anderem die beiden Auslasstrichter, da diese mit ihrer Länge Einfluss auf die Druckwellen haben.

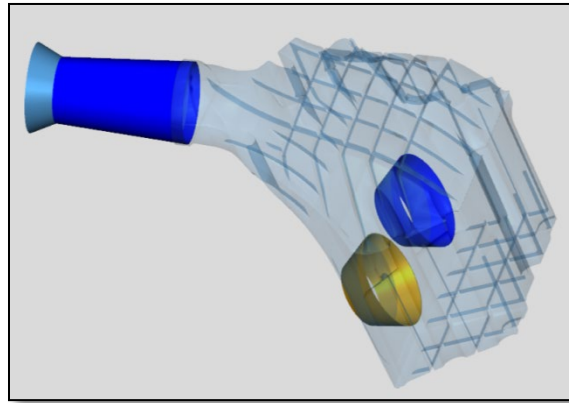


Abbildung 4-3: *Airbox* des 593 E-TEC

#### 4.1.2 Drosselklappe

Durch die Drosselklappe kann der Luftstrom in den Motor gedrosselt werden. Eine Klappe im Rohrquerschnitt versperrt, je nach Drehwinkelposition, eine gewisse Querschnittsfläche (siehe CAD-Modell in Abbildung 4-4).

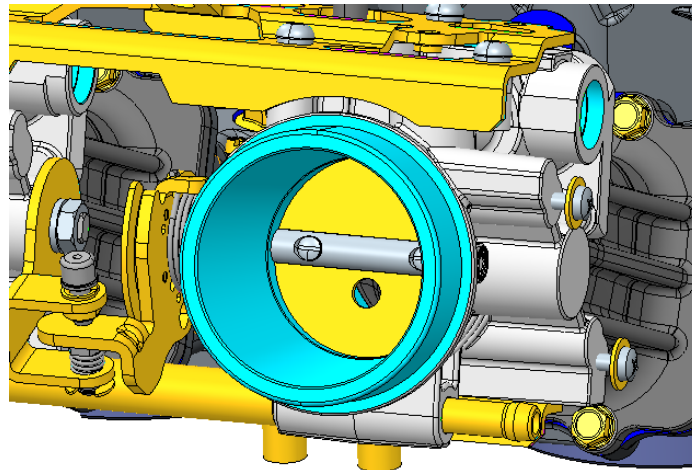


Abbildung 4-4: Drosselklappe des 593 E-TEC



Abbildung 4-5 zeigt das 1D-Modell der Drosselklappe. Die beiden äußeren Symbole entsprechen der Schnittstelle zum Verbinden der einzelnen Teilmodelle. Die Blende in der Mitte simuliert die oben beschriebene Klappe. Unterhalb befinden sich zwei Funktionen, in welchen die Durchflusskennwerte je nach Drosselklappenposition gespeichert sind (siehe Abbildung 4-6). Diese Abhängigkeit von der Drosselklappenposition ist für die Simulation im Teillastbereiche notwendig. Auf die Ermittlung dieser Durchflusskennwerte wurde bereits in Kapitel 3.5 eingegangen.

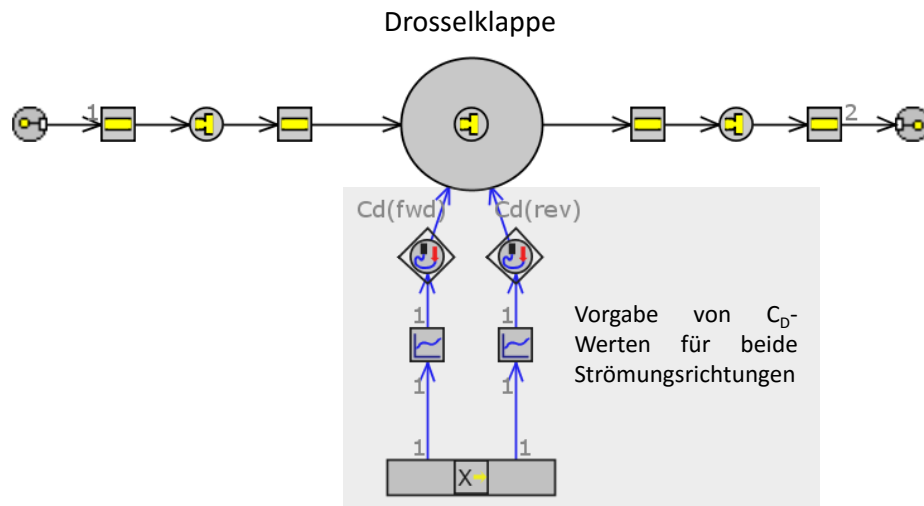


Abbildung 4-5: GT-Power® Modell Drosselklappe

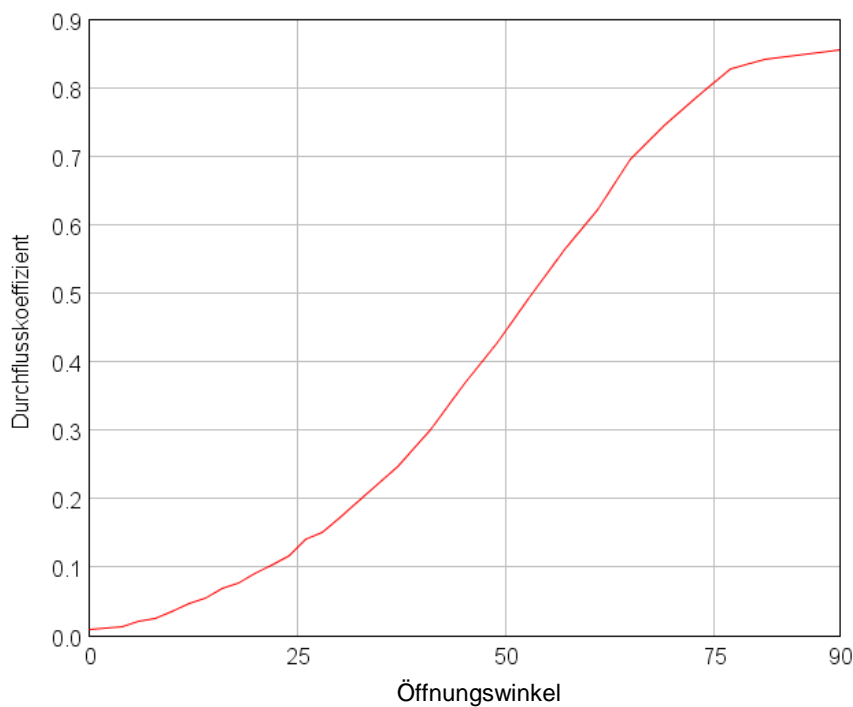


Abbildung 4-6: Durchflusskennwert der Drosselklappe über Drehwinkelposition

### 4.1.3 Membranventil

Abbildung 4-7 zeigt das 593 E-TEC Einlassventil mit seinen 8 Blättchen. Die obere grüne Linie kennzeichnet den Anschlag des unteren gelben Blättchens. Die Blättchen liegen bei Ruhezustand am Grundkörper auf. Wenn sich nun im Kurbelgehäuse Unterdruck aufbaut, öffnen diese und lassen die Luft einströmen. Gleichet sich der Kurbelgehäusedruck dem des Saugrohres an, ist die Blättchensteifigkeit größer und die Zungen schließen. Die Vorteile gegenüber einem schlitzzgesteuertem Einlass liegen auf der Hand: lange Einlassöffnungsdauer und Ausnutzen der gasdynamischen Effekte, beinahe kein Rückströmen aus dem Kurbelgehäuse und asymmetrische Steuerzeiten. Es ergibt sich eine bessere Füllung bei niedrigen Drehzahlen und somit eine bessere Leistungscharakteristik. Die anfangs verwendeten Federstahlzungen führten bei Bruch meist unweigerlich zum Motorschaden, weshalb diese durch faserververstärkte Kunststoffe abgelöst wurden.

Folglich haben Flatterventile großen Einfluss auf die Charakteristik des Motors. Es ist das Ziel trotz der Eindimensionalisierung des Modells diese Charakteristiken möglichst gut abzubilden.

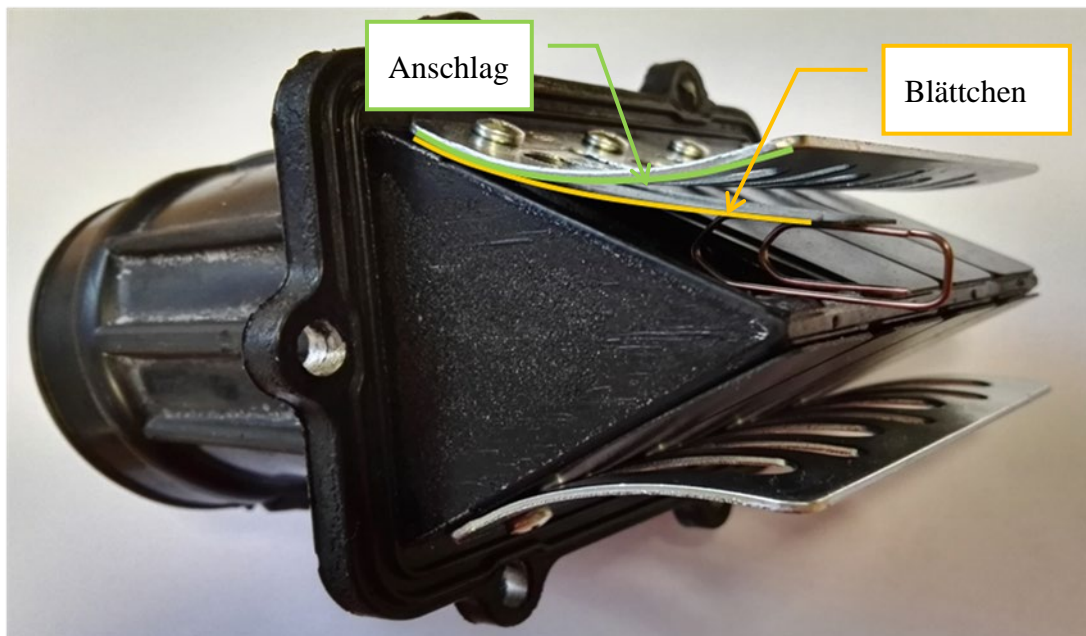
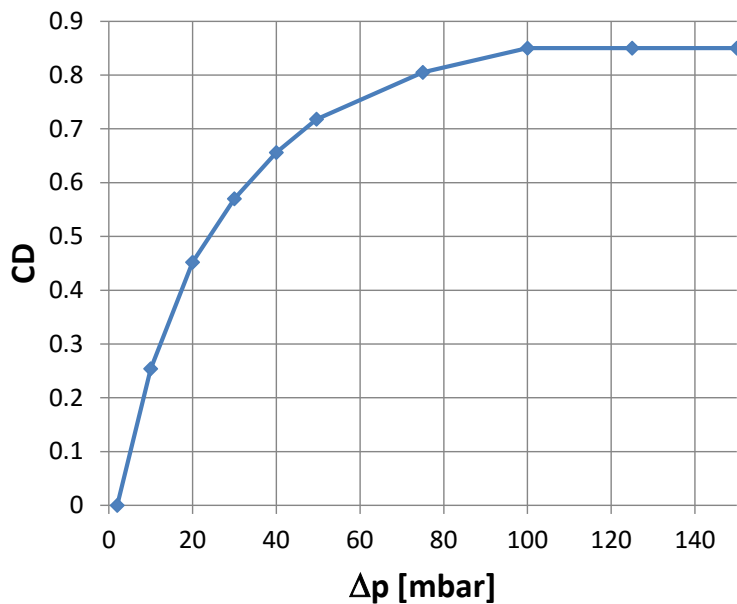


Abbildung 4-7: Foto des Membranventils mit acht einzelnen Blättchen

Es bieten sich zwei unterschiedliche Herangehensweisen zur Implementierung an: ein statisches und ein dynamisches Modell.

#### 4.1.3.1 Statisches $C_D/\Delta p$ Modell



Bei dem **statischen Modell** wird bei einem festgelegten konstanten Querschnitt auf einer virtuellen *Flowbench* (siehe Kapitel 3.5.2) der Durchflusskennwert über unterschiedliche statisch eingestellte Druckunterschiede ermittelt.

Hierbei ist zu sehen, dass erst ab einer Druckdifferenz von 3 mbar das Blättchen die Schließkraft überwindet, sich dabei aus dem Sitz erhebt und eine Öffnungsfläche freigibt.

Abbildung 4-8: Verlauf des Durchflusskennwertes über Druckdifferenz

Das Bestreben, dieses Phänomen detailgetreuer abzubilden, führte schließlich zu dem **dynamischen Modell**.

#### 4.1.3.2 Dynamisches Modell

Bei einem **dynamischen Modell** wird das Blättchen physikalisch mitmodelliert, wodurch die Druckwellencharakteristik, welche maßgebend für das Öffnen des Einlassventils ist, mehr Einfluss in der Simulation bekommt.

GT-Power® bietet hierfür lediglich ein Modell für ein „Tellerventil“ nach Abbildung 4-9 an. Auf den ersten Blick hat dieses relativ wenig Übereinstimmung mit dem Membranventil, dafür bietet es jedoch die Möglichkeit der Kalibrierung an. [6]

Zuerst wird der **E-Modul** des Blättchens bestimmt. Hierfür lenkt man das Blättchen um ein gewisses Maß aus und misst dabei die resultierende Kraft.

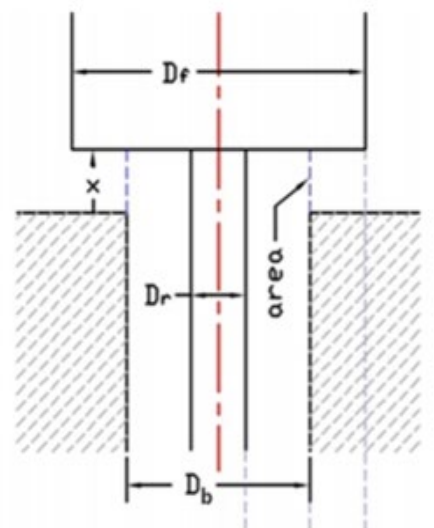
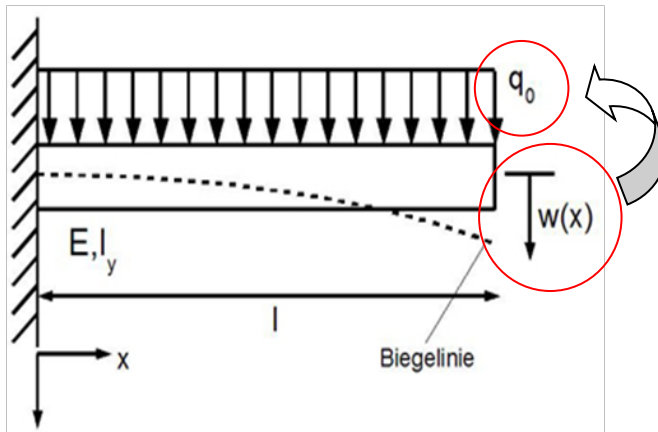


Abbildung 4-9: Prinzipskizze des GT-Power® Tellerventil-Modell

Im nächsten Schritt ist die **Federsteifigkeit** anhand der Balkentheorie zur ermitteln. Abbildung 4-10 zeigt das angenommene Modell.



Die **Auslenkung**  $w(x)$  des Biegebalkens entspricht der Auslenkung des Blättchens. Durch einfaches Umformen von Gleichung (4-1) kann die notwendige **Streckenlast** für die Auslenkungsbereiche des Blättchens ermittelt werden.

Abbildung 4-10: Biegebalkenmodell mit Streckenlast

*Auslenkung* 
$$w = \frac{w' L^4}{8 E I} \quad (4-1)$$

Nun wird diese Streckenlast in eine Druckkraft umgerechnet und man erhält die gesuchte Druckdifferenz  $\Delta p$  zum Heben des Ventils (siehe Abbildung 4-11). Abbildung 4-12 zeigt die Referenzfläche eines Blättchens und das Fixieren der Zungen durch Schrauben.

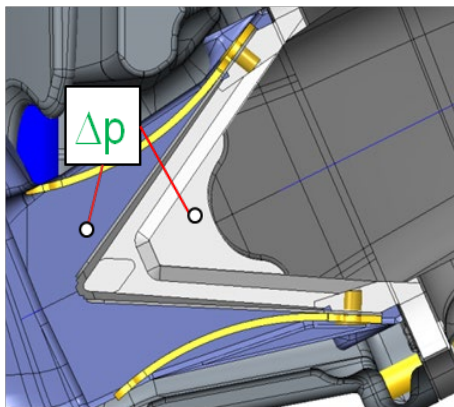


Abbildung 4-11: CAD-Modell des Membranventils

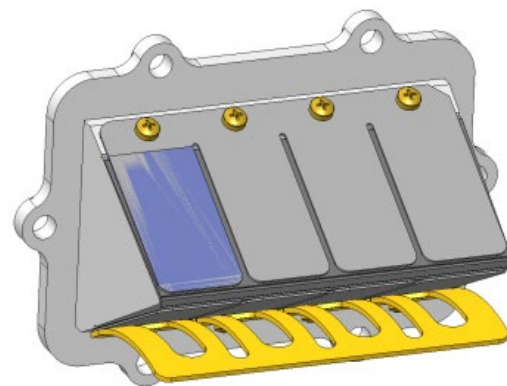


Abbildung 4-12: Fläche eines Blättchens

Im nächsten Schritt wird auf einer virtuellen *Flowbench* (siehe Kapitel 3.5.2) der Durchflusskennwert aus statisch vorgegebenen Differenzdrücken ermittelt.

In folgender Tabelle 4-1 sind die benötigten Parameter für das dynamische Modell aufgelistet.

Referenzdurchmesser	[mm]	$d_{Ref} = 19$	dient als Bezugsgröße
Druckfläche	[mm <sup>2</sup> ]	831,3	Angriffsfläche, wenn Blättchen aus dem Sitz gehoben ist
Zugfläche	[mm <sup>2</sup> ]	831,3	
Flächenfaktor	[-]	2,932	$f = \frac{A_{Druckfl}}{A_{Ref}} = \frac{A_{Druckfl}^4}{d_{Ref}^2 \pi}$
Anzahl an Blättchen	[-]	8	je 4 Blättchen oben und unten
Masse eines Blättchens	[g]	0,864	gemessen
Steifigkeit	[N/m]	305	auf eine Zugfeder bezogen
Dämpfungsfaktor	[-]	1	kritische Dämpfung
Maximale Auslenkung	[mm]	16	durch Anschlag begrenzt

Tabelle 4-1: Eingabedaten für das Blättchenmodell

Der **Referenzdurchmesser** kann prinzipiell frei gewählt werden, muss jedoch, da er als Bezugsgröße dient, konstant gehalten werden.

Die **Druckflächen** entsprechen der aus dem Sitz gehobenen Angriffsfläche der ausgelenkten Zungen und müssen somit gleich groß sein.

Der **Flächenfaktor** setzt die beiden oberen Flächen ins Verhältnis.

Der **Dämpfungsfaktor** wurde standardmäßig mit 1 definiert.

Die **maximale Auslenkung**, die durch den Anschlag begrenzt ist, wurde gemessen.

Abbildung 4-13 und Abbildung 4-14 zeigen den Druckverlauf vor dem Membranventil bei **8000U/min** und **Vollast**.

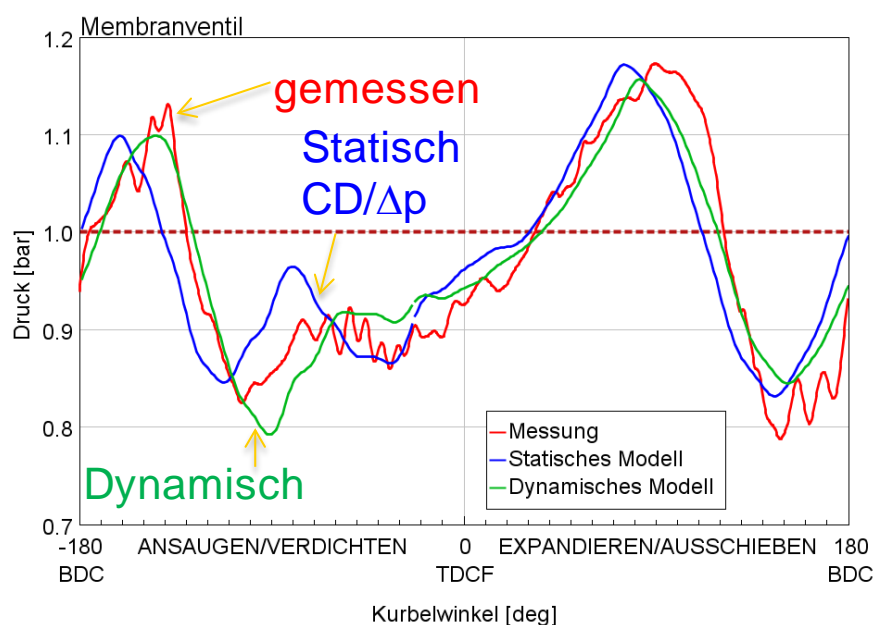


Abbildung 4-13: Druckkurvenvergleich vor dem Membranventil

Die rote Kurve entspricht der am Prüfstand gemessenen Druckkurve.

Die blaue Kurve ist dem statischen und die grüne Kurve dem dynamischen Modell zuzuordnen.

Aufgrund der Tatsache, dass sich das Membranventil nur bei einem Druck größer dem Umgebungsdruck öffnen kann, sieht man in folgender Abbildung die Druckkurven  $>1$  bar. Hierbei zeigt sich, dass besonders bei dem linken kleineren Druckimpuls durch das dynamische Modell eine korrigierende Phasenverschiebung entsteht.

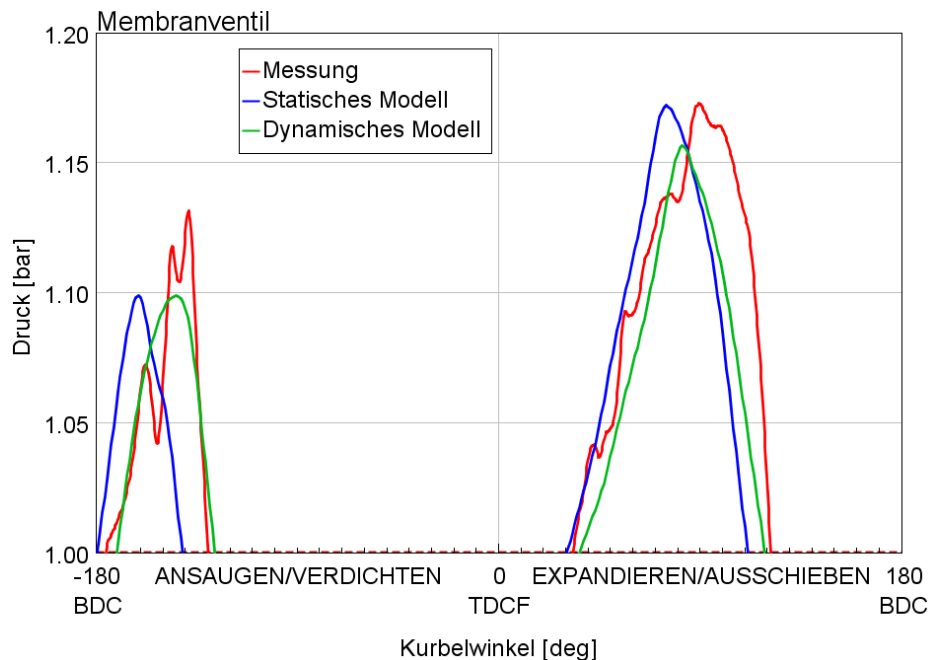


Abbildung 4-14: Druckkurvenvergleich vor der Membranventil  $>1$  bar

#### 4.1.3.3 Fazit Membranventilmodell

Es zeigt sich, dass das dynamische Modell die Druckwellencharakteristik des Motors besser abbilden kann. Die Charakteristik wird bei beiden wiedergegeben, jedoch fällt die Phasenverschiebung der Druckspitzen geringer aus.

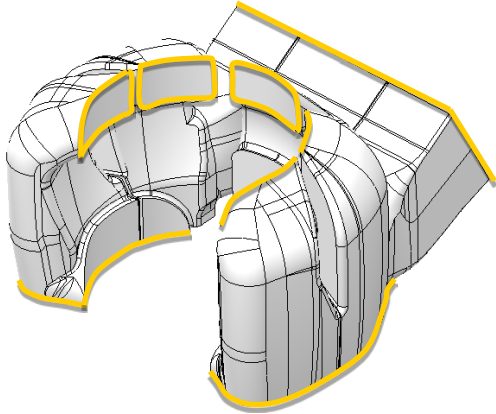
Die Verbesserung der Druckkurven lässt die Annahme zu, dass dieses dynamische Modell ein Schritt in die richtige Richtung ist. Die Veröffentlichung [6], welche als Anhalt für diese Kalibrierung diente, kommt nach Gegenüberstellung der Ergebnisse der 1D-Simulation mit einer gekoppelten Fluid-Struktursimulation (CFDRC-ACR Code) zu dem Schluss, dass die Übereinstimmung sowohl im statischen als auch im dynamischen Betrieb gegeben ist. Durch eine variable, über Hub veränderbare, Steifigkeit kann womöglich noch eine Verbesserung des 1D-Modells erzielt werden.

Eine extern durchgeführte Videoanalyse hat gezeigt, dass die Auslenkung der Zungen nicht zwingend an deren Ende, sondern eher mittig beginnt.

#### 4.1.4 Überströmkanäle

Anhand dieser komplexen Kanalgeometrie der Überströmkanäle wird die Erstellung des eindimensionalen Abbildes gezeigt.

##### 4.1.4.1 Datenaufbereitung



Zuerst wird aus dem vorhandenen CAD-Kanalgeometriemodell ein Negativ erstellt. Hierfür ist es notwendig, sich über die Schnittkanten und die Aufteilung des Modells im Klaren zu sein. Abbildung 4-15 zeigt dies durch die gelb markierten Schnittflächenumrandungen. Des Weiteren sind am Lufteinlassschacht kleine Nuten zu erkennen, die es im nächsten Schritt ermöglichen, die Geometrie sauber zu unterteilen.

Abbildung 4-15: Negativ der Überströmkanäle

##### 4.1.4.2 Aufteilung

GT-Power® bietet mit GEM® ein Werkzeug zum Unterteilen von 3D-CAD Daten. Abbildung 4-16 zeigt die bereits unterteilten Kanäle in einzelne Teilstücke. Die oben erwähnten Nuten haben nun als Trennkanten für die einzelnen Volumen gedient.

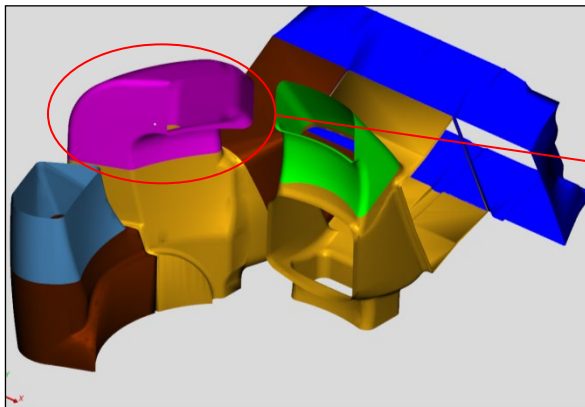


Abbildung 4-16: Unterteilung der Kanäle

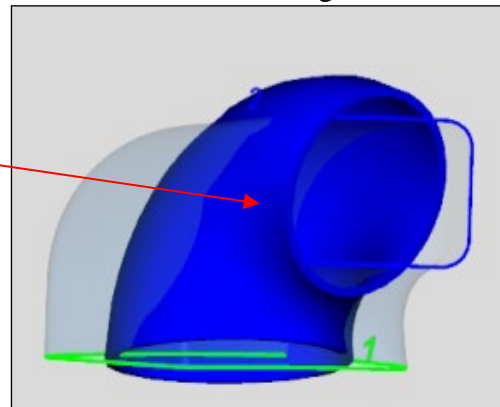


Abbildung 4-17: Vereinfachung eines Kanalabschnitts durch ein gekrümmtes Rohr

Diese Teilstücke können anschließend entweder durch gerade oder gekrümmte Rohre bzw. durch Volumina nachgebildet werden.



#### 4.1.4.3 Diskretisierung

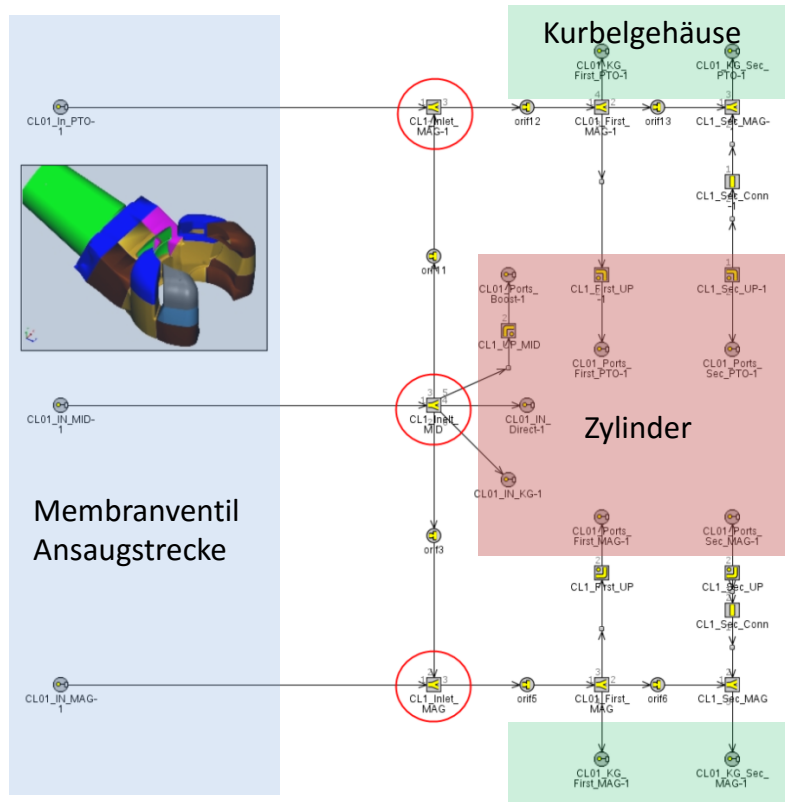


Abbildung 4-18: Diskretisierte Überströmkkanäle

Bei der Diskretisierung wird das Modell in GT-Power® importiert und dort auf einer Übersichtskarte (Abbildung 4-18) durch vereinfachte Rohre dargestellt.

Die drei Volumen werden nun durch drei *Flowsplits* (rot markiert) interpretiert.

Die Verbindungslinien zeigen, mit welchen Komponenten diese verbunden sind.

Somit ist das mittlere Volumen sowohl mit den beiden äußeren als auch mit dem Aufrichtkanal nach oben und unten und einem Kanal direkt in den Zylinder verbunden.

Die Kalibrierung der Überströmkkanäle durch die Messung auf einer *Flowbench* wurde in Kapitel 3.5.2 Kalibrierung des Modells erklärt.

#### 4.1.5 Kurbelgehäuse

Das Kurbelgehäuse hat bei dem Zweitaktmotor durch die darin stattfindende Vorkompression große Bedeutung. Bei einem 1D-Modell spielt es bei der Kalibrierung eine geringere Rolle, da die Durchflusskennwerte in den angrenzenden Kanälen definiert werden.

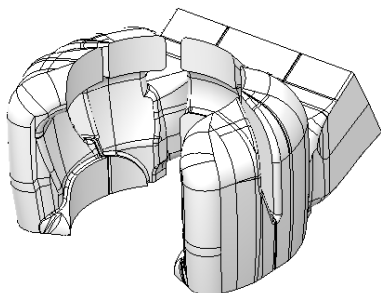


Abbildung 4-19: Kanäle + Reedvalve (Negativ)

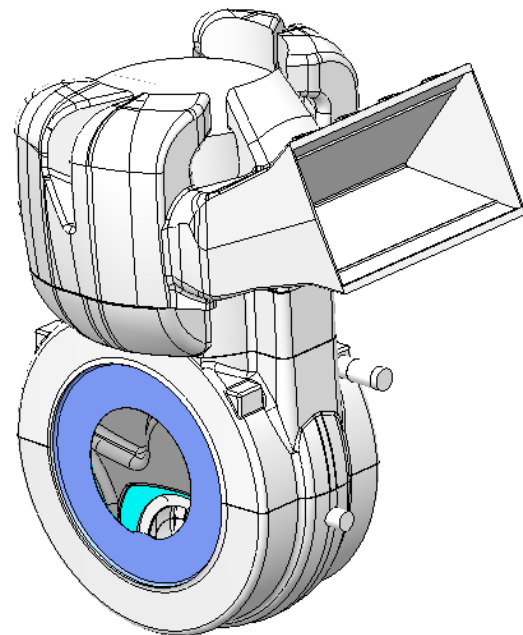


Abbildung 4-20: Gesamtes Strömungsvolumen (Negativ)



Zu ermitteln ist das Kompressionsverhältnis. Dieses ergibt sich aus dem OT- dividiert durch das UT-Volumen im Kurbelgehäuse.

$$\text{Kompressionsverhältnis} = \frac{\text{Gesamtes Volumen} - (\text{Kanäle} + \text{Reed}) + \text{Hubraum}}{\text{Gesamtes Volumen} - (\text{Kanäle} + \text{Reed})} \quad (4-2)$$

Bauteil	Einheit			
Gesamtes Volumen	[l]	0,824	} UT	0,429
Kanäle+Reed	[l]	-0,394		
Hubraum	[l]	0,297		
Verhältnis	[-]		÷	<b>1,691</b>

Tabelle 4-2: Ermittlung des Kompressionsverhältnisses

#### 4.1.6 Einspritzung

Die Einbringung des Kraftstoffes in den Brennraum kann entweder durch einen Vergaser, durch eine Kanaleinspritzung oder durch eine Zylindereinspritzung erfolgen. Hier wird auf die Direkteinspritzung in den Zylinder eingegangen.

Die Menge des eingespritzten Kraftstoffes kann aus den „langsamen Messdaten“ ermittelt werden.

Jedoch ist die zeitliche Einbringung des Kraftstoffes in den Zylinder, welche sowohl für das Verdampfungsverhalten als auch für den Kraftstofffanggrad wichtig ist, unbekannt.

Hierfür wurde aus dem Pulsweitenplot der ECU ein drehzahlabhängiger

Kraftstoffmassenstrom berechnet. Abbildung 4-21 zeigt die berechnete Kraftstoffmasse, welche pro Zyklus in den Zylinder eingespritzt wird. Aus dieser Menge mit der gegebenen Einspritzdauer wurde der Kraftstoffmassenstrom ermittelt.

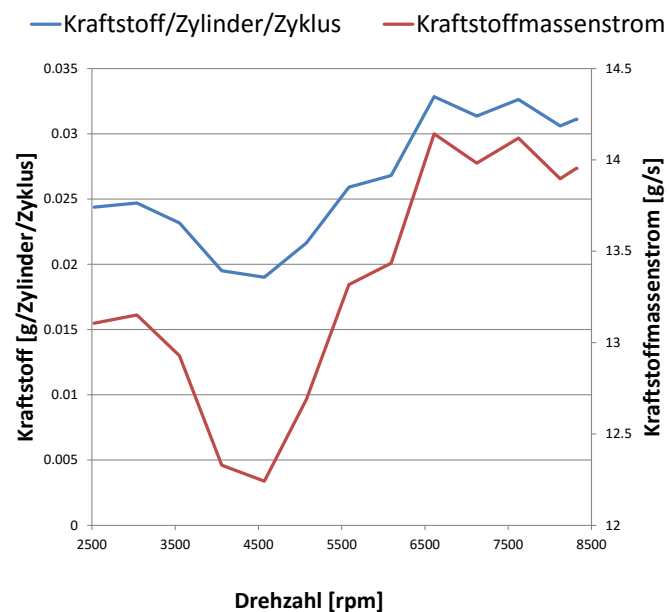


Abbildung 4-21: eingespritzter Kraftstoff über Drehzahl

Bereits bekannt sind die eingespritzte Menge und der Startzeitpunkt der Einspritzung. Somit ist die Dauer des Nadelhubs von Interesse. Abbildung 4-22 zeigt den durch die Pulsweite angeregten (gelbe Kurve), resultierenden Nadelhub (grüne Kurve). In Abbildung 4-23 sind die jeweiligen eingespritzten Volumen über die Pulsweite sowie die Hubverzögerung als *Delay* zu entnehmen.

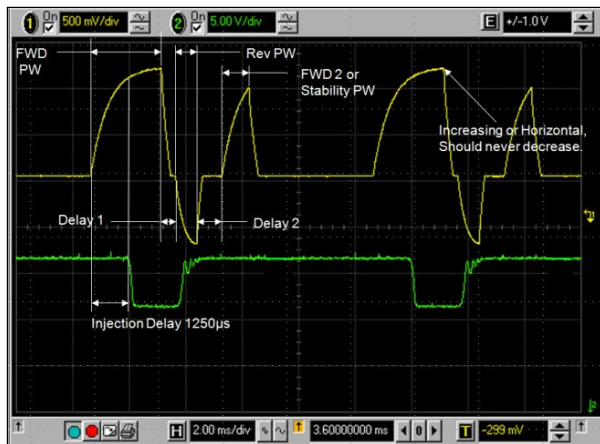


Abbildung 4-22: Plot der Pulsweite und des Nadelhubs

mm³	PW us
4	983
6	1076
8	1170
10	1266
15	1504
25	1965
40	2622
55	3276

PW us	Delay 2 us
1000	350
2000	750
3000	750
3500	725

A0	B0
0	425
A1	B1
284	46
A2	B2
226	324

Abbildung 4-23: 593 ECU Injektor

$$\text{Nadelöffnungsdauer} \quad t_{\text{Nadel}} = FWD_{PW} - \text{Injection Delay} + \text{Delay 1} \quad (4-3)$$

Durch diese vorhandenen Messwerte wird eine Trendlinie gelegt und anhand dieser werden die benötigten Massenströme interpoliert. Die somit erhaltenen drehzahlabhängigen Einspritzmassenströme sind in Abbildung 4-24 als *delivery rate* einzutragen. Die eingespritzte **Kraftstoffmasse** wurde aus den langsamen Messdaten ermittelt.

Attribute	Unit	Object Value	InjPulseConn-1 override
Injector Delivery Rate	g/s	rtbx-deliveryRate--rpm	...
Injection Pulse Width	ms	def	...
Injected Mass	g	rtbx-injMass--rpm	...

Abbildung 4-24: Parameter für die Einspritzrate

Ab wann und wie lange eingespritzt wird, hat durch die enorme Kanalüberschneidung beim Zweitaktmotor eine besonders große Bedeutung. Die *Scavenging*-Kurve nach Kapitel 2.2 definiert was mit dem Kraftstoff passiert. GT-Power® geht davon aus, dass sich der eingespritzte Kraftstoff homogen mit der Füllung vermischt und sich somit verhältnismäßig mit der austretenden Strömung ausspült. Das heißt, die räumliche Position des *Injektors* kann nicht mit dem 1D-Modell berücksichtigt werden.

Attribute	Unit	Object Value	InjPulseConn-1 override
Source of Angle			
<input checked="" type="radio"/> Attached Cylinder			
<input type="radio"/> Part on Map			
<input type="radio"/> Driver Reference Object			
Injection Timing	deg	rltXY-SOI--rpm	...
Injection Timing Flag		injection-start	
Injector Location (Pipes only)		ign	...
Injected Fluid Temperature	K	295.5	...
Fluid Object		Ottokraftstoff-Gas2	...
Vaporized Fluid Fraction		0.2	...

Abbildung 4-25: Parameter für den Einspritzzeitpunkt

Intuitiv würde man den Kraftstoff erst beim Schließen aller Kanäle einspritzen, um den Verlust durch Kurzschlusspülung in das Abgassystem zu minimieren. Jedoch muss mit steigender Drehzahl und Last immer früher eingespritzt werden, damit genügend Zeit für die Verdampfung des Kraftstoffes im Brennraum zur Verfügung steht. In Tabelle 4-3 ist der Start der Einspritzung (Start of Injection SOI) für maximale Leistung in Abhängigkeit der Drehzahl ersichtlich. Auf weitere Einspritzzeitpunkte der ECU (*engine control unit*), welche beispielsweise auf Minimierung der Emissionen entlang der Lastlinie (*loadline*) abzielen, wird nicht eingegangen.

n	U/min	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6500	7000	7500	8000
SOI	°KW nOT	180	180	180	165	160	160	160	160	130	130	125	120

Tabelle 4-3: Start der Einspritzung (SOI) in Abhängigkeit der Drehzahl des realen Motors

### 4.1.7 Auspuffanlage

Durch die markanten gasdynamischen Effekte hat die Auspuffanlage beim Zweitaktmotor einen besonders großen Einfluss auf den Motor. Auf die Möglichkeiten, diese Effekte bestmöglich abzubilden, wird in den folgenden Kapiteln eingegangen.

Da die Schallgeschwindigkeit nach Formel (4-4) und somit die Druckwellen temperaturabhängig sind, ist es von besonderen Interesse, die Temperatur im Auspufftrakt möglichst gut zu simulieren. GT-Power® bietet einen implementierten *Wall Temperature Solver* (siehe Kapitel 2.4.4) an.

Schallgeschwindigkeit

$$c_s = \sqrt{\kappa R T} \quad (4-4)$$

#### 4.1.7.1 Krümmer – Manifold

Der Krümmer fasst die Auslassöffnungen der beiden Zylinder zusammen und endet als Rohr in das Resonanzrohr. Abbildung 4-27 zeigt die Unterteilung in kurze Teilrohre, wobei die Längen ca. der Diskretisierungslänge entsprechen.

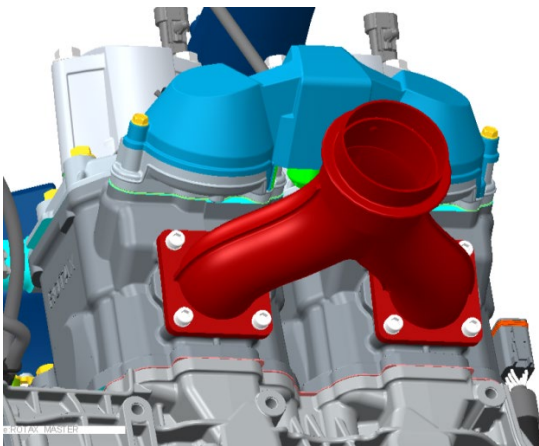


Abbildung 4-26: CAD Modell des Krümmers

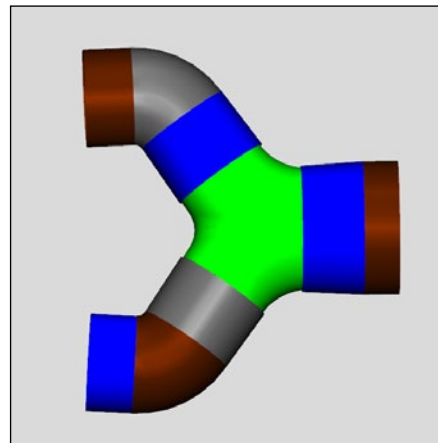


Abbildung 4-27: Unterteiltes Krümmermodell

#### 4.1.7.2 Abgasbirne – Tunepipe

Die Aufgabe der Birne ist es, Druckwellen, welche beim Öffnen des Auslasses entstehen, zu reflektieren, damit sie zum richtigen Zeitpunkt durch den Krümmer zurücklaufen und die Zylinderfüllung erhöhen.

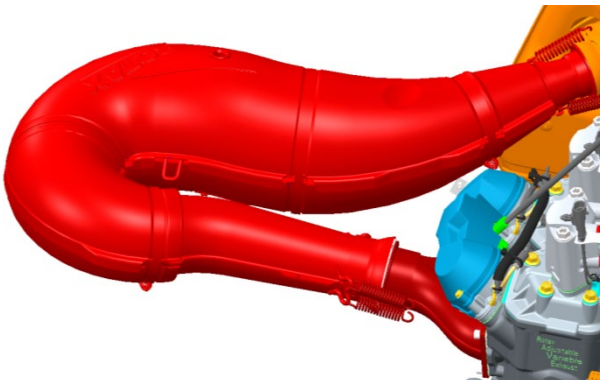


Abbildung 4-28: CAD Modell des Resonanzrohres

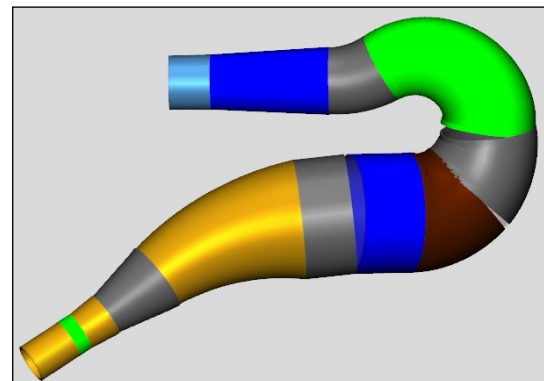


Abbildung 4-29: unterteiltes Resonanzrohr

Bei der Unterteilung ist es von Bedeutung, dass die Erweiterungen und Verengungen im Durchmesser gut in das Modell übernommen werden, da diese die gasdynamischen Schwingungen merklich beeinflussen.

#### 4.1.7.3 Endtopf – Muffler

Der Endtopf, welcher hauptsächlich zur Schalldämpfung dient, ist in folgenden Abbildungen zu sehen. Auf den detaillierteren Aufbau wird hier nicht eingegangen.

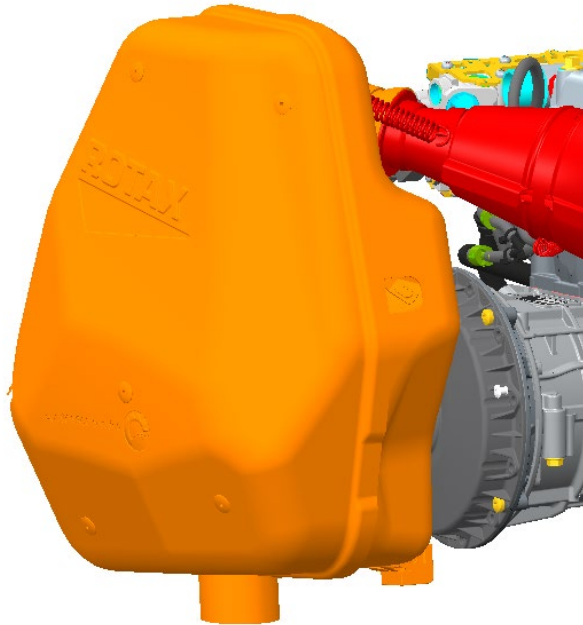


Abbildung 4-30: CAD Modell des Endtopfes

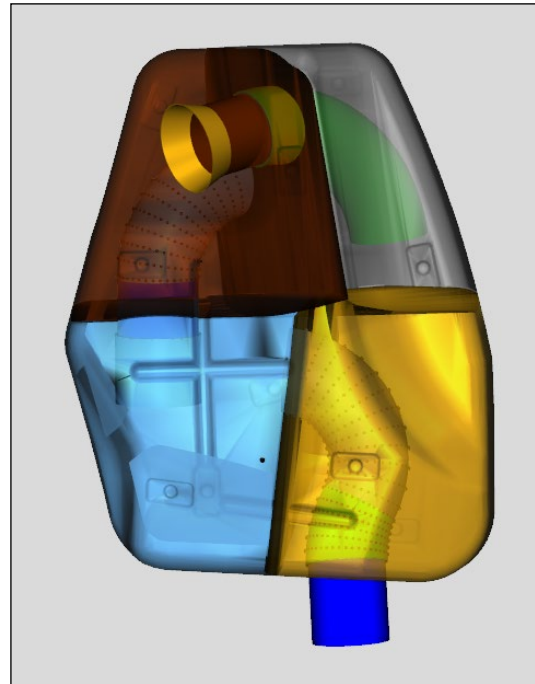


Abbildung 4-31: Unterteilung Endtopf

#### 4.1.8 RAVE - *Adjustable Variable Exhaust*

Dieses System ermöglicht eine drehzahlabhängige Veränderung der Steuerzeit im Auslasskanal.

Ein beweglicher Schieber (siehe Abbildung 4-32) ändert durch eine vom Kurbelgehäusedruck beaufschlagte Membran seine Stellposition. Dabei stellen sich drei Positionen ein:

1. RAVE 0: Schieber wird Richtung Kolben gedrückt
2. RAVE 1: neutrale Mittelposition
3. RAVE 3: Schieber wird vom Kolben weggezogen

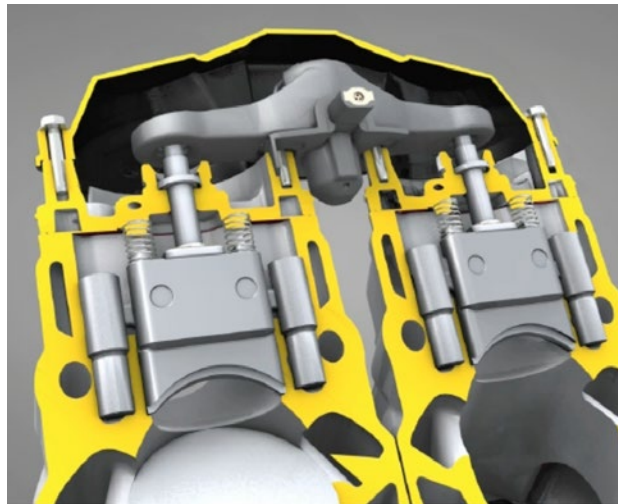


Abbildung 4-32: Schnitt durch das RAVE System

Bei kleinen Drehzahlen verringert der Schieber die Steuerzeit und die Auslassfläche. Somit ergibt sich ein besseres Drehmoment und ein besserer Kraftstoffverbrauch im unteren Drehzahlbereich. Bei den hohen Drehzahlen, ab 6500 U/min drückt der Überdruck die eingreifende Steuerkante nach außen, um somit den Auslass nach oben hin zu vergrößern. Dadurch kann auch bei hohen Drehzahlen früh genug eine ausreichend große Auslassfläche freigegeben werden, um den Ladungswechsel zu vollziehen.

Die jeweiligen seitlichen Stifte regulieren die zusätzlichen Nebenauslasskanäle.

Die Regelung dieses Systems erfolgt über zwei Rückschlagventile, die entsprechend angesteuert werden, um nach ein paar wenigen Umdrehungen das gewünschte Druckniveau an der Membran vorliegen zu haben.

Dieses System wurde erstmals 1989 in Schneeschlitten verbaut.

Die Umsetzung dieses Systems variabler Auslassquerschnitte in GT-Power® erfordert eine besondere Implementierung, welche in folgender Abbildung ersichtlich ist.

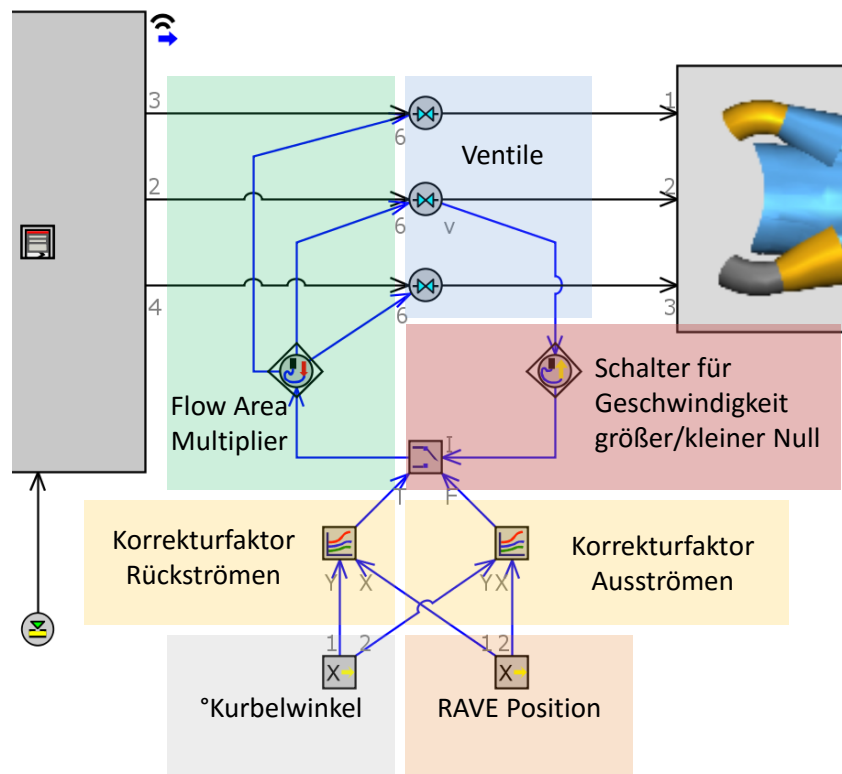


Abbildung 4-33: RAVE-Steuerung im GT-Power® Modell

Die im Programm vorhandenen Ventile können nur für **eine** fixe Querschnittsfläche kalibriert werden. Basierend auf der in Abbildung 4-34 hinterlegten fixen Bezugsfläche werden abermals auf einem virtuellen Strömungsprüfstand die zugehörigen Durchflussbeiwerte, sowohl für Aus- wie auch Rückströmung, ermittelt.

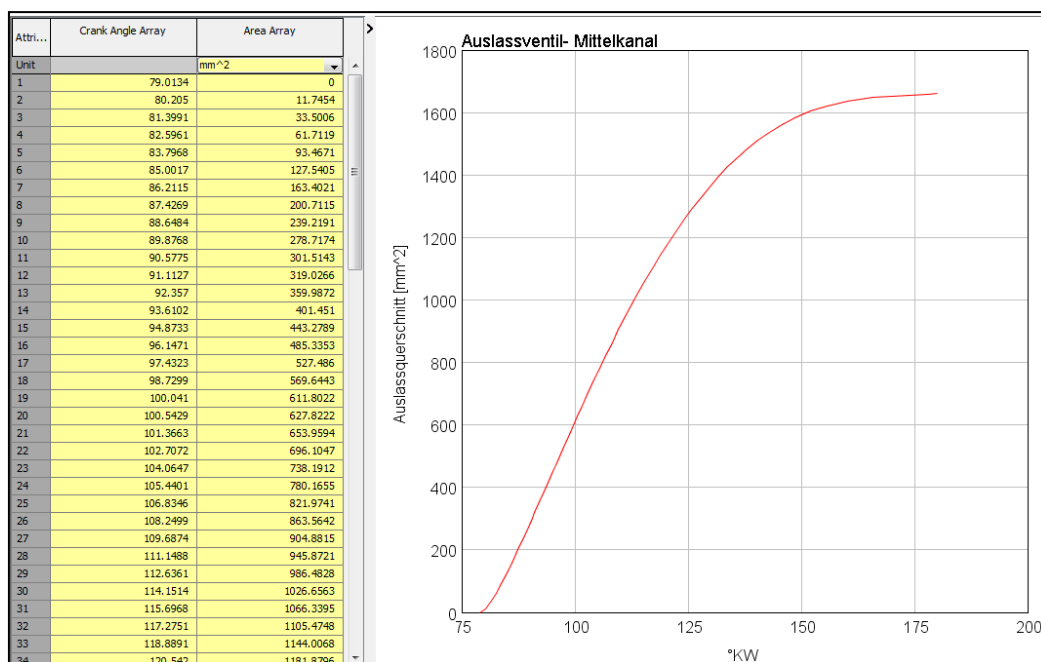


Abbildung 4-34: Auslassquerschnittsfläche abhängig von der Kurbelwinkel



Abbildung 4-35 zeigt, dass die Durchflusskennwerte bei diesem Ventil von der Auslassquerschnittsfläche (nicht vom Kurbelwinkel), welche maximal 1662mm<sup>2</sup> bei RAVE 3 (offen) beträgt, abhängig sind. Der Kurvenverlauf offenbart abermals eine Verringerung der effektiven Querschnittsfläche um etwa 30% über einen großen Kurbelwinkelbereich.

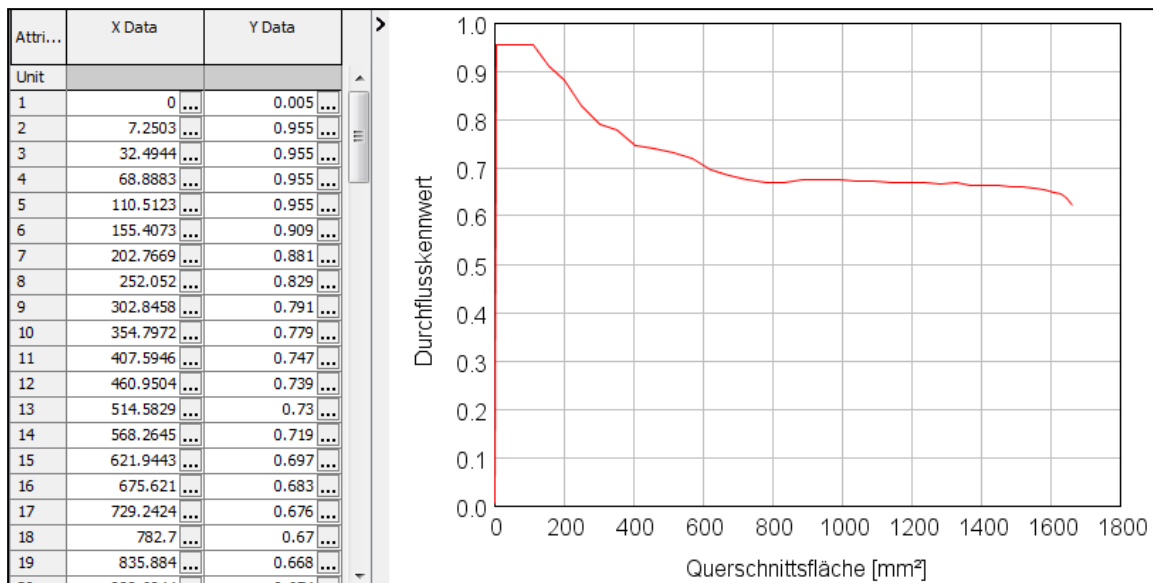


Abbildung 4-35: Durchflusskennwerte abhängig von der Ventilöffnungsfläche

Aufgrund der Tatsache, dass bei dem verwendeten Ventilmodell nur eine Kanalauslassquerschnittsfläche vorgegeben werden kann, wird der Durchflusskennwert (siehe Kapitel 3.1) durch entsprechende Anpassung als Korrekturgröße für die unterschiedlichen Flächen verwendet.

Der Durchflusskennwert setzt den effektiven Massenstrom zum tatsächlichen ins Verhältnis. Die Versperrungsziffer, welche sich mit  $\sigma = \frac{A_g}{A_v}$  auf eine fixe Fläche bezieht, kann als eine Art Skalierungsgröße angesehen werden. Basierend auf dieser Definition kann der zusätzliche *Flow Area Multiplier* als eine zulässige Lösungsvariante für diese Problemstellung gesehen werden.



Abbildung 4-36 ist durch die „Y Data“ Reihe vom Kurbelwinkel abhängig. Die „XDat“ zeigen mit 3,1,0 die jeweiligen Korrekturwerte der RAVE-Positionen an. Oben wurde bereits erwähnt, dass das Auslassventil für RAVE-Offen kalibriert wurde, so ist der Korrekturfaktor für RAVE 3 Null.

Bei RAVE 1 ist bis 82,9°KW noch der Wert 1 eingetragen, da die Querschnittsfläche erst später frei gegeben wird. Ab dem Öffnen stellt sich ein Faktor zwischen 0,35 und 0,8 ein.

Bei RAVE 0 ist dieser Faktor nochmals kleiner, er pendelt zwischen 0,1 und 0,6.

Die effektive Querschnittsfläche wird zum einen durch den Durchflusskennwert, ermittelt aus der virtuellen *Flowbench*, um etwa 30% verringert.

Die unterschiedlichen RAVE-Stellpositionen des Motors konnten in diesem Simulationsmodell nur mithilfe von Korrekturfaktoren realisiert werden.

Z Data	Y Data ↓	1	2	3
XDat ⇌	...	3 ...	1 ...	0 ...
1	79.0134 ...	1 ...	1 ...	1 ...
2	79.8325 ...	1 ...	1 ...	1 ...
3	81.3523 ...	1 ...	1 ...	0.956 ...
4	82.877 ...	1 ...	0.6649 ...	0.6115 ...
5	84.4077 ...	1 ...	0.4817 ...	0.4147 ...
6	85.9459 ...	1 ...	0.352 ...	0.3355 ...
7	87.4928 ...	1 ...	0.3371 ...	0.2463 ...
8	89.0498 ...	1 ...	0.3607 ...	0.2388 ...
9	90.6183 ...	1 ...	0.3818 ...	0.1884 ...
10	92.1998 ...	1 ...	0.3723 ...	0.1592 ...
11	93.7957 ...	1 ...	0.3922 ...	0.1253 ...
12	95.4078 ...	1 ...	0.4235 ...	0.1122 ...
13	97.0377 ...	1 ...	0.4534 ...	0.0986 ...
14	98.6873 ...	1 ...	0.4812 ...	0.0936 ...
15	100.3585 ...	1 ...	0.5079 ...	0.1044 ...
16	102.0534 ...	1 ...	0.5417 ...	0.1138 ...
17	103.7744 ...	1 ...	0.5799 ...	0.1444 ...
18	105.5239 ...	1 ...	0.6149 ...	0.1851 ...
19	107.3047 ...	1 ...	0.6362 ...	0.2231 ...
20	109.1198 ...	1 ...	0.6543 ...	0.2656 ...
21	110.9727 ...	1 ...	0.6716 ...	0.3018 ...
22	112.8672 ...	1 ...	0.6944 ...	0.3412 ...
23	114.8075 ...	1 ...	0.7117 ...	0.3655 ...
24	116.7986 ...	1 ...	0.7317 ...	0.389 ...
25	118.8461 ...	1 ...	0.7493 ...	0.4045 ...
26	120.9566 ...	1 ...	0.768 ...	0.4296 ...
27	123.1378 ...	1 ...	0.7725 ...	0.4506 ...
28	125.3989 ...	1 ...	0.7871 ...	0.4723 ...
29	127.7511 ...	1 ...	0.8069 ...	0.4955 ...
30	130.2081 ...	1 ...	0.8208 ...	0.512 ...
31	132.7869 ...	1 ...	0.8343 ...	0.5256 ...
32	135.5097 ...	1 ...	0.8429 ...	0.5453 ...
33	138.4056 ...	1 ...	0.8558 ...	0.5645 ...
34	141.5145 ...	1 ...	0.8695 ...	0.5736 ...
35	144.8942 ...	1 ...	0.878 ...	0.5869 ...
36	148.6331 ...	1 ...	0.8823 ...	0.5979 ...
37	152.8808 ...	1 ...	0.8951 ...	0.6065 ...
38	157.9308 ...	1 ...	0.8961 ...	0.6171 ...
39	164.553 ...	1 ...	0.8903 ...	0.627 ...
40	180 ...	1 ...	0.8826 ...	0.6174 ...

Abbildung 4-36: Korrektur der unterschiedlichen Querschnittsflächen über den Durchflusskennwert mittels eines *Flow-Area-Multiplier*

## 4.2 Modellvalidierung

Bei der Simulation werden die einzelnen Drehzahlpunkte stationär angefahren. Der Motor wurde jedoch für ein Variomatik-Getriebe ausgelegt und ist durch dessen Betriebspunkte nicht für das stationäre Anfahren der einzelnen Punkte ausgelegt. Bei diesen Getrieben dreht der Motor innerhalb kurzer Zeit auf die Nenndrehzahl. Dem RAVE-System bleibt dadurch nur wenig Zeit zum Stellen des Schiebers. Dadurch muss es schon früher, bei einer gewissen Drehzahl, das Verstellen anfangen. Wenn nun jedoch rein statisch diese Verstellendrehzahl angefahren wird, so stellt sich der Schieber schon bei einer zu frühen Drehzahl auf die nächste RAVE-Position. In den folgenden Diagrammen ist neben dem Vergleich mit der Messung am Prüfstand auch die optimierte RAVE-Position zu finden.

Es handelt sich hierbei um den Vergleich der Messung mit der Simulation. Die hierfür benötigten Messdaten vom Motorprüfstand für die Volllastkurve und die Teillastkurve sind in folgenden Tabellen zu finden.

Die folgenden Untersuchungen beziehen sich auf die Simulationsergebnisse bei Volllast.

U/min	Volllast	DrehM.	Leistung	Kraftst.	Luftm.	IMEP	FMEP	T_31	T_32	T_41	T_51
1/min	°DK	Nm	kW	g/s	kg/h	bar	bar	°C	°C	°C	°C
<b>2525</b>	90	42.79	11.32	2.05	88.04	5.51	0.95	366.60	368.73	248.67	261.72
<b>3040</b>	90	51.49	16.39	2.50	114.90	6.47	0.97	406.47	407.70	288.51	300.73
<b>3551</b>	90	55.66	20.70	2.74	133.72	6.90	1.02	436.45	433.53	316.36	328.89
<b>4060</b>	90	54.50	23.17	2.64	147.60	6.76	0.91	455.65	445.60	341.82	356.38
<b>4570</b>	90	47.24	22.61	2.90	156.62	5.90	1.02	495.00	485.18	376.89	385.45
<b>5076</b>	90	57.00	30.30	3.66	196.39	7.24	1.17	495.48	487.27	410.86	413.58
<b>5586</b>	90	71.50	41.83	4.83	242.00	8.63	1.05	503.70	490.55	457.73	450.72
<b>6094</b>	90	76.79	49.01	5.44	267.23	9.27	1.11	499.94	491.30	487.50	475.75
<b>6610</b>	90	72.64	50.28	7.24	297.94	8.35	1.23	499.67	495.90	511.00	504.24
<b>7122</b>	90	82.10	61.24	7.45	324.05	8.70	1.32	538.25	539.47	552.70	544.43
<b>7622</b>	90	87.96	70.21	8.29	361.89	10.48	1.42	565.19	564.81	603.93	585.02
<b>8124</b>	90	91.86	78.15	8.29	387.99	11.23	1.84	597.38	584.73	644.13	618.07

Tabelle 4-4: Volllast-Messwerte des 593 E-TEC, ermittelt am Motorprüfstand an der TU Graz

Der erste Teillastpunkt in Tabelle 4-5 entspricht dem Leerlauf des Motors. Die Drosselklappe ist ganz geschlossen, jedoch kann trotzdem die benötigte Leckagen Luft (siehe kleines Loch in Abbildung 4-4), die für einen stabilen Leerlauf notwendig ist, fließen.

U/min	Volllast	DrehM.	Leistung	Kraftst.	Luftm.	IMEP	FMEP	T_31	T_32	T_41	T_51
1/min	%DK	Nm	kW	g/s	kg/h	bar	bar	°C	°C	°C	°C
<b>1200</b>	<b>0</b>	0	0	0.11	17.63	0.82	1.25	177.74	175.87	92.04	91.13
<b>4201</b>	<b>22.5</b>	31.30	13.77	1.31	78.56	4.59	1.27	553.35	557.01	301.76	292.66
<b>6870</b>	<b>31.2</b>	43.27	31.13	2.88	165.85	6.21	1.63	684.90	677.86	507.57	509.30
<b>8230</b>	<b>100.</b>	84.47	72.80	8.66	387.23	9.71	1.18	632.90	631.19	660.37	616.67

Tabelle 4-5: Teillast-Messwerte des 593 E-TEC, ermittelt am Motorprüfstand an der TU Graz

#### 4.2.1 Messstellen

Auf den folgenden beiden Abbildungen sind die Druck- und Temperatursensorpositionen der Messung abgebildet. Obwohl sich die Druckwellen mit Schallgeschwindigkeit ausbreiten, müssen die Positionen des Druckaufnehmers möglichst genau am Simulationsmodell abgegriffen werden, um hier vorweg keine systematische Kurvenverschiebung zu generieren.

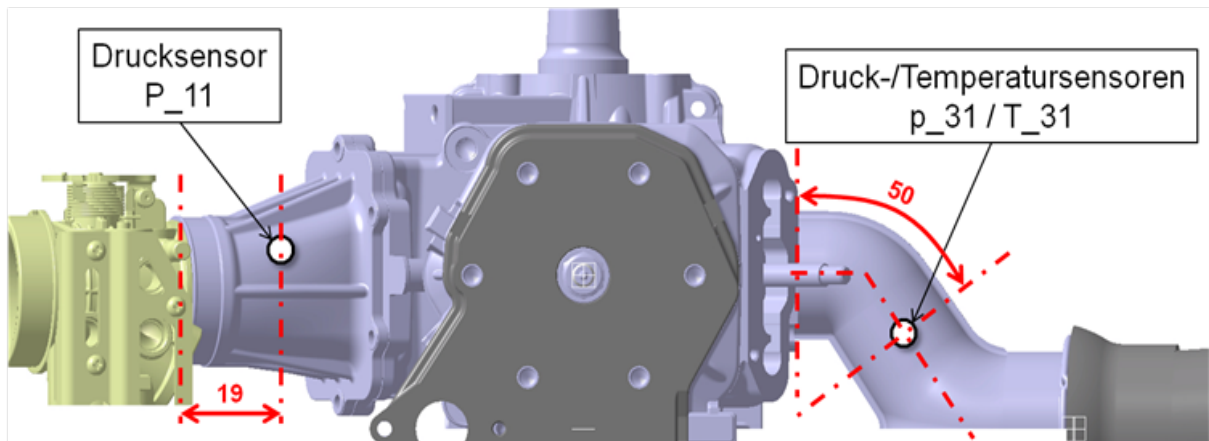


Abbildung 4-37: Sensorpositionen am Motor

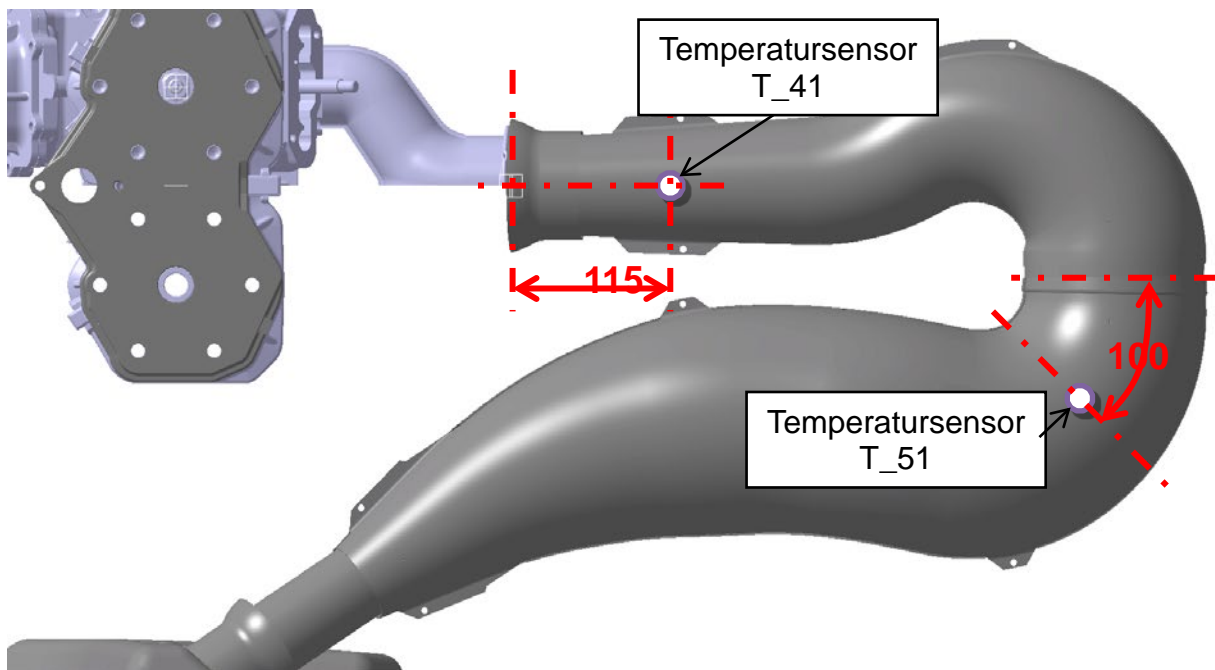


Abbildung 4-38: Sensorpositionen in der Abgasbirne

In den folgenden Diagrammen stellt die rote strichlierte Linie die Messkurve und die blaue durchgängige die Simulation dar.

### 4.2.2 Luftmasse

Folgende Abbildung zeigt, dass sich die Simulation über einen großen Drehzahlbereich innerhalb eines  $\pm 5\%$  Bereichs befindet. Der erste Messpunkt bei 2500 U/min zeigt prozentuell die größte Abweichung, jedoch hat dieser Betriebspunkt geringere Bedeutung.

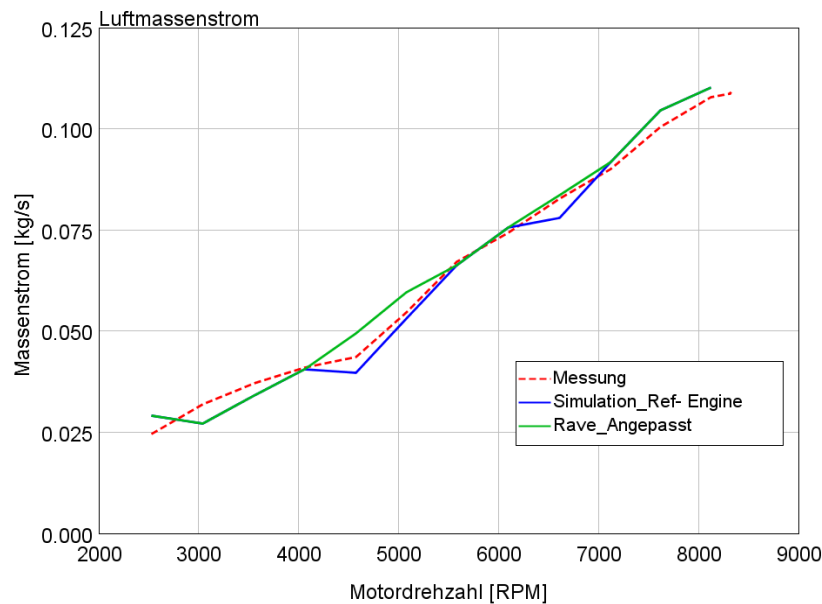


Abbildung 4-39: Vergleich der Luftmassen

Die blaue Linie, Simulation des Referenzmotors, zeigt zwei markante Knickpunkte in der Simulationskurve, bei 4500 U/min und bei 6500 U/min. Diese beiden Drehzahlen sind Umschaltpunkte des RAVE-Schiebers und in Abbildung 4-40 ersichtlich. Kurz vor dem Umschaltpunkt fällt die Luftmasse der Simulation ab, um sich dann wieder der Messkurve anzunähern.

Die RAVE-Steuerzeiten sind für den transienten Betrieb ausgelegt. Eine Modifikation dieser Schaltunkte nach Abbildung 4-40 zeigt, dass die Linie „Rave\_Angepasst“ in Abbildung 4-39 eine konstantere Luftmassenkurve über die Drehzahl ergibt.

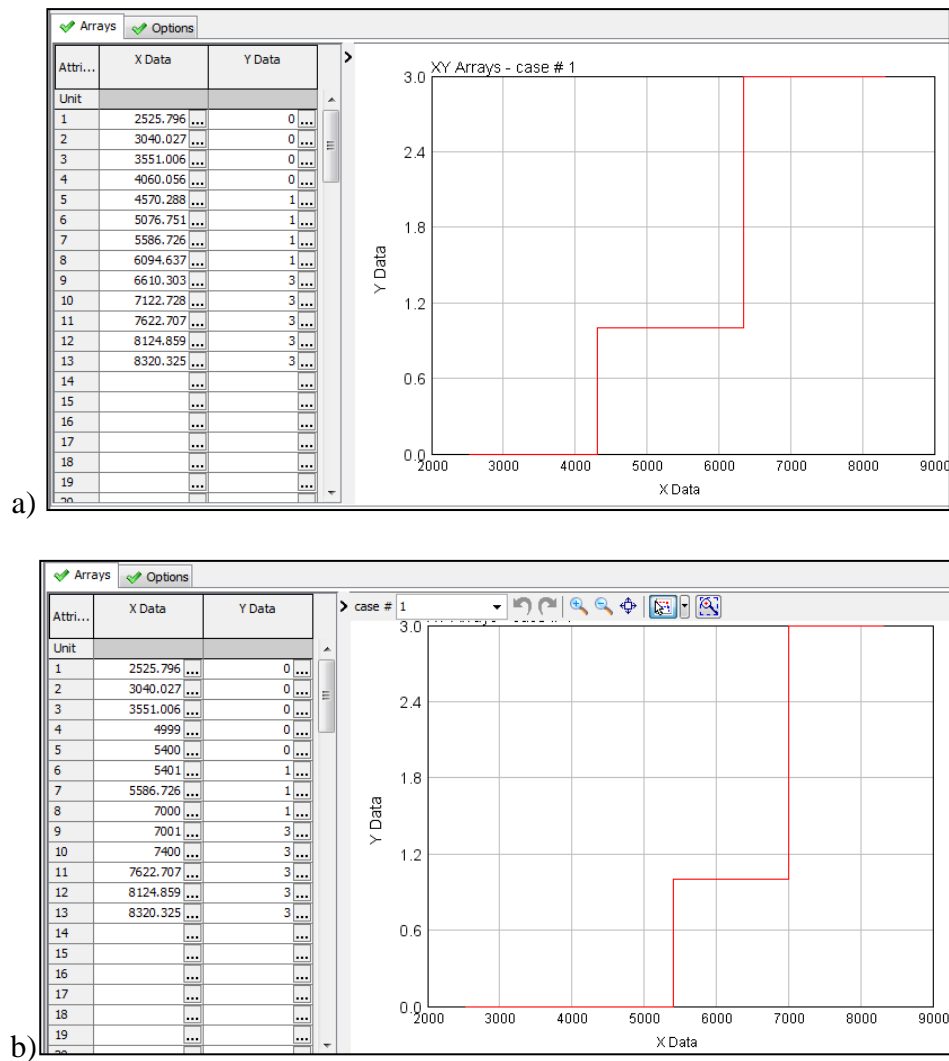


Abbildung 4-40: Drehzahlabhängige RAVE-Position: a) original b) modifiziert

Die Werte der Y-Spalte: 0,1,3 symbolisieren die Stellposition des Schiebers. Der Schaltzeitpunkt wird lediglich zu höheren Drehzahlen verschoben. Die Übereinstimmung mit der Messung wird nicht besser (da diese die Drehzahlpunkte auch stationär anfährt), aber die nächsten Kenngrößen zeigen, dass das Potential besser ausgenutzt wird.

### 4.2.3 Luftaufwand

Der Luftaufwand, welcher sich nach Formel (2-16) darstellen lässt, ist eine am Motorprüfstand gut messbare Größe. Ein  $\lambda_a > 1$  kann nur mit einem gut abgestimmten Abgassystem oder durch einen Kompressor erreicht werden. Da es sich hier um einen Saugmotor handelt, kann man von einer gut abgestimmten Abgasbirne ausgehen.

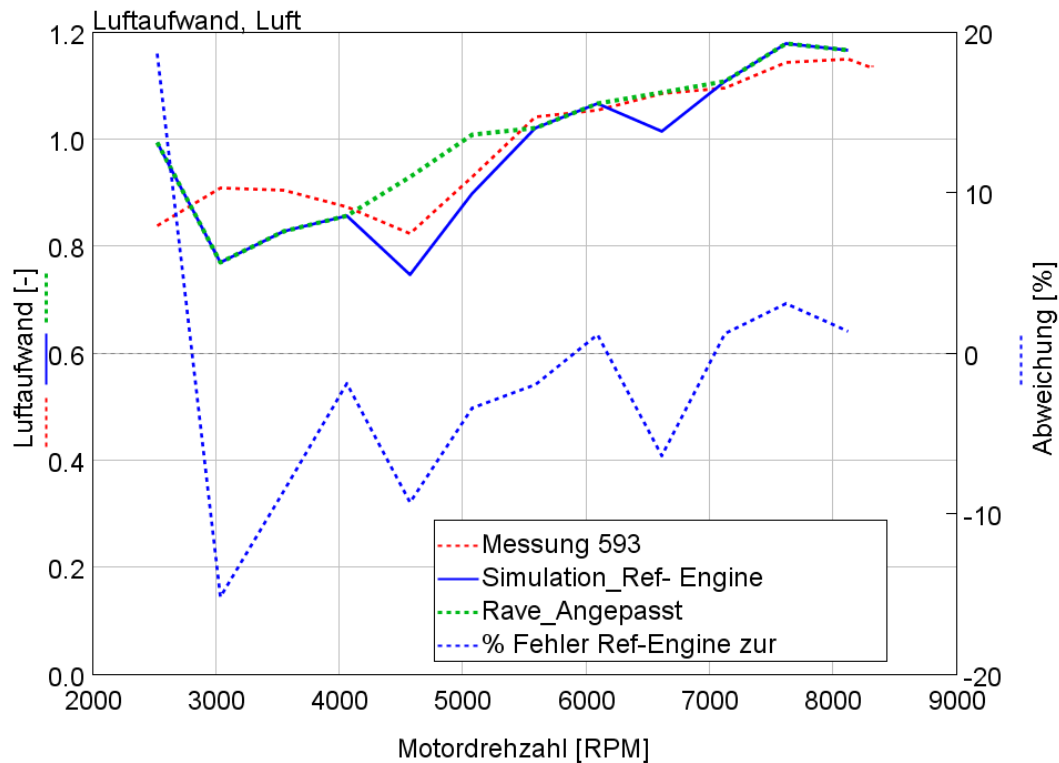


Abbildung 4-41: Luftaufwand bei RAVE-Untersuchung

In Abbildung 4-41 sind die Luftmasseneinbrüche der Simulation und der Messung bei 4500 U/min und 6500 U/min deutlich zu erkennen. Durch das Anpassen der RAVE-Stellposition kann dieser Abfall großteils vermieden werden.

Des Weiteren wird die prozentuelle Abweichung der Simulation zu der Messung gezeigt. Abgesehen von den ersten beiden Drehzahlpunkten liegt die Differenz innerhalb eines  $\pm 5\%$  Bereiches.

#### 4.2.4 Liefergrad

Da der Liefergrad nur schwer zu messen ist und somit auch keine Messdaten vorhanden sind, zeigt Abbildung 4-42 unterschiedliche Simulationsergebnisse. Der Liefergrad zeigt das Potential der RAVE-Anpassung durch das „Auffüllen der Täler“ noch deutlicher.

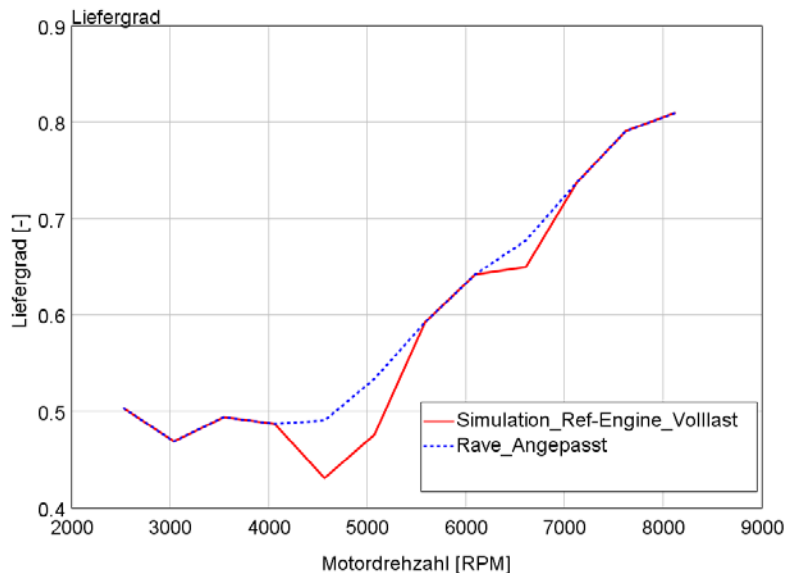


Abbildung 4-42: Liefergrad bei RAVE-Untersuchung

#### 4.2.5 Temperaturen

Im Folgenden soll gezeigt werden, dass die sich im Abgastrakt einstellenden Temperaturen logischerweise vom Wärmeübergang, aber auch sehr stark vom Einspritzzeitpunkt des *Injektors* abhängig sind.

##### 4.2.5.1 Wärmeübergang

An den einzelnen Rohren müssen Wärmeübergangszahlen definiert werden, welche von der vorherrschenden Konvektion abhängig sind. Am Strömungsprüfstand kann um den Motor sowohl freie Konvektion als auch erzwungene Konvektion auftreten, je nachdem, ob der Auspuff mittels Gebläse gekühlt wird oder nicht.

Um auf diese Phänomene einzugehen, wurde das Verhalten der drei Temperaturmessstellen  $T_{31}$ ,  $T_{41}$ ,  $T_{51}$  bei unterschiedlichen Wärmeübergangszahlen ( $W\ddot{U}$ ) beobachtet.

Die in erster Instanz angenommenen Wärmeübergangszahlen im Abgastrakt von  $40 \text{ W/m}^2\text{-K}$

$\frac{W}{m^2 K}$	Ausgangsbasis	$W\ddot{U}$ -Anpassung
<b>Auslasskanal</b>	40	100
<b>Manifold</b>	40	450
<b>Tunepipe IN</b>	40	400
<b>Tunepipe MID, OUT</b>	40	10

Tabelle 4-6: Wärmeübergangszahlen im Abgastrakt

ergaben die in Abbildung 4-44 ersichtliche Kurve als Ausgangsbasis. Man erkennt, dass die Temperatur bei der simulierten Messstelle  $T_{31}$  zu hoch ist, sie jedoch bei  $T_{41}$  im Verhältnis noch höher ist. Das lässt die Überlegung zu, dass bei der Messung ein höherer Wärmeabtransport zwischen diesen beiden Sensoren

vorhanden war, was ein Indiz für eine eventuelle erzwungene Konvektion sein könnte.

Deshalb wurden in der nachfolgenden Simulation die  $W\ddot{U}$ -Zahlen für den *Manifold* und den ersten Teil der *Tunepipe* signifikant erhöht, um den Einfluss dieser abschätzen zu können.

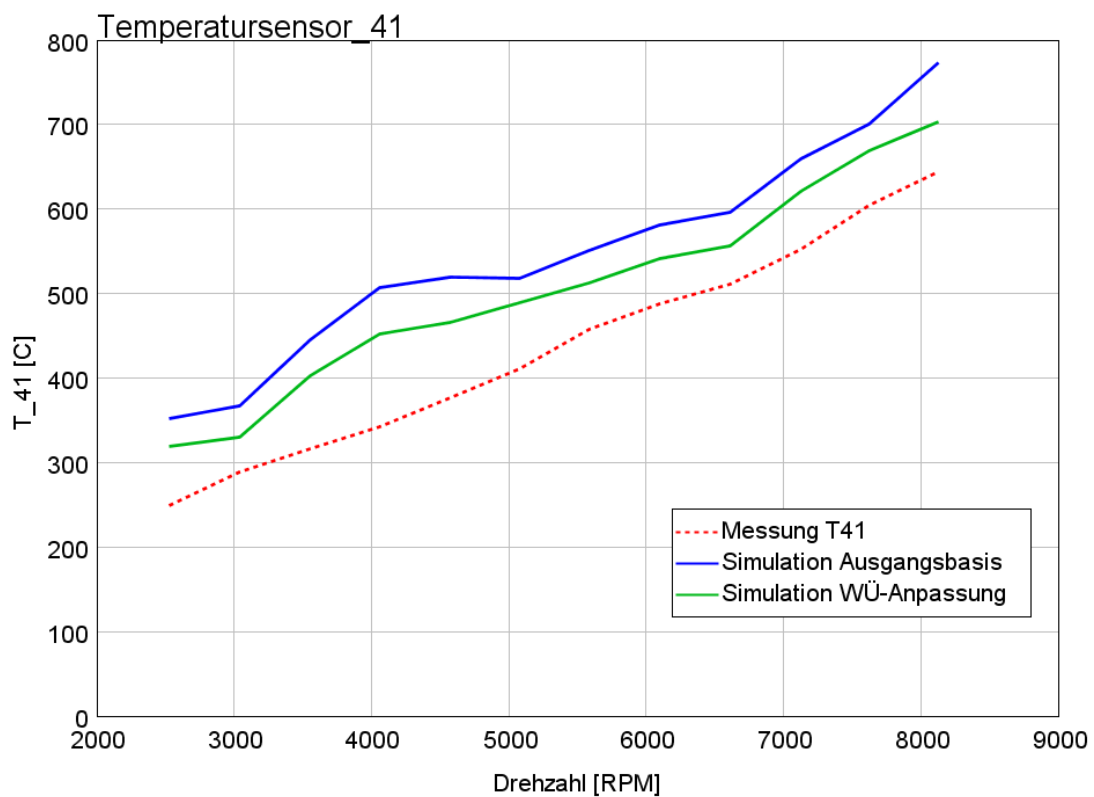
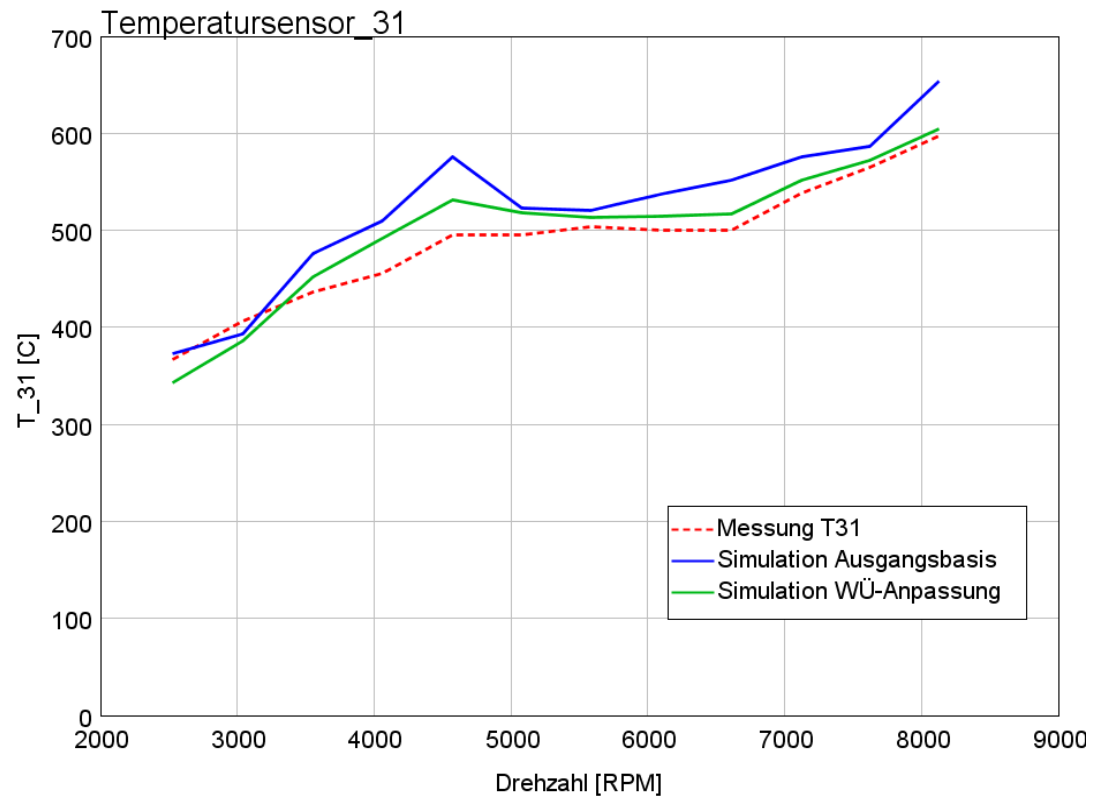


Abbildung 4-43: Wärmeübergangszahlabhängige Temperaturverläufe im Abgastrakt; oben Sensorposition T31; unten Sensorposition T41



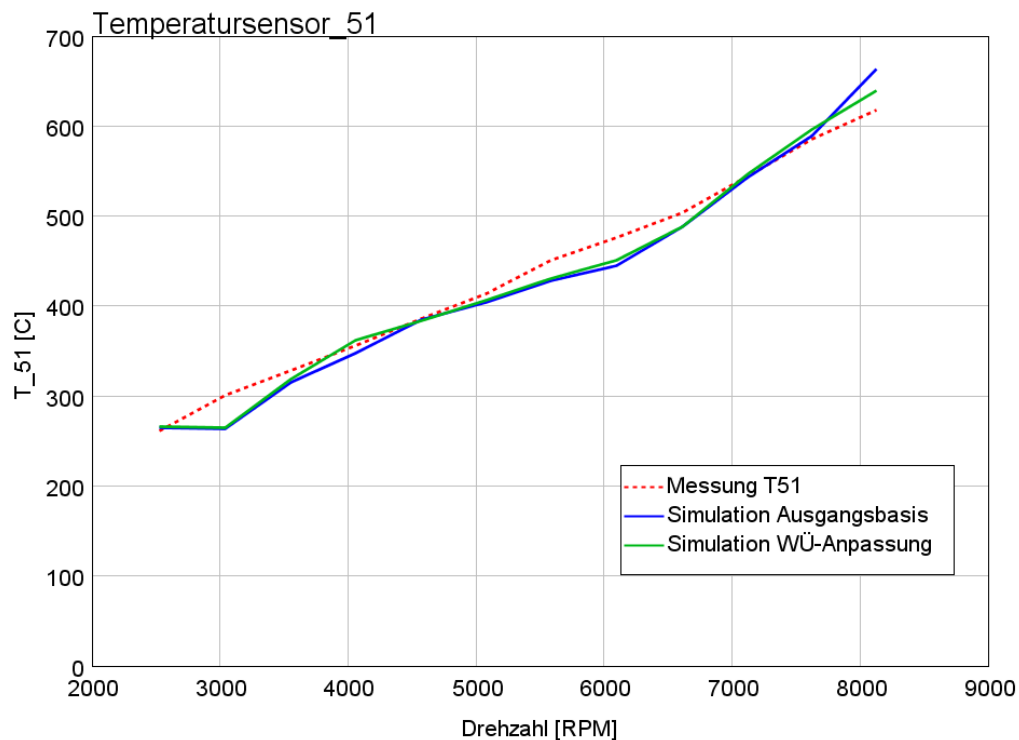


Abbildung 4-44: Wärmeübergangszahlabhängige Temperaturverläufe im Abgastrakt; Sensorposition T51

Die rot strichlierte Linie entspricht der Messung, die blaue Linie der vorangegangenen Simulation (Ausgangsbasis) und die grüne Linie der angepassten Simulation.

Am Temperatursensor  $T_{31}$  konnte die simulierte Temperatur in Richtung Messung reduziert werden, bei  $T_{41}$  setzt sich dieser Trend weiter stärker durch und bei  $T_{51}$  wurde die Temperatur durch den verringerten WÜ-Transport gehalten.

Jedoch zeigt sich, dass sich die angepassten Wärmeübergangswerte nachteilig auf den **Luftmassenfluss** auswirken. Dieser ist bei den Drehzahlpunkten ab 5000 U/min stets zu hoch.

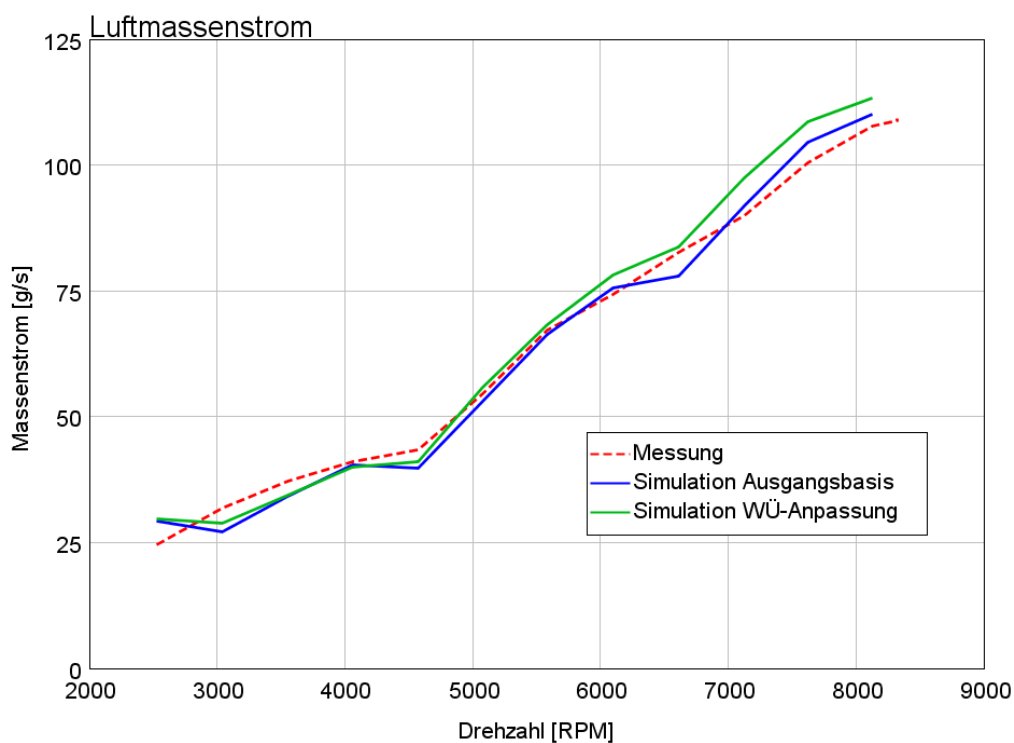


Abbildung 4-45: Wärmeübergangszahlabhängige Luftmasse

Dadurch stellt sich die Frage, auf welche dieser beiden Größen im Modell kalibriert werden soll. Da die Luftmasse wohl einen aussagekräftigeren Wert für die Simulation darstellt, wurden schließlich die Wärmeübergangswerte der Ausgangsbasis verwendet. Des Weiteren waren die angenommenen Wärmeübergänge bei der Anpassung nicht realistisch.

#### 4.2.5.2 Einspritzzeitpunkt

Hier werden die Auswirkungen vom **Einspritzzeitpunkt** auf die **Abgastemperaturen** dargestellt.

Es muss prinzipiell zwischen zwei verschiedenen Einspritzmodellen (*Injectortemplates*) unterschieden werden:

- Der **Pulsinjektor** spritzt ab einem vorgegebenen Zeitpunkt eine definierte Menge (ermittelt aus der Messung) anhand einer definierten Einspritzrate ein.
- Der **Air-Fuel-Injektor** spritzt abhängig von der Luftsituation mit einer definierten Rate so lange ein, bis sich das vorgegebene Kraftstoff-Luft-Gemisch eingestellt hat. Durch die Vorgabe des Kraftstoff-Luft-Verhältnisses muss das im Brennraum vorherrschende AFR anhand der Abgasanalyse ermittelt werden. Diese Analyse wurde von dem IVT im Zuge der Motormessung durchgeführt.

In den folgenden Diagrammen wird auf zwei Varianten des Pulsinjektors und eine des AFR-Injektors eingegangen.

- Die rot punktierte Linie stellt die gemessene Temperatur im Abgastrakt, Krümmer T<sub>31</sub>, dar.
- Die blaue Kurve (Simulation\_SOI) zeigt die Temperatur der Einspritzung nach dem von der ECU definierten Einspritzzeitpunkt (siehe Tabelle 4-3). Dies entspricht dem Einspritzzeitpunkt des realen Motors.
- Die grüne Linie (Simulation\_Inj\_282°KW) zeigt die Temperatur, wenn erst nach dem Schließen der Kanäle (282°KW nach OT) eingespritzt wird.
- Die violette Kurve (Simulation\_AFR) entspricht dem *Air-Fuel-Injektor*.

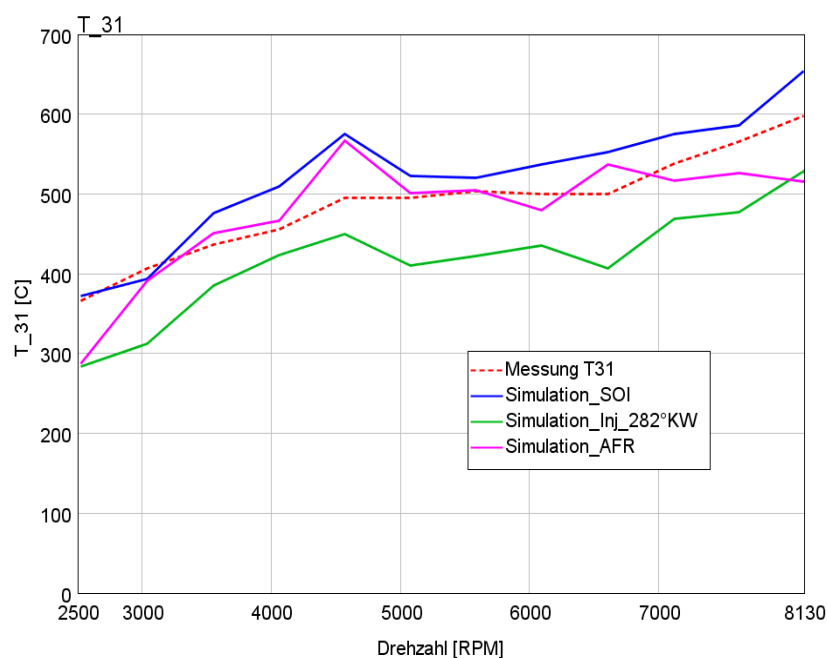


Abbildung 4-46: Temperaturen im Krümmer abhängig vom Einspritzzeitpunkt

Krümmen  $T_{31}$ :

- Der AFR-Injektor trifft die Kurve im Krümmer am besten.
- Wenn die gleiche vom Prüfstand ermittelte Kraftstoffmenge erst bei 282°KWnOT (alle Kanäle sind geschlossen) eingespritzt wird, ist die Temperatur durch den zusätzlichen Kraftstoff und dem somit sehr fetten Gemisch deutlich geringer.

Abbildung 4-47 zeigt, dass der AFR-Injektor mehr Kraftstoff einspritzt als am Prüfstand gemessen wurde. Daraus lässt sich vermuten, dass der reale Spülprozess besser funktioniert oder dass das zurückgerechnete Kraftstoff-Luft-Verhältnis im Brennraum nur als ein grober Anhaltswert dient. Die Linien der eingespritzten Kraftstoffmasse von den Einspritzzeitpunkten SOI und Inj\_282°KW liegen in folgender Abbildung, aufgrund der vorgegebenen gleichen KS-Masse, übereinander.

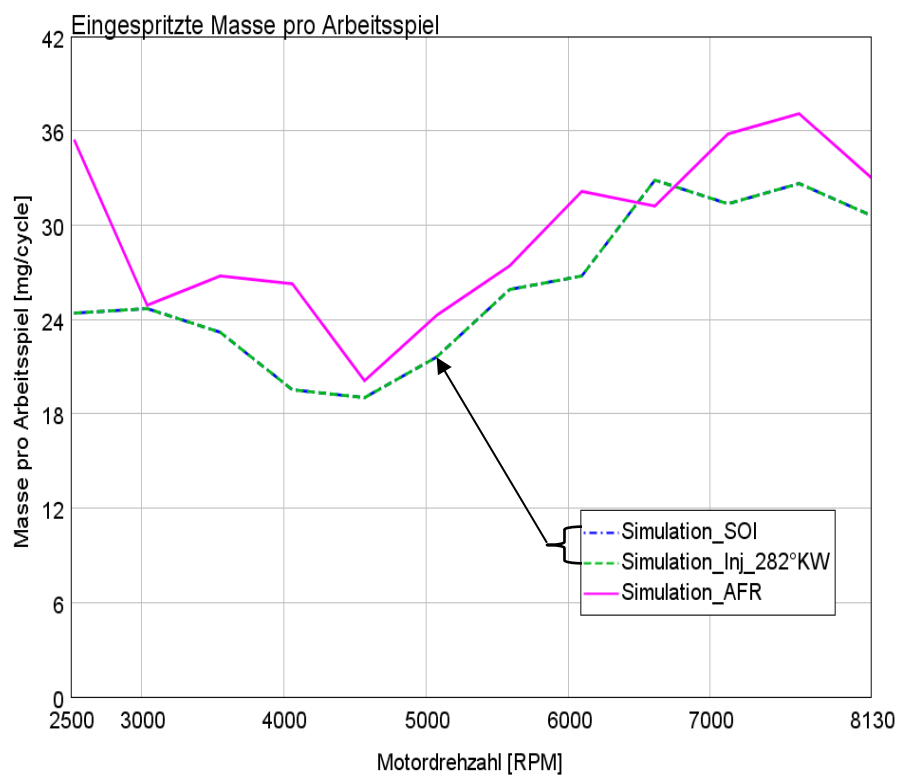


Abbildung 4-47: Eingespritzte Kraftstoffmasse

### 4.2.6 Druckverlust in der Abgasbirne

Es wurde schon eingehend darauf hingewiesen, dass der Abgastrakt und im Speziellen die Abgasbirne sich stark auf das Verhalten des Motors auswirken. In folgender Grundsatzuntersuchung wurden unterschiedliche Varianten für die Modellierung des Druckverlustes in der Abgasbirne untersucht. Hierfür standen die Messdaten der am Strömungsprüfstand vermessenen Abgasbirne („Messung“ in folgender Abbildung) zur Verfügung. Anhand eines erneuten virtuellen Strömungsprüfstandes sollten die unterschiedlichen Konzepte die Messdaten des Prüfstandes widerspiegeln.

Abbildung 4-48 zeigt neben der strichlierten Messkurve die drei Modellvarianten:

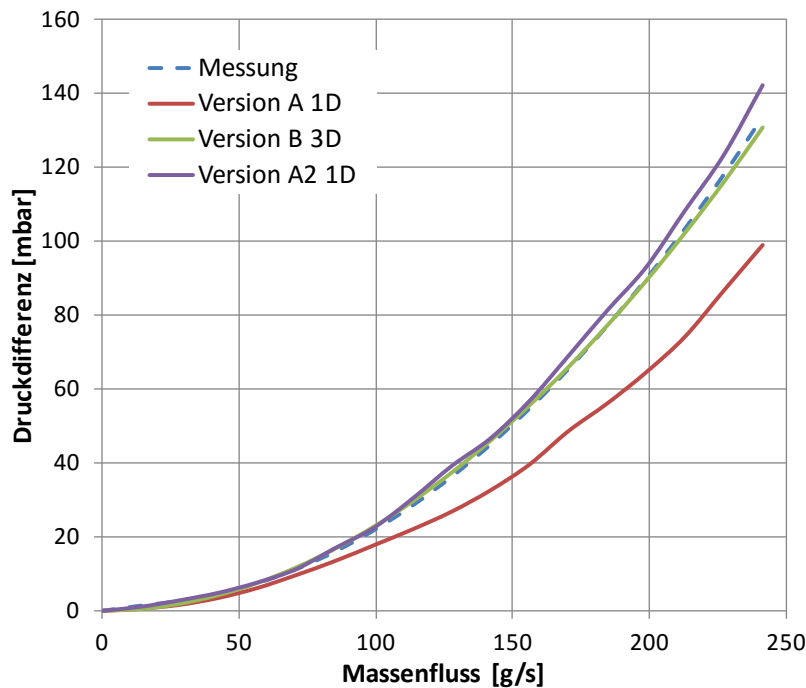


Abbildung 4-48: Druckverlust der Abgasbirne

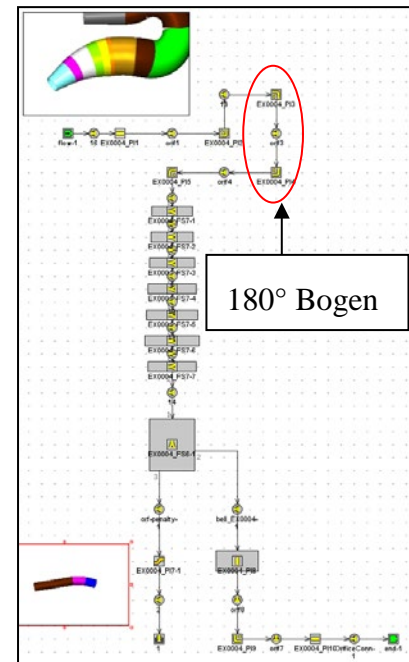


Abbildung 4-49: Abgasbirnen-Aufbau Ausgangsbasis

#### 4.2.6.1 Originalaufbau – Version A

Abbildung 4-49 zeigt das bestehende Ausgangsmodell. Die beiden hervorgehobenen, gebogenen Rohre modellieren die 180° Umlenkung. GT-Power® berechnet den Druckverlust anhand dieser Umlenkung selbstständig.

In der Gegenüberstellung der Ergebnisse zeigt sich deutlich, dass das Originalmodell zu wenig Druckverlust liefert. Unter der Annahme, dass der Großteil des Druckverlustes bzw. ein Ablösen der Strömung in dieser starken Umlenkung auftritt, wurden im Modell 4.2.6.3 zusätzliche Druckverlustkoeffizienten an diesen zwei Rohren aufgebracht.

Folgende Abbildung zeigt anschaulich die Zuordnung der einzelnen Teilrohre zu der ursprünglichen Geometrie.

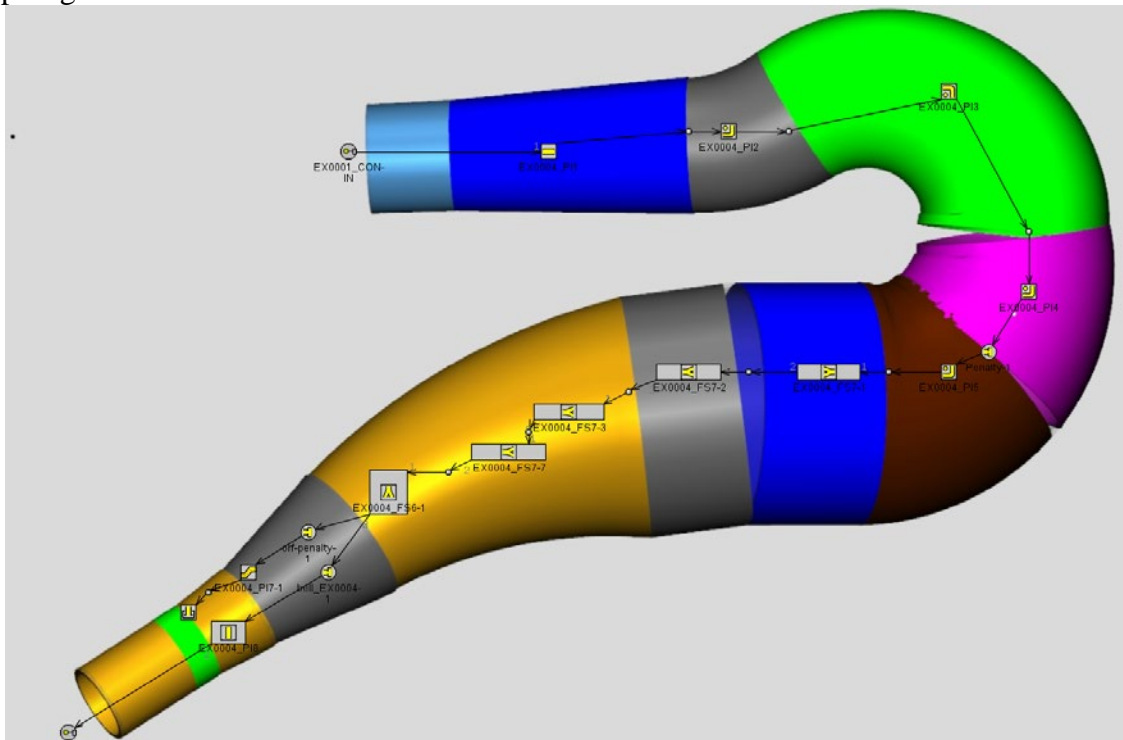


Abbildung 4-50: Nach Version A diskretisierte Abgasbirne

#### 4.2.6.2 Modellierung durch kleine Volumina – Version B 3D

Eine weitere Möglichkeit die Abgasbirne abzubilden, ist die Modulation durch einzelne zusammenhängende Volumina (*flowsplits*). Abbildung 4-51 zeigt diese Unterteilung.

In Abbildung 4-52 ist ein Teil der Übersichtskarte von GT-Power® zu sehen, in der diese einzelnen Volumina miteinander verbunden sind.

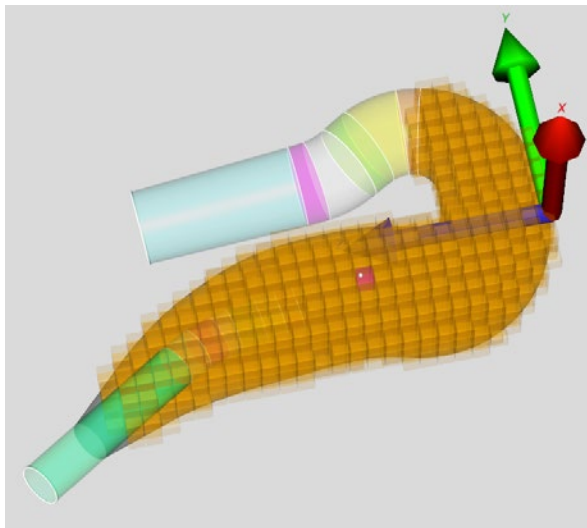


Abbildung 4-51: Durch kleine Volumina diskretisierte Abgasbirne

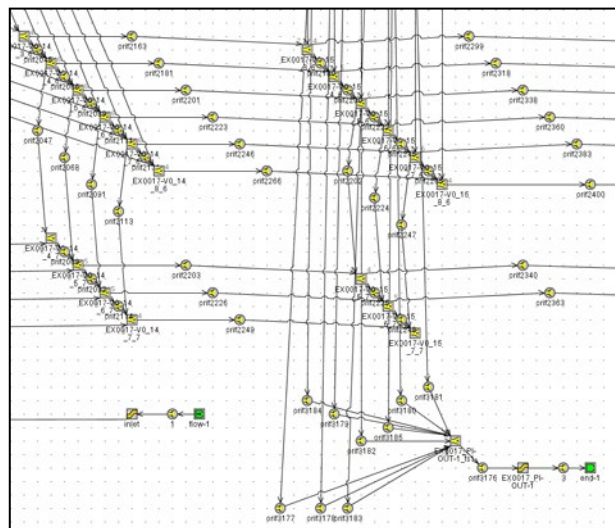


Abbildung 4-52: Karte der zusammenhängenden Volumina

Bei der obigen stationären Messung schneidet diese Diskretisierung am besten ab. Ein Nachteil dieses Modells ist jedoch, dass sich die Rechenzeit der Simulation massiv erhöht hat. Aufgrund dessen wurde nach einer alternativen Methode (siehe 4.2.6.3) gesucht.

#### 4.2.6.3 Druckverlustkoeffizienten Version A2 1D

Hierbei handelt es sich um eine Adaption der vorangegangenen Version A 1D. Abbildung 4-53 zeigt das modifizierte Modell, in welchem bei den Rohren PI3 und PI4 ein erhöhter Druckverlust aufgebracht wird. Abhängig vom durchfließenden Massenstrom, gemessen durch einen Sensor an der Blende 16 (*Orifice*), wird die in den beiden Funktionen hinterlegte Druckverlusterhöhung durch einen Steller (*Actuator*) auf die beiden Rohre aufgebracht.

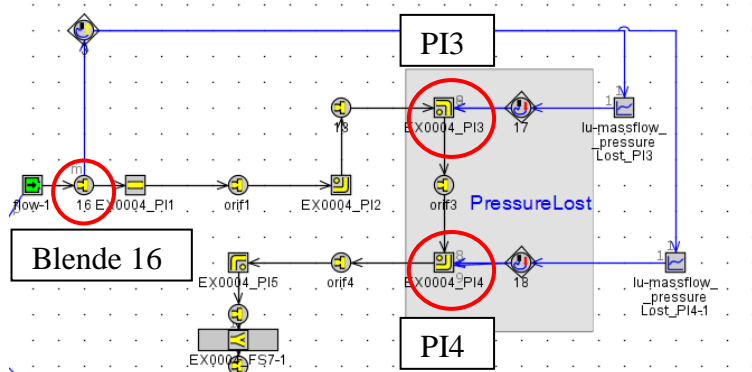


Abbildung 4-53: Mit Druckverlust beaufschlagte Abgasbirne

Abbildung 4-54 zeigt, dass dieser Faktor bei kleinen Massenströmen am höchsten ist.

Das Ergebnis zeigt weiter, dass durch die Aufbringung massenstromabhängiger, erhöhter Druckverluste das Modell soweit richtig für die statische Durchströmung kalibriert werden kann.

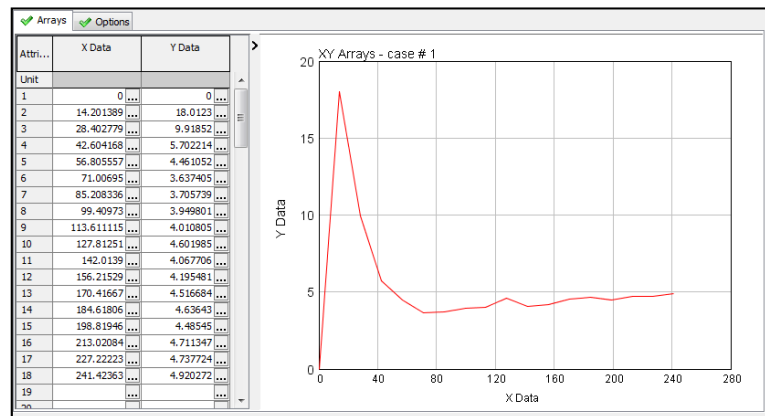


Abbildung 4-54: Druckverlustparameter in Abhängigkeit vom Massenstrom

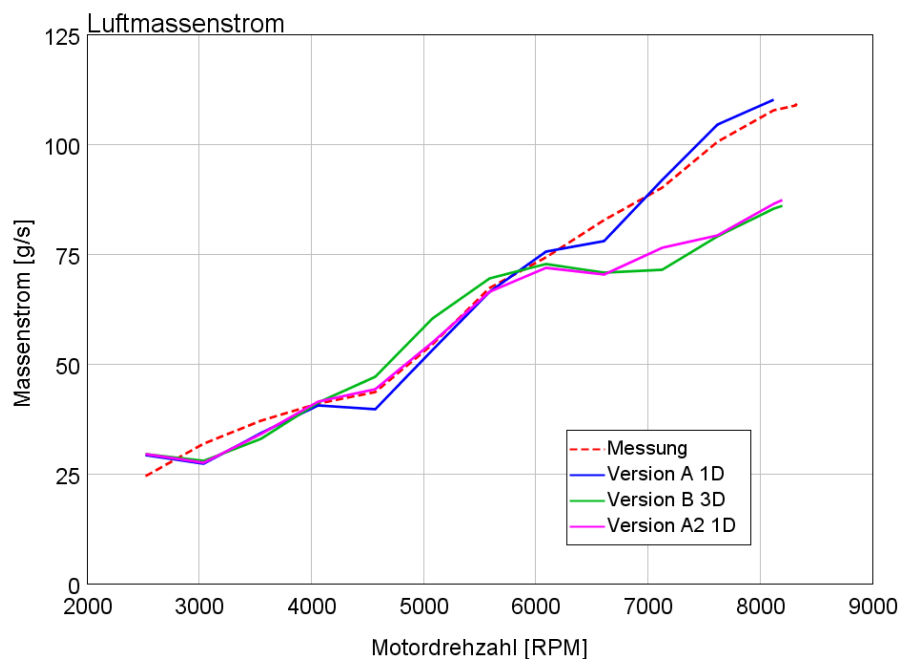


Abbildung 4-55: Luftmasse bei unterschiedlichen Abgasbirnenvarianten

Die anschließende Motorsimulation, basierend auf den unterschiedlichen Birnenvarianten (siehe oben), liefert folgende Ergebnisse:

Es zeigt sich, dass die Ergebnisse der statischen Durchströmung nicht mit der Motorsimulation zusammenpassen.

Die vielversprechenden Konzepte, Version B und A2, zeigen (Abbildung 4-55), dass im oberen Drehzahlbereich die Luftmasse abgeschnürt wird.

Ab 6000 U/min bleibt die Luftmasse annähernd konstant. Unter der Annahme, dass die erhöhten Druckverluste die Resonanzwelle beeinträchtigen, zeigt sich, dass sich erst ab 6000 U/min diese Art der Aufladung ausprägt.

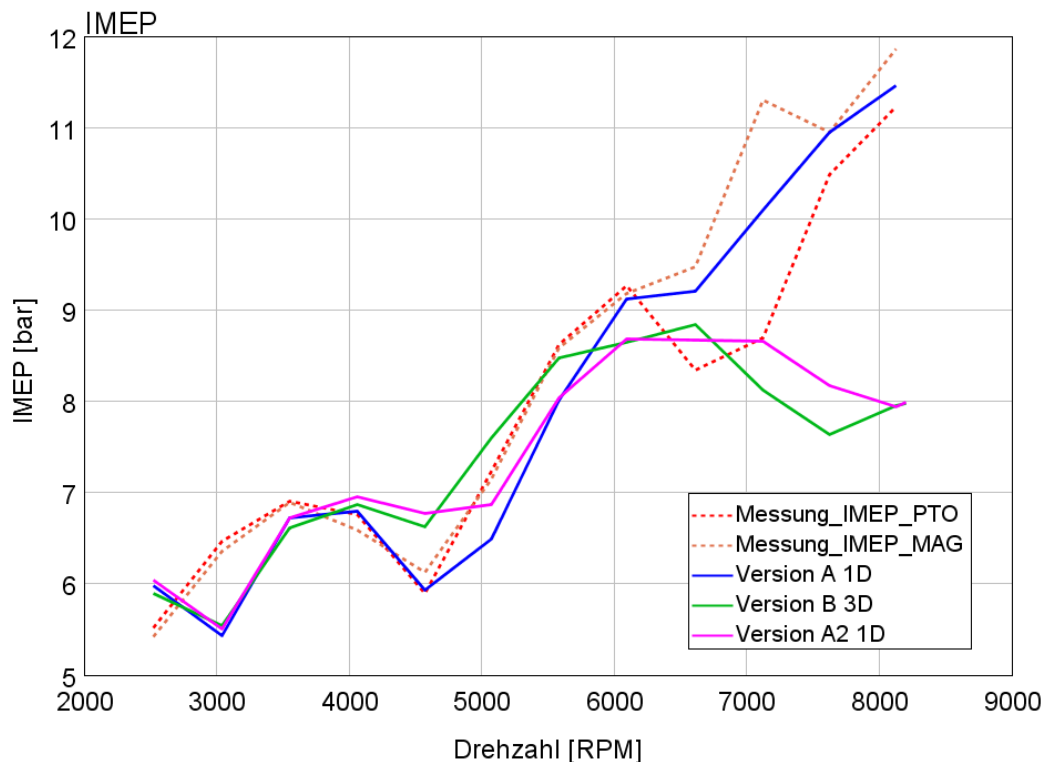


Abbildung 4-56: *IMEP* unterschiedlicher Abgasbirnenvarianten

PTO: Zylinderbezeichnung, *Power take off* = Abtriebsseite

MAG: Zylinderbezeichnung „*Magneto*“; Zylinder hinter dem Schwungrad

Abbildung 4-56 zeigt die indizierten Mitteldrücke. Die Version A 1D der Birne liefert über den gesamten Drehzahlbereich die besten Ergebnisse. Folglich wirkt sich die reduzierte Luftmasse der Birnenvarianten noch stärker auf den Mitteldruck aus.

Da die ursprüngliche Version A 1D die bessere Übereinstimmung mit der Messung liefert, wurde diese Modellierung weiterführend verwendet.



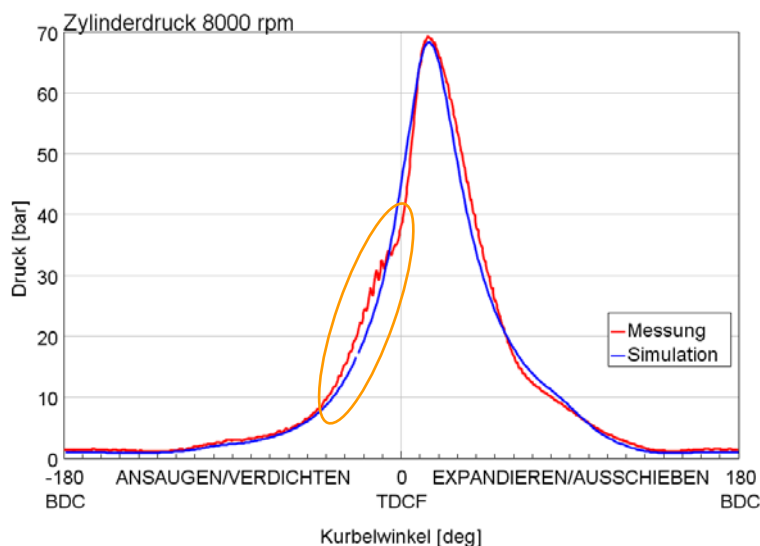
### 4.2.7 Druckvergleich

Die Druckverläufe eignen sich gut um die Simulation mit der Messung zu vergleichen. Anhand dieser kann relativ einfach erkannt werden, ob die Simulation die vorherrschenden Phänomene gut abbildet.

Diese zyklischen Druckverläufe werden an verschiedenen Messpositionen (siehe Kapitel 4.2.1) durch eingebaute Drucksensoren ermittelt. Generell sollte an dieser Stelle erwähnt werden, dass es sich bei diesem Zweitaktmotor aufgrund der Schwinganfälligkeit um ein schwer zu messendes System handelt.

Der simulierte Zylinderdruck ist sehr stark von der vorgegebenen Vibe-Kurve abhängig, welche aus den zyklischen Messdaten ermittelt wurde. Da es sich bei diesen Parametern um Richtwerte handelt, musste teilweise der 50% Umsatzpunkt verschoben werden, um die Kurven besser zu treffen.

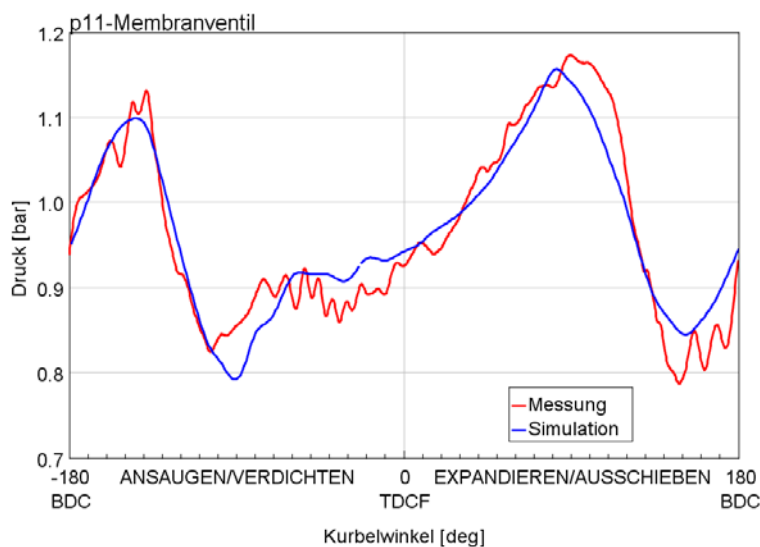
#### Druckverläufe bei 8000 U/min:



Der maximale **Zylinderdruck** der Simulation, welcher eine gute Übereinstimmung liefert, liegt bei 68,6 bar.

Im unteren Bereich, beim Ansaugen und Verdichten, liegen die beiden Kurven sehr gut übereinander.

Später, im markierten Bereich, zeigt sich eine Verfälschung des Drucksignals aufgrund von Schwingungen.

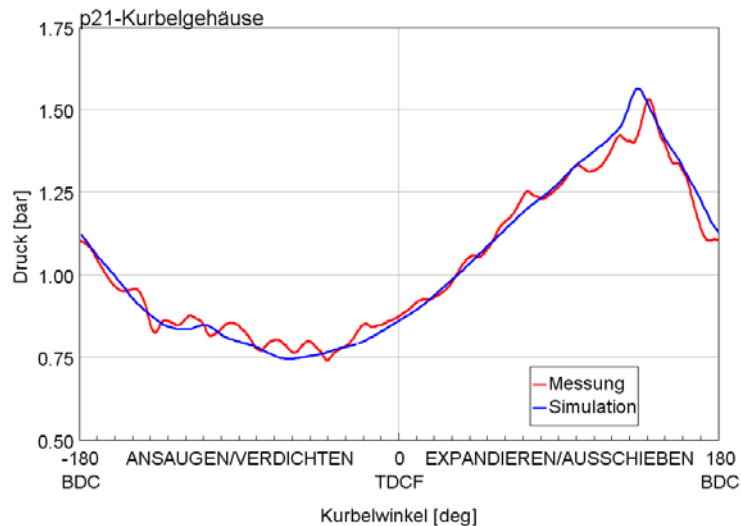


Die Druckcharakteristik vor dem **Membranventil** wird durch das dynamische Modell gut wiedergegeben.

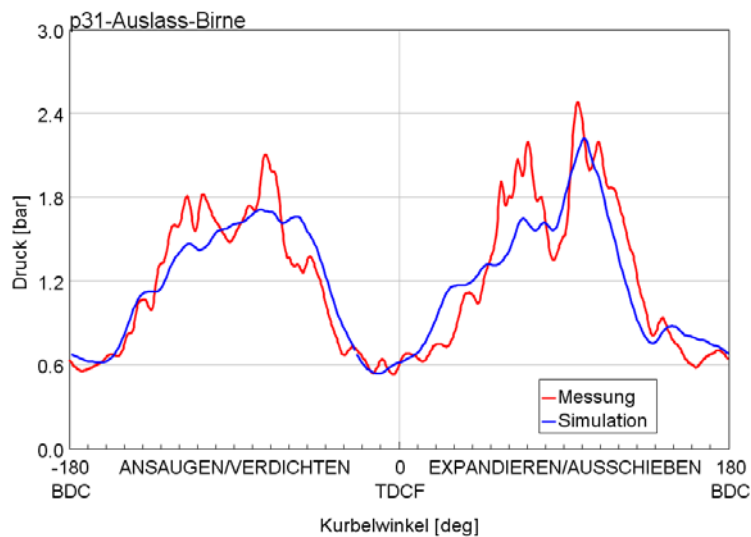
Die Amplituden und Phasen der Schwingungen werden gut nachgebildet. Es zeigt sich hier schon deutlich, dass eine gewisse Mittelung des Drucksignals bei der Simulation vorliegt.

Abbildung 4-57: oben: Zylinderdruckverlauf bei 8000 U/min  
unten: Druckverlauf vor dem Membranventil bei 8000 U/min



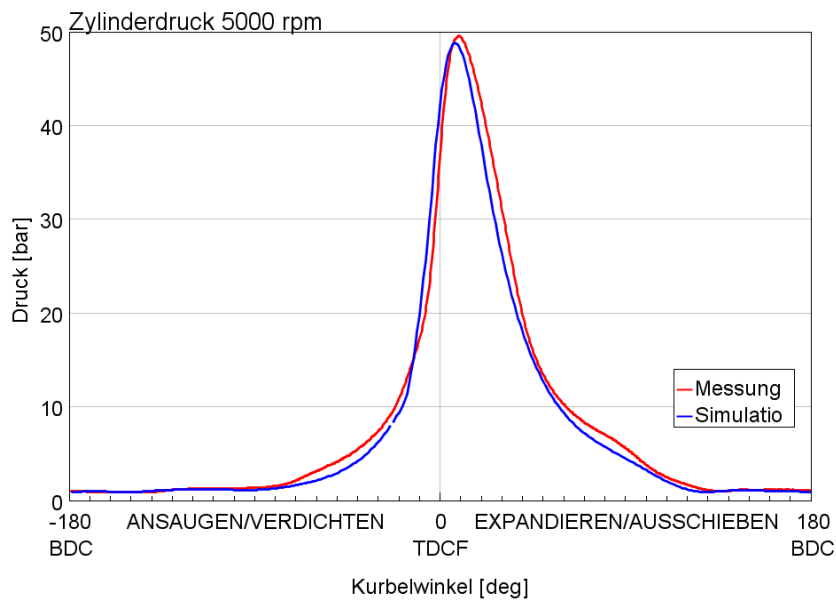


Beim **Kurbelgehäusesensor** zeigt sich diese Glättung des Drucksignals noch deutlicher. Die Übereinstimmung ist über den ganzen Zyklus gegeben.

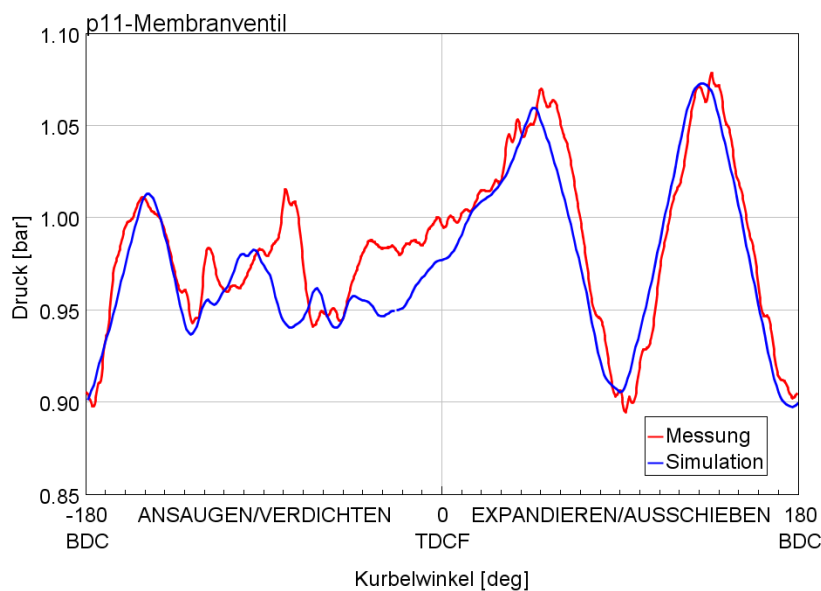


Der Drucksensor im **Krümmer** liefert ein ähnlich gutes Ergebnis. Es zeigt sich, dass die Simulation träger reagiert, Tendenzen werden übernommen, aber einzelne Peaks können nicht abgebildet werden.

Abbildung 4-58: oben: Druckverlauf im Kurbelgehäuse bei 8000 U/min  
unten: Druckverlauf im Krümmer bei 8000 U/min

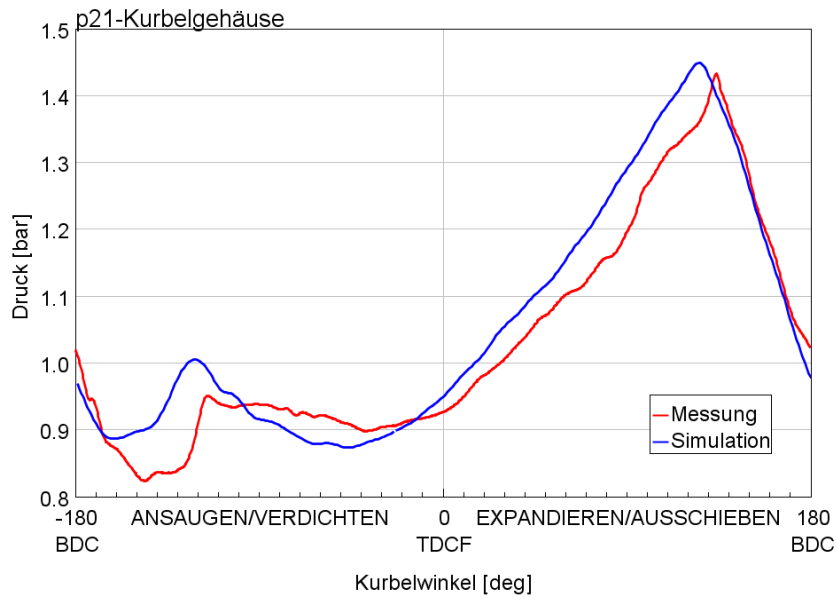
**Druckverläufe bei 5000 U/min:**

Bei der Drehzahl von 5000 U/min herrscht ein **Zylinderdruck** von 59,3 bar. Die bei 8000 U/min aufgetretene Messstörung ist hier nicht vorhanden.

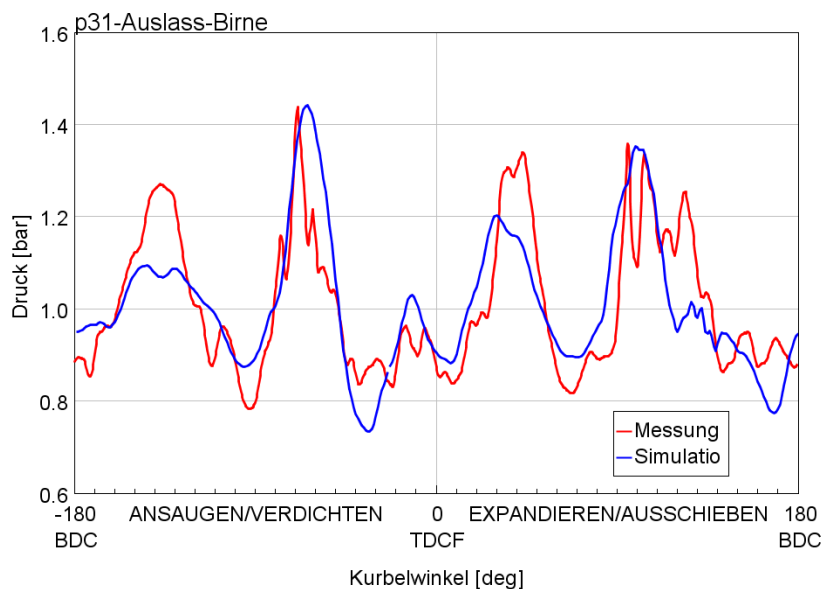


Die Übereinstimmung der Druckwellen vor dem Membranventil nimmt mit sinkender Drehzahl ab. Bei 5000 U/min ist diese noch relativ gut gegeben.

Abbildung 4-59: oben: Zylinderdruckverlauf bei 5000 U/min  
unten: Druckverlauf vor dem Membranventil bei 5000 U/min



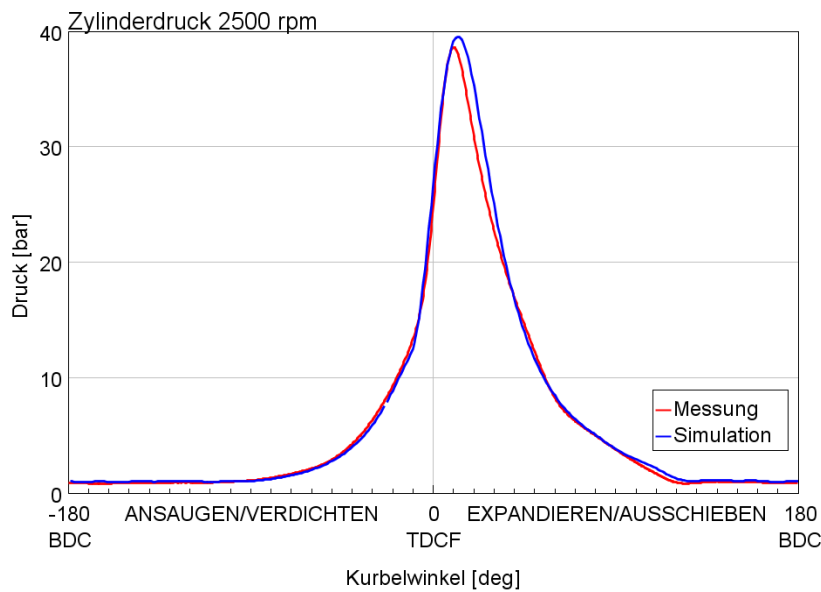
Im **Kurbelgehäuse** zeigt sich ein Trend, der bei dem nächsten behandelten Drehzahlpunkt (2500 U/min) noch deutlicher ausfällt. Obwohl sich beide Kurven kurz vor dem oberen Totpunkt schneiden, scheinen unterschiedliche Kompressionsraten vorzuherrschen.



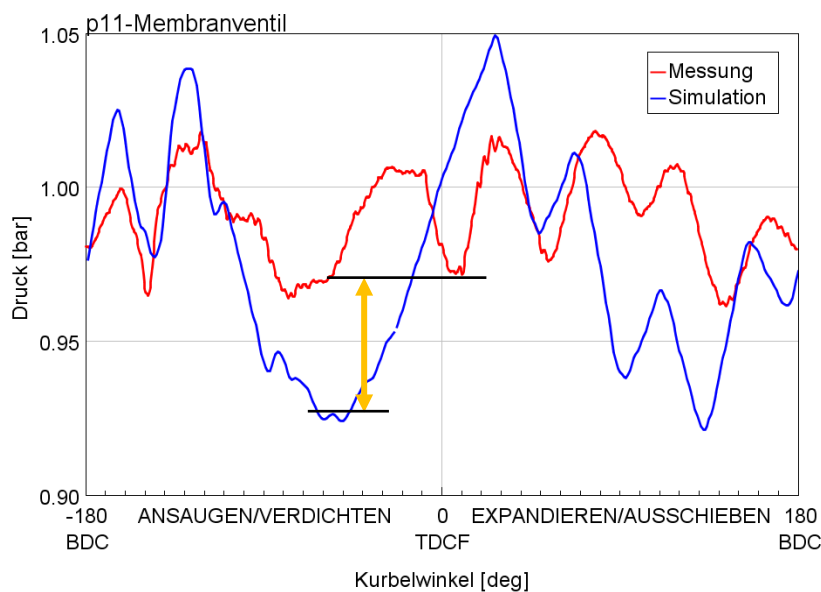
Bei 5000U/min ist im **Krümmer** eine gute Übereinstimmung der einzelnen Druckspitzen gegeben.

Abbildung 4-60: oben: Druckverlauf im Kurbelgehäuse bei 5000 U/min  
unten: Druckverlauf im Krümmer bei 5000 U/min

### Druckverläufe bei 2500 U/min:



Der **Zylinderdruck** ist im niedrigsten Drehzahlpunkt (2500 U/min) 48,9 bar. Die Druckanstiegskurve zeigt im unteren Bereich gute Überdeckung.

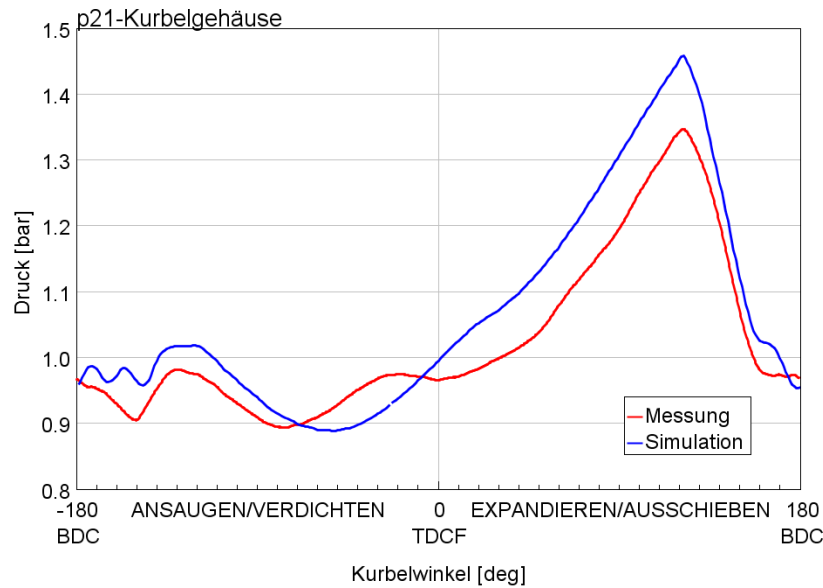


Vor dem **Membranventil** decken sich die Druckkurven nicht gut. Der Unterdruck der Simulation ist auffallend tief.

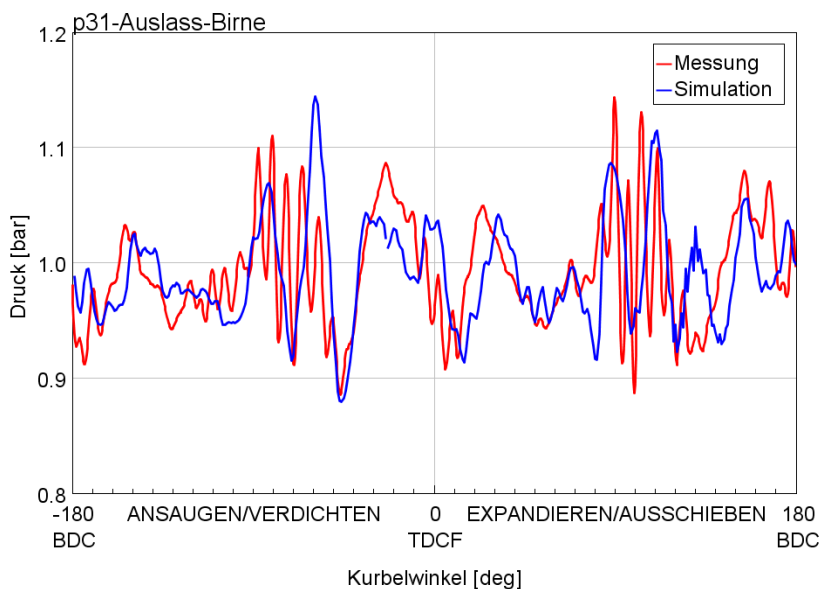
Das dynamische Membranventil-Modell zeigt im Gegensatz zu den höheren Drehzahlen hier keine Verbesserungen.

Es scheint, dass die Abbildungsqualität der Simulation hier nicht mehr ausreichend ist.

Abbildung 4-61: oben: Zylinderdruckverlauf bei 2500 U/min  
unten: Druckverlauf vor dem Membranventil bei 2500 U/min



**Kurbelgehäuse:** Es ist erkennbar, dass zu Beginn des Verdichtungsvorgangs beide Linien deckungsgleich sind. Die Messlinie steigt erst später an (Verdichtung). Eine Erklärung könnte sein, dass die vorbeilaufende Kurbelwelle das Drucksignal beeinflusst. Dieses Phänomen tritt bis 5000 U/min auf.



Die Übereinstimmung im **Krümmer** bleibt auch mit sinkender Drehzahl gut.

Abbildung 4-62: oben: Druckverlauf im Kurbelgehäuse bei 2500 U/min  
unten: Druckverlauf im Krümmer bei 2500 U/min

### 4.3 Lastschlagsimulation

Unter der Lastschlagsimulation versteht man die plötzliche Vollastanregung des sich im Teillastbetrieb befindlichen Motors. Ziel ist hier eine Größe zu definieren, mit welcher es möglich ist, verschiedene Motorkonzepte miteinander zu vergleichen. Da diese Motoren im leistunggetriebenen Freizeitsegment eingesetzt werden, wo das Ansprechverhalten eine wichtige Rolle spielt, nehmen diese dynamischen Vergleichsgrößen an Bedeutung zu.

Das bisherige Modell des Motors war als Saugmotor mit Kurbelgehäusespülung aufgebaut und soll nun als Referenzmotor für weiterführende Untersuchungen dienen.

Es werden bei jedem Konzept zwei Lastschläge bei unterschiedlicher Drehzahl, dadurch auch mit unterschiedlicher RAVE-Position, gefahren.

Als Vergleichsgrößen dienen:

- der indizierte Mitteldruck, welcher proportional zum abgegebenen Drehmoment ist
- die Luftmasse, welche für die Auslegung bei Start und Leerlauf wichtig ist
- und der Fanggrad, welcher Aussagen über die Güte der Spülung liefert.

#### 4.3.1 Definition

Bei einer Drehzahl von **4000 U/min** und **6000 U/min** wird die Drosselklappe innerhalb von **0,1s** von **10° auf 90°** Öffnung gestellt.

Das Öffnen der Drosselklappe wird zeitabhängig über einer transientes Profil (Abbildung 4-63) vorgegeben. Hierbei ist zu beachten, dass die Simulation eine gewisse Einschwingzeit für den stationären Teillastpunkt benötigt (1 Sekunde).

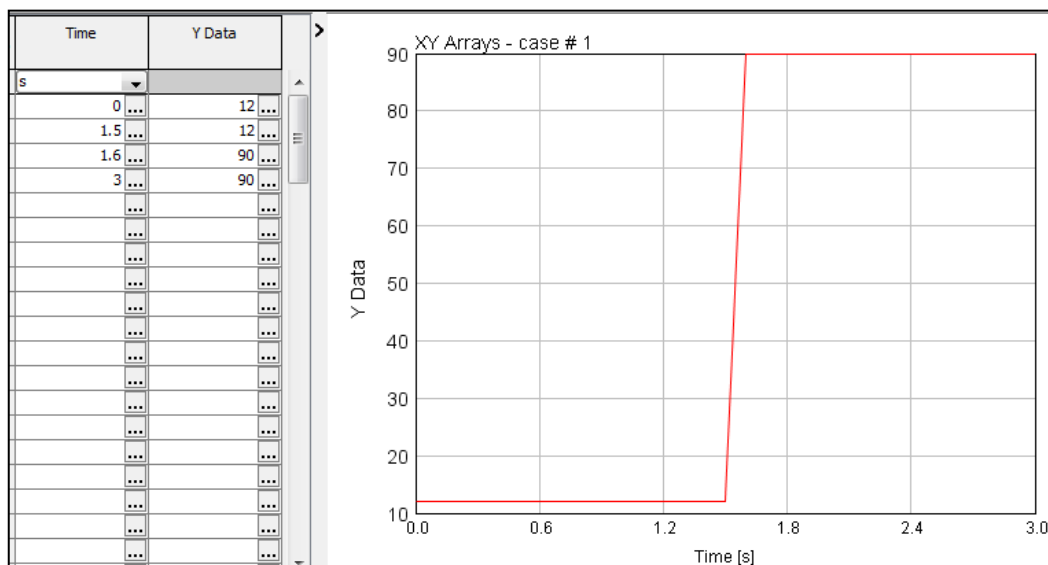


Abbildung 4-63: Transientes Drosselklappenprofil

### 4.3.2 Saugmotor – Referenzgröße

Die oben definierten Lastschläge am Referenzmotor sind in Abbildung 4-64 ersichtlich. Zusätzlich zum indizierten Mitteldruck ist auch der Öffnungswinkel der Drosselklappe eingezeichnet.

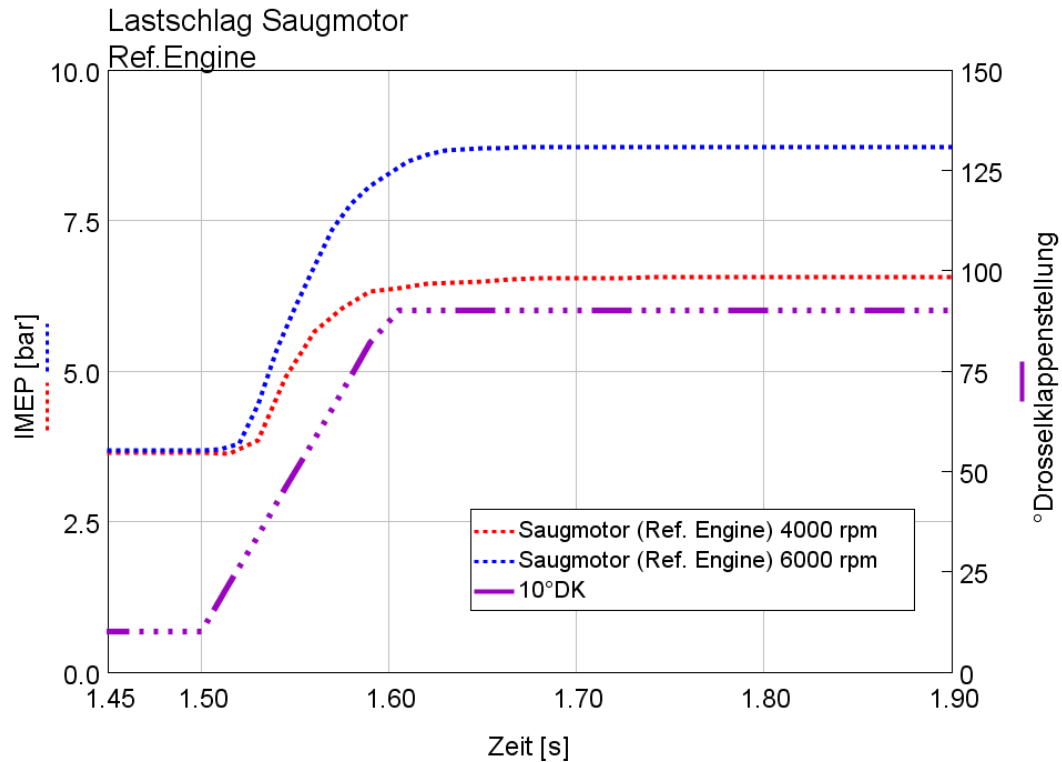


Abbildung 4-64: Lastschlag Ref.-Motor, 593 E-TEC

## 5 Umbau des Modells für *Advanced Scavenging*-Untersuchungen

Der Umbau sieht vor, dass statt der vorhandenen Kurbelgehäusespülung die Frischluft durch ein Gebläse direkt in den Zylinder geblasen wird.

Die Erwartungen an diesen Umbau sind, dass durch die Neugestaltung der seitlichen Kanäle günstigere Fertigungsverfahren, wie z.B. Druckgussverfahren, eingesetzt werden können.

In einer experimentellen Phase werden die Auswirkungen auf das Modell untersucht, wenn statt der Kurbelgehäuse-Kompression ein Gebläse mit konstantem Druck die Frischluft in den Zylinder bläst. Bei der konventionellen Kurbelgehäusespülung kommt es durch die Kompression im Kurbelgehäuse zu einem etwa 0,5 bar Überdruck, welcher nach dem Öffnen der Überströmkanäle rasch abfällt. Wird der Spüldruck durch ein externes Gebläse zur Verfügung gestellt, ist dieser Druck über den gesamten Spülvorgang vorhanden. Dieser Umstand führt zu neuen Rahmenbedingungen und Möglichkeiten in der Spülkanalauslegung.

Folgender Projektablauf zeigt die einzelnen Schritte der Variationsrechnung:

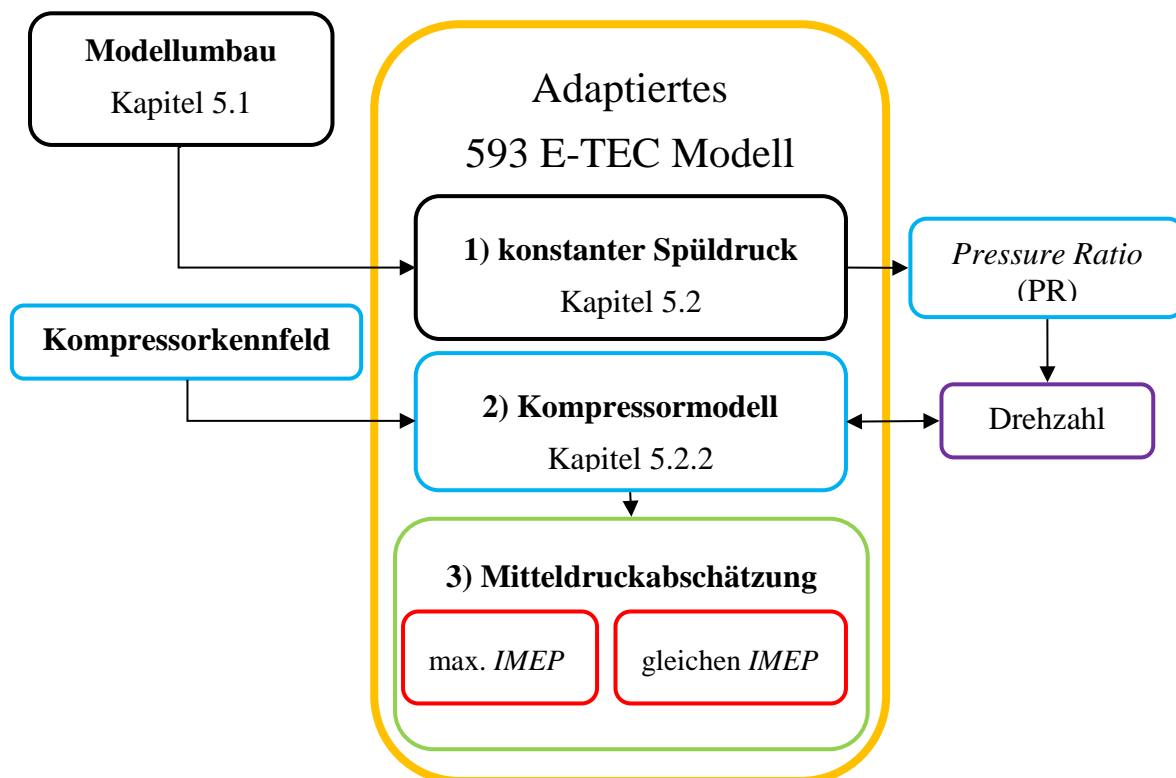


Abbildung 5-1: Projektablauf der Variationsrechnung



Anhand einer *Design of Experiment*–Untersuchung (*DoE*) sollen die Auswirkungen auf das modifizierte Modell untersucht werden. Ziel ist es, Erkenntnisse über die Auswirkungen gewisser Parameter auf die Zielgrößen zu erhalten. Abbildung 5-2 soll verdeutlichen, dass sich folgende Parameter gegenseitig beeinflussen, sich aber Größen, wie das Druckverhältnis, stärker ausprägen.

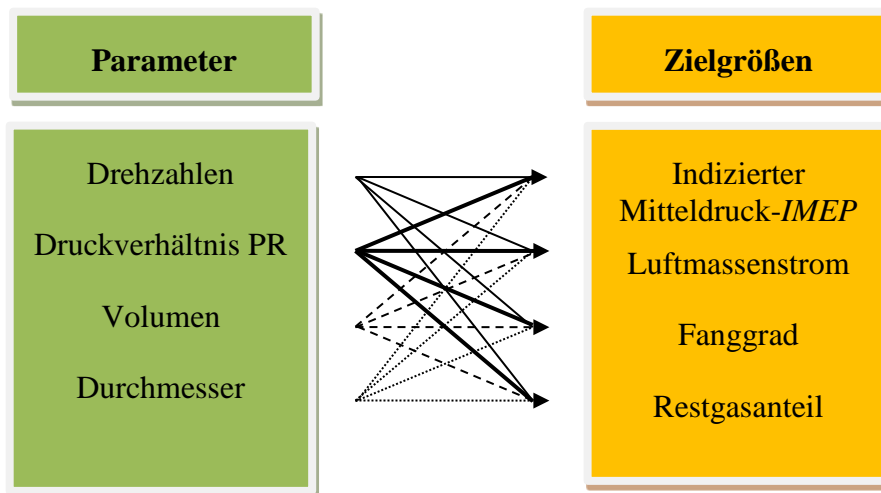


Abbildung 5-2: Auswirkung der Parameter auf die Zielgrößen

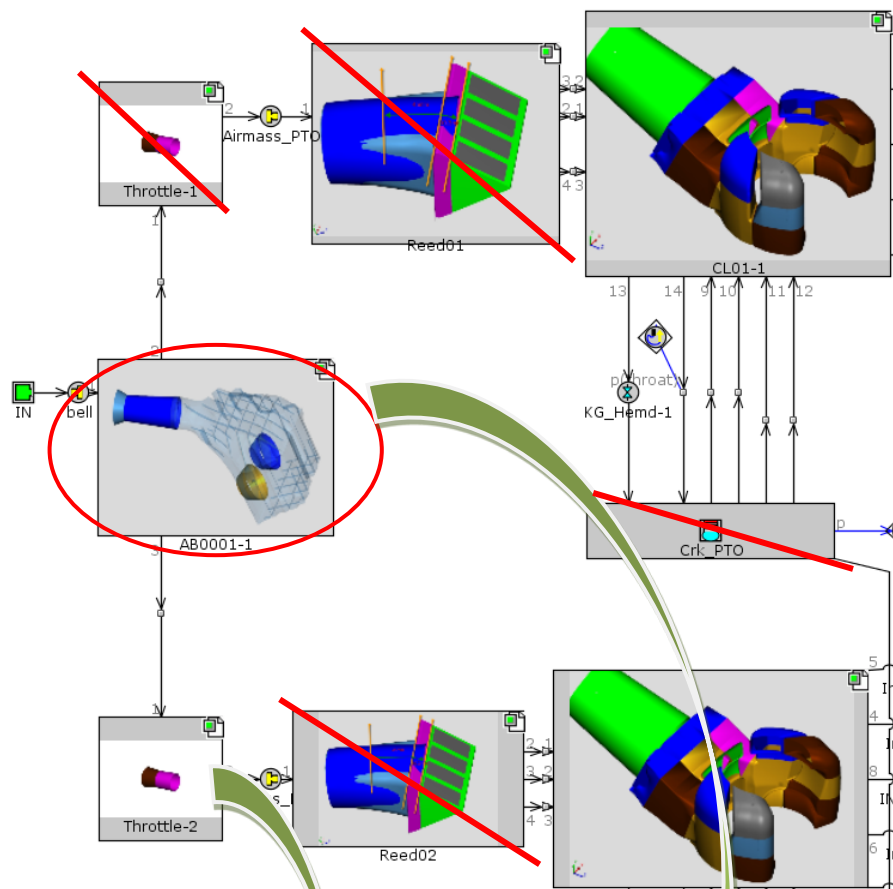
Auch der bestehende reale Motor wird hinreichend adaptiert, um die erhaltenen Simulationsergebnisse überprüfen zu können. In den folgenden Kapiteln wird auf die notwendigen Veränderungen im GT-Modell®, wie auch am realen Motor eingegangen.

## 5.1 Modellumbau

Der Modellumbau, der sich nur auf den Ansaugtrakt auswirkt, sieht folgendermaßen aus:

- Die *Airbox* wird durch ein Rohr mit variablen Volumen ersetzt.
- Es kommt nur noch **eine** Drosselklappe **vor** dem Ansaugvolumen zum Einsatz.
- Über das Kurbelgehäuse findet keine Spülung und somit auch keine Kompression mehr statt; die in das Kurbelgehäuse mündenden Kanäle werden verschlossen.
- Die Membranventile werden entfernt.
- Die KS-Einspritzung erfolgt gemäß dem am Motorprüfstand gemessenen *Air-Fuel-Ratio* (*AFR*).

Die beiden folgenden Abbildungen zeigen die Veränderungen am GT-Power® Modell.



### Abbildung 5-3: Referenzmodell

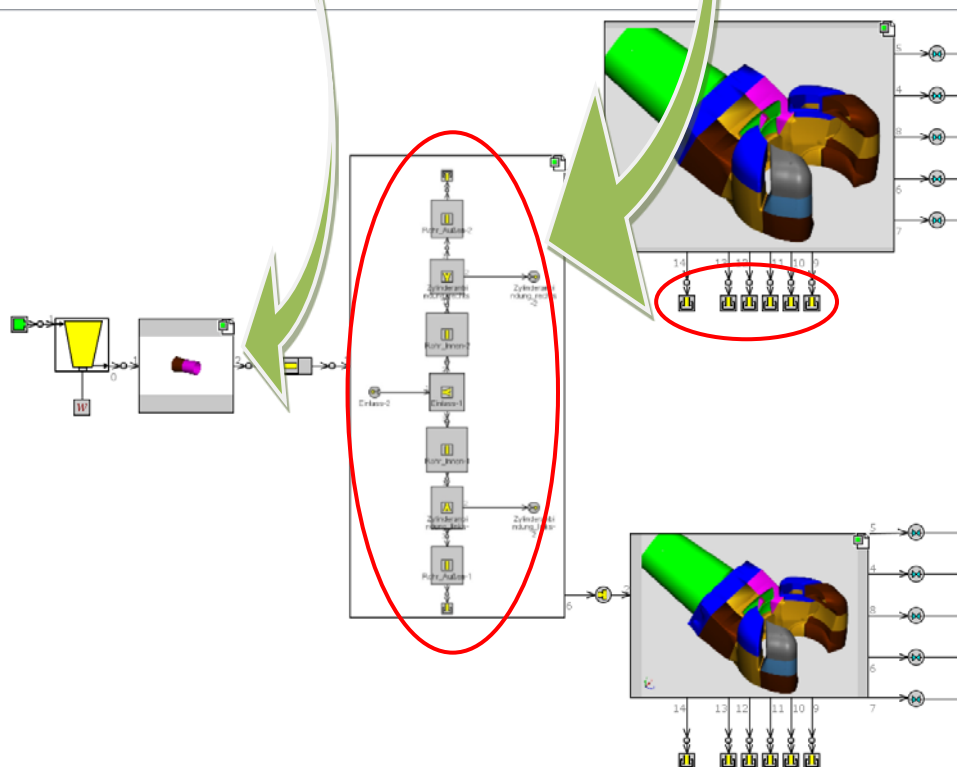


Abbildung 5-4: Modellumbau: Ansaugambiente

Im ersten Schritt ist es ausreichend, anstatt eines Kompressormodells mit den benötigten Verdichterkennfeld, ein einfaches *Inlet-Template* mit konstantem Überdruck zu definieren. Diese Erhöhung des Umgebungsdrucks wird durch das Druckverhältnis ( $PR$ ) beschrieben.

Für den Versuch ist geplant, dass ein elektrisch angetriebenes Gebläse den konstanten Spüldruck am Motorprüfstand bereitstellt.

In Abbildung 5-4 ist erkennbar, dass nach dem Einlass nur noch **eine** Drosselklappe folgt, welche in das stromabwärts liegende Ansaugvolumen mündet. Auf die Auswirkungen wird in Kapitel 5.3.4 eingegangen.

### Variables Volumen:

Anstelle der Airbox kommt ein Rohr mit veränderbarem Volumen zum Einsatz. Dies ermöglicht bei den folgenden Berechnungen die Einflüsse des Ansaugvolumens anhand des *DoE*-Prinzips zu untersuchen.

Abbildung 5-5 zeigt eine Skizze mit den Aufbau dieses Rohres. Das Modell wurde so aufgebaut, dass bei unterschiedlichen vorgegebenen Volumina sich die Rohrlängen selbstständig berechnen.

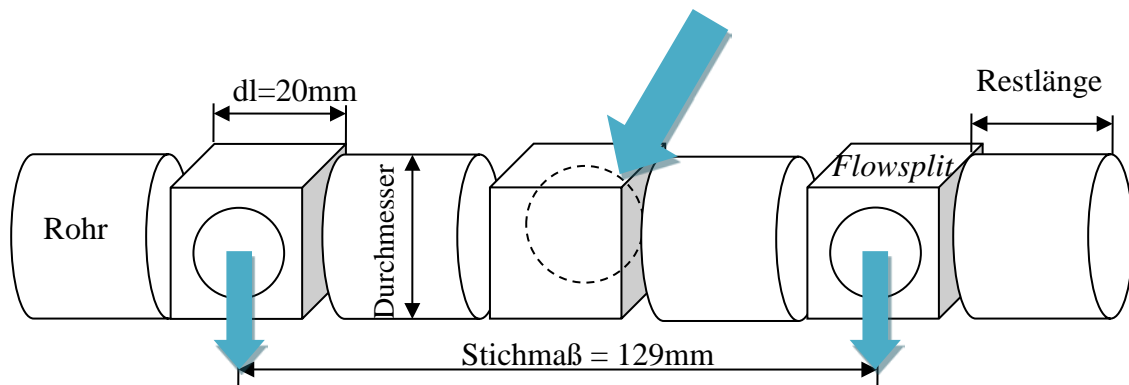


Abbildung 5-5: Aufteilung des Volumens in Verzweigungen und Rohre

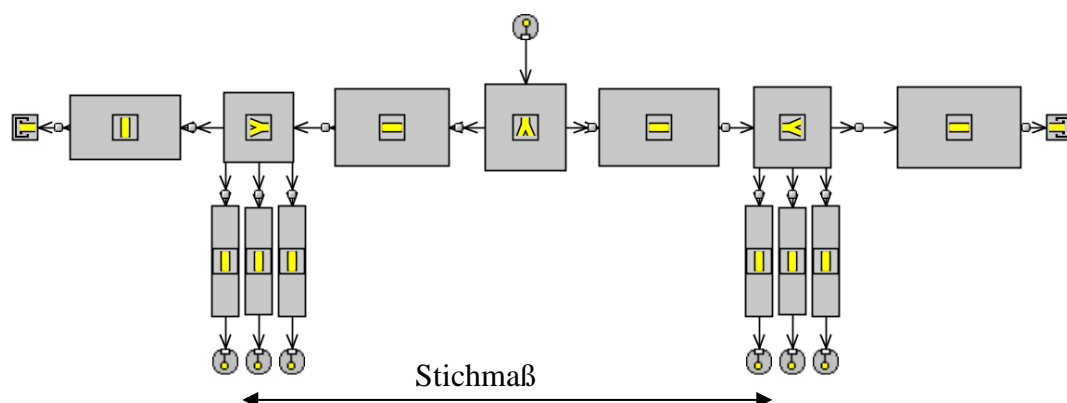


Abbildung 5-6: Variables Ansaugvolumen modelliert in GT-Power®

Die drei Verzweigungen (*Flowsplits*) lassen sich durch den Durchmesser und die Diskretisierungslänge (20 mm) definieren. Die Rohre innen verbinden die Verzweigungen, welche durch das Stichmaß der Zylinder definiert sind. Die Längen der äußeren Rohre errechnen sich aus dem noch übrigen vorgegebenen Volumen.

Wie bereits erwähnt, fällt die Kurbelgehäusespülung weg, wodurch die Kanäle ins

Kurbelgehäuse abgedichtet werden müssen. Dies kann im GT-Modell relativ einfach durch die *EndFlowCaps* realisiert werden.

Beim realen Motor ist hierfür eine angepasste Dichtung notwendig, welche sowohl die Überströmkanäle zum Kurbelgehäuse als auch den *Boost*-Kanal in den Zylinder abdichtet.

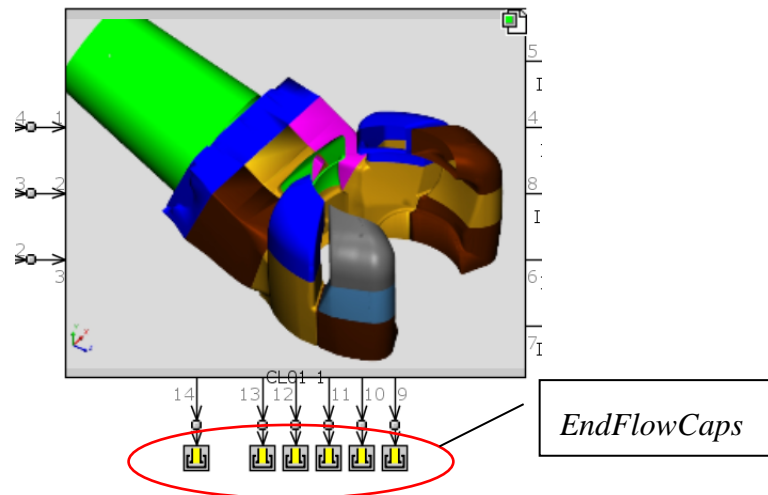


Abbildung 5-7: Verschließen der Kurbelgehäusekanäle: links: GT-Modell

## 5.2 Variationsrechnung mit vorgegebenem konstantem Spüldruck

Anhand der Variationsrechnung sollen die Auswirkungen einzelner Parameter auf wichtige Kenngrößen übersichtlich dargestellt werden. Folgende Abbildung zeigt den Prozessablauf zum Abschätzen des notwendigen Volumens und des notwendigen Druckverhältnisses, um den gewünschten indizierten Mitteldruck zu erreichen.

Zuerst werden verschiedene Kombinationen bei den **stationären Drehzahlpunkten** (3000 U/min bis 8000 U/min) gerechnet, um abschätzen zu können, ob die angestrebte Leistung erreicht wird. Mithilfe von Simulationspunkten, die nach dem „*Full Factorial*“-Prinzip in einem Diagramm eine „Fläche“ an Ergebnispunkten aufspannen, können durch einen **Solver** die jeweiligen Maxima und Minima ermittelt werden.

Im nächsten Schritt werden die aus der *DoE*-Simulation gewonnenen Parameter durch eine herkömmliche Simulation validiert.

Im vierten und fünften Schritt werden anhand von Lastschlägen die gewonnenen Erkenntnisse hinsichtlich ihrer transienten Eigenschaften überprüft. Es sei erwähnt, dass es sich bei der transienten Berechnung um eine kontinuierliche Simulation handelt und nicht, wie bei den vorangegangenen, um eine periodische.

Hat sich das Ansprechverhalten gegenüber dem Saugmotor verschlechtert, beginnt der Kreislauf von vorne. Es sei an dieser Stelle darauf hingewiesen, dass bei diesen Modellvariationen keine Anpassung der Steuerzeiten vorgenommen wurden.

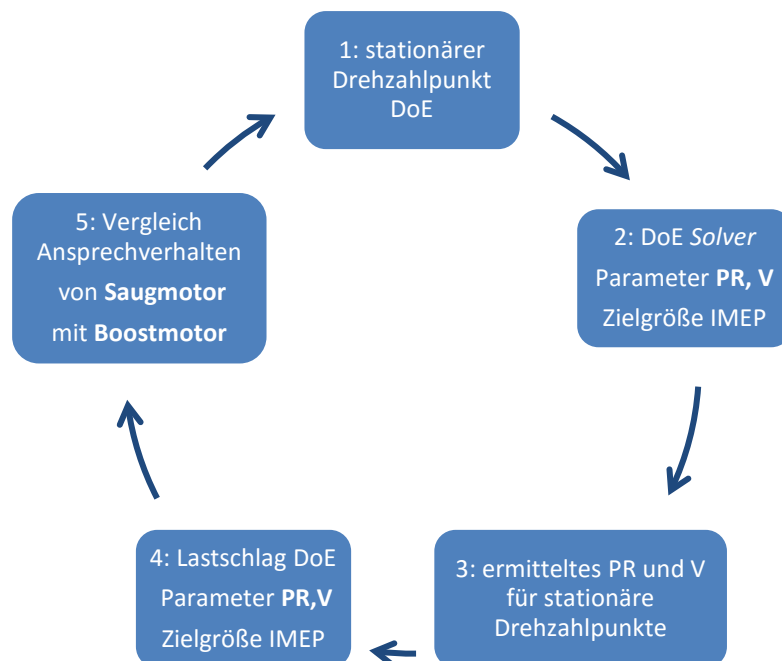


Abbildung 5-8: Vorgehensweise bei der Variantenrechnung

### 5.2.1 Stationärer Drehzahlpunkt *DoE*

Die Parameter für die erste Abschätzung sind folgende:

Das Ansaugvolumen wird zwischen 0,6 l (entspricht dem einfachen Hubvolumen) und 4,2 l (siebenfaches Hubvolumen) in 4 Stufen variiert.

Das maximale Druckverhältnis wird in erster Instanz mit 1,3 angenommen.

Durch das zusätzliche Gebläse gelangt nun mehr Luftmasse in den Zylinder. Die auf dem AFR basierende Einspritzung fördert nun mehr KS in den Zylinder und somit erhöht sich der *IMEP* drastisch.

In den folgenden Abbildungen zeigt die Legende, dass Linien gleicher Farbe Kurven gleichen Volumens repräsentieren. Die unterschiedlichen Linienarten entsprechen den verschiedenen Druckverhältnissen (*PR*).

Abbildung 5-9 zeigt das Ergebnis der *DoE*-Rechnung bei ausgewertetem Mitteldruck. Der Referenzmotor ist an der rot durchgehenden Linie erkennbar.

Es zeigt sich, dass ein Ansaugvolumen von 0,6 l nicht den gewünschten Mitteldruck liefern kann. Dieser ergibt sich erst ab einem Ansaugvolumen von 1,8 l und einem Druckverhältnis von 1,2.

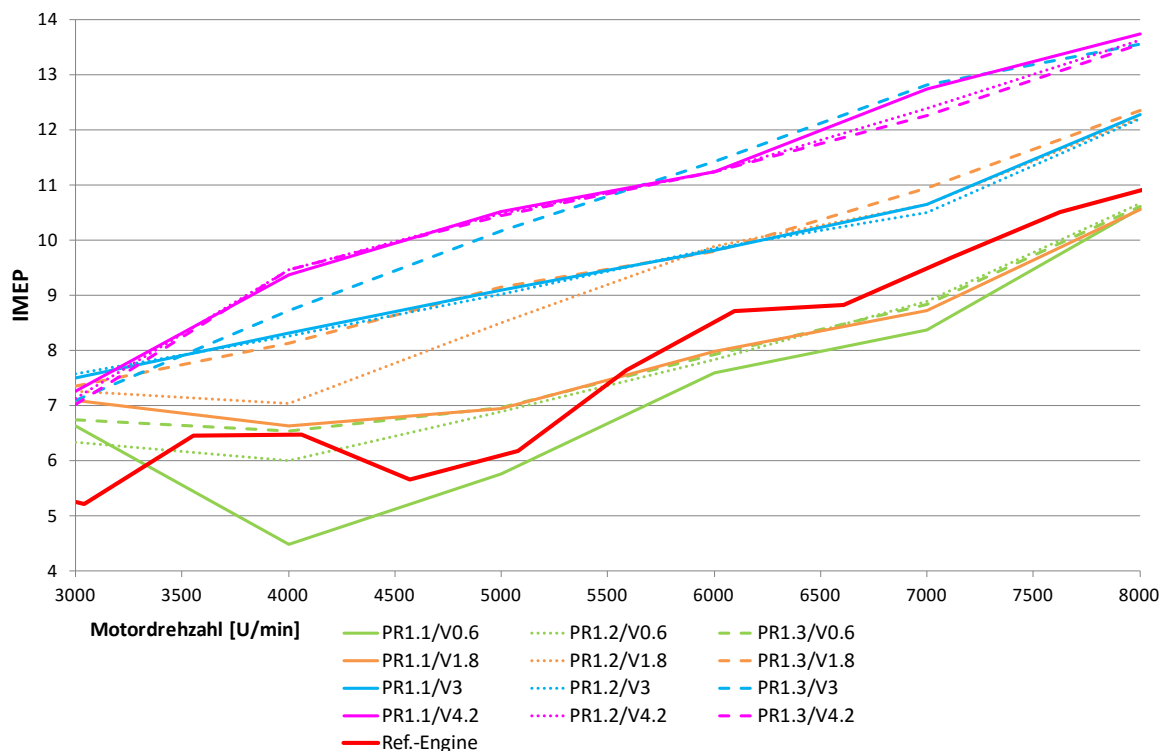


Abbildung 5-9: Variationsrechnung: indizierter Mitteldruck

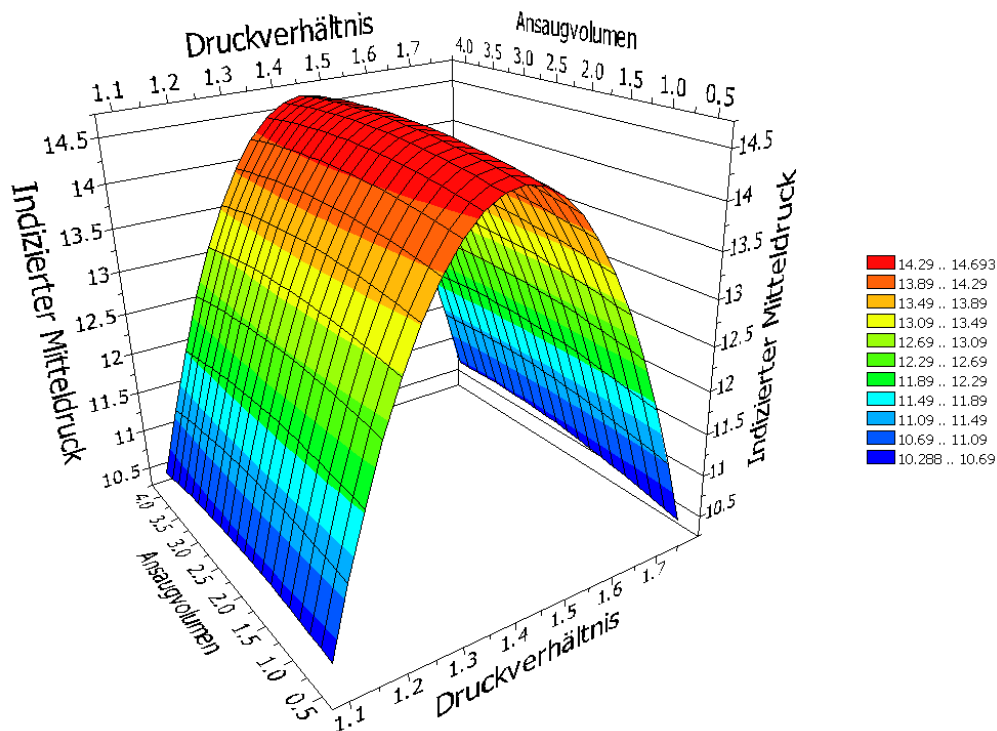


Abbildung 5-10: Abhängigkeiten des *IMEP* bei 8000 U/min ermittelt aus einer *DoE*-Rechnung

Abbildung 5-10 spiegelt anschaulich die Einflüsse des Ansaugvolumens und des Druckverhältnisses (*PR*) bei einer Drehzahl von 8000 U/min auf den *IMEP* wider. Es zeigt sich, dass es nicht möglich ist den Mitteldruck ausschließlich durch ein Erhöhen des *PR* weiter zu steigern, da dieser ab einem *PR* von 1,3 wieder abfällt. Der berechnete Saugmotor lieferte bei 8000 U/min Vollast einen Mitteldruck von 11,45 bar.

Der Fanggrad in Abbildung 5-11 nimmt mit zunehmenden *PR* kontinuierlich ab. Dies erklärt warum eine weitere *PR*-Erhöhung nicht mehr Mitteldruck liefert.

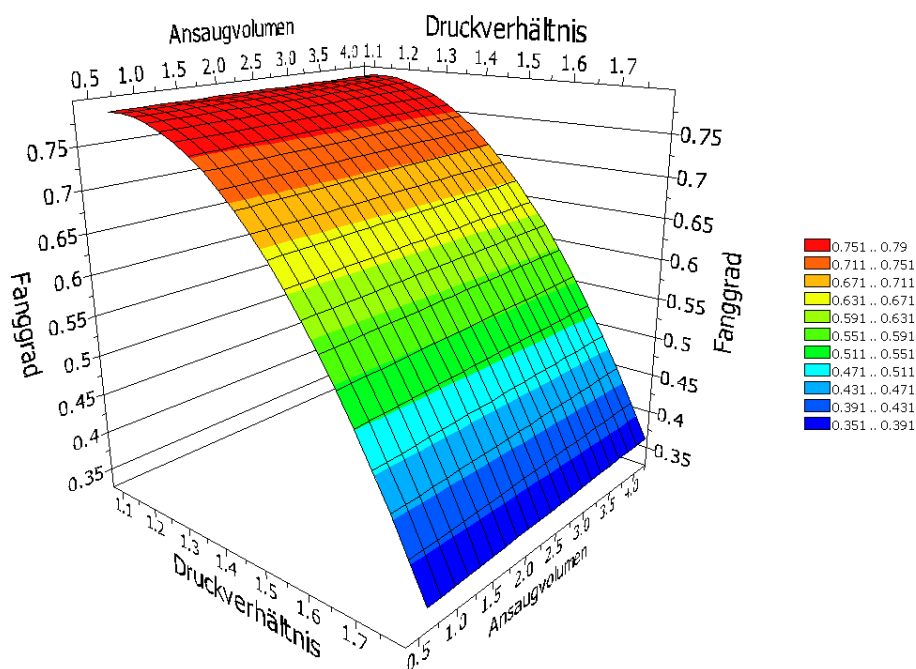


Abbildung 5-11: Fanggrad bei 8000 U/min ermittelt aus einer *DoE*-Rechnung

### 5.2.2 DoE-Solver

Bei der Auswertung dieser Variationen von *PR* und Ansaugvolumen ist der *DoE-Solver* hilfreich. Dieser kann als Zielgröße den maximalen *IMEP* pro Fall ermitteln. In folgender Abbildung ist erkennbar, dass ein über den Drehzahlbereich variables Volumen den höchsten *IMEP* liefern würde. Es lässt sich auch ein deutlicher Sprung des optimalen Ansaugvolumens feststellen. Von 5000 auf 6000 U/min vervierfacht es sich. Der Mitteldruck nimmt bei der Reduktion des Volumens jedoch kaum ab. Eine Erklärung dafür ist, dass es mehrere Lösungen für den gesuchten *IMEP* gibt (siehe Abbildung 5-10).

Aus mangelnder Umsetzbarkeit muss ein Volumen gewählt werden, welches auch für die anschließenden transienten Lastschläge passende Werte liefert. In folgender Abbildung wurde das Volumen auf 1,8 l fixiert.

Case Sweep Plots					
pr	volumen...	Operating ...	imep_engine	bmep_engine	trapp_engine
1.1	0.71261	Name(3000, ...	6.453071	5.66318	0.564631
1.127761	2.232845	Name(4000, ...	6.790452	6.071329	0.609672
1.109189	1.01173	Name(5000, ...	6.484794	5.609726	0.655069
1.157087	3.925513	Name(6000, ...	9.123314	8.410013	0.652487
1.167253	3.418768	Name(7000, ...	10.091424	9.192274	0.709971
1.14868	0.97654	Name(8000, ...	11.453957	10.124857	0.782189

Case Sweep Plots					
pr	volumen...	Operating P...	imep_engine	bmep_engine	trapp_engine
1.1	1.8	Name(3000, ...	6.575003	5.785135	0.575412
1.140274	1.8	Name(4000, ...	6.791031	6.071916	0.611723
1.1	1.8	Name(5000, ...	6.650406	5.77535	0.628907
1.163148	1.8	Name(6000, ...	9.121892	8.40859	0.649799
1.162366	1.8	Name(7000, ...	10.045325	9.14621	0.719754
1.145748	1.8	Name(8000, ...	11.454758	10.125604	0.783582

Abbildung 5-12: *DoE-Solve*; oben: auf *IMEP* optimiert; unten: bei einem vorgegebenen Volumen von 1,8 l



### 5.3 Variationsrechnung mit dem Kompressormodell

In diesem Kapitel wird in die Zweitaktmotorsimulation ein Kompressormodell mit einem Kompressorkennfeld implementiert.

#### 5.3.1 Kompressorauslegung und Implementierung

Die benötigten Daten für die Wahl des Kompressors wurden aus der GT-Power® Simulation bei konstantem Spüldruck ermittelt. Hierbei wurden eine Volllastkurve bei 350m über dem Meeresspiegel (TU Graz) und eine weitere in 3000m Höhe berechnet. Die benötigten Ausgabewerte sind das Druckverhältnis und der korrigierte Massenstrom. Der auf die Messbedingungen reduzierte Massenstrom errechnet sich nach folgender Formel:

$$\text{Korrektur des Massenstroms} \quad \dot{m}_{Kor} = \dot{m}_{Mess} \sqrt{\frac{T_E}{T_{Ref}}} \frac{p_{Ref}}{p_E} \quad (5-1)$$

$p_{Ref}$ : Vorhandener Referenzdruck bei Kennfeldmessung

$T_{Ref}$ : Vorhandene Referenztemperatur bei Kennfeldmessung

$T_E$ : Umgebungstemperatur der Simulation

$p_E$ : Umgebungsdruck der Simulation

Daraus ergeben sich über den Drehzahlbereich des Motors folgende Anforderungen an den Kompressor bei gleicher Motorleistung wie der Referenzmotor.

Bei **350m** bewegt sich die Volllastkurve im unteren linken Bereich der Abbildung 5-13. Erst die höheren Drehzahlen erreichen den mittleren, vom Wirkungsgrad besseren, Bereich der Kompressors.

350m Seehöhe			3000m Seehöhe	
Drehzahl	$\dot{m}_{Kor}$	PR	$\dot{m}_{Kor}$	PR
U/min	kg/s	-	kg/s	-
3000	130.15	1.09	197.78	1.19
4000	162.20	1.12	334.92	1.44
5000	163.27	1.09	367.80	1.35
6000	267.82	1.19	520.32	1.61
7000	318.24	1.18	504.17	1.45
8000	378.36	1.17	399.40	1.21

Tabelle 5-1: Korrigierte Massenströme

Es zeigt sich, dass bei **3000m** über dem Meeresspiegel das Druckverhältnis ansteigt. Die Betriebspunkte des Kompressors im Kompressorkennfeld (siehe Abbildung 5-13) befinden sich, im Speziellen bei geringem Umgebungsdruck, nahe der Pumpgrenze.

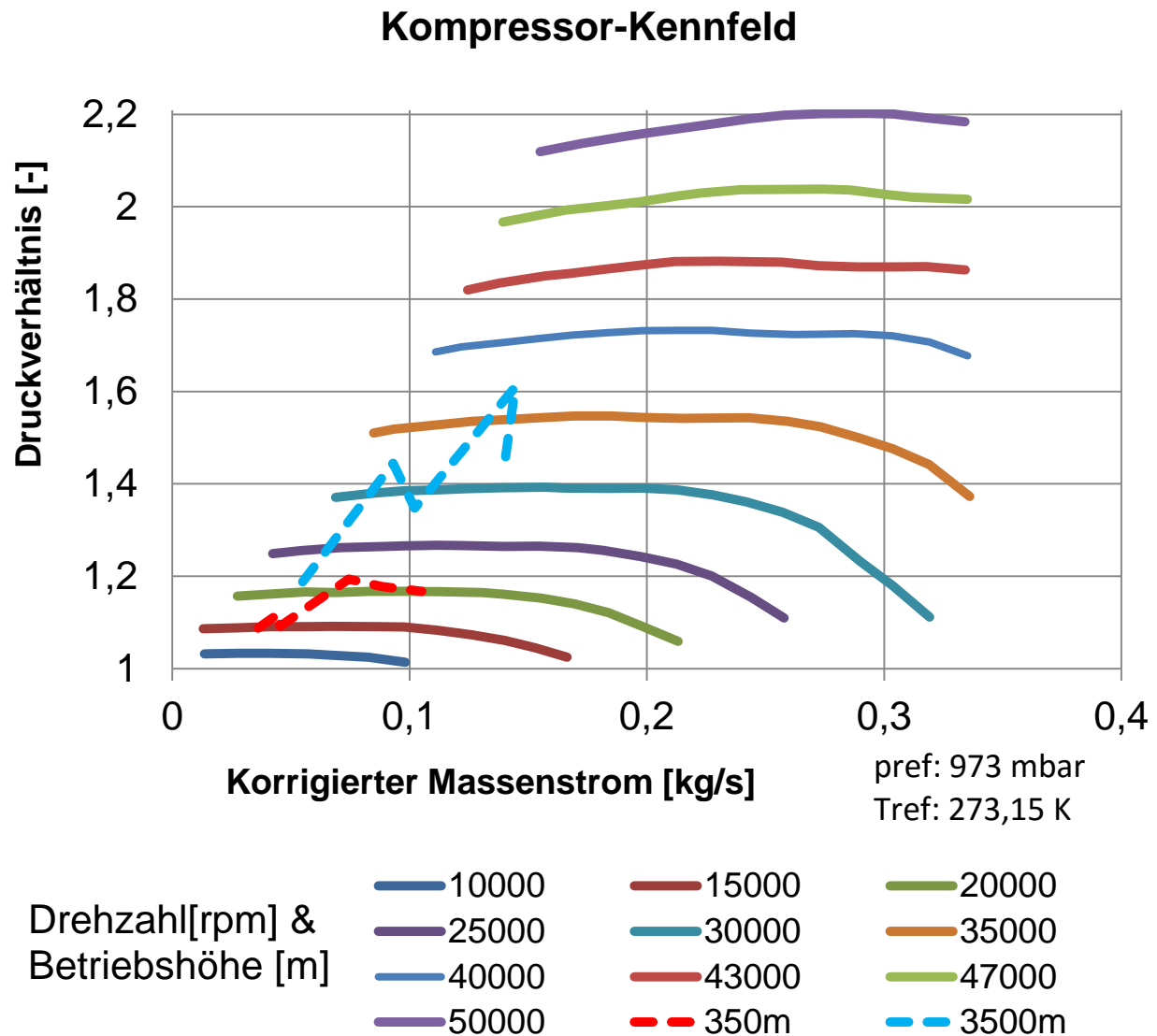


Abbildung 5-13: Drehzahlkennfeld der Kompressors bei 350m und 3000m ü. d. Meereshöhe

Die verwendeten Simulationsdaten basieren auf einem am Strömungsprüfstand vermessenen Kompressor. Die eingezeichneten Betriebspunkte, bei 350m und 3000m über der Meereshöhe, befinden sich jedoch nicht wirkungsgradgünstig im Kennfeld. Für erste Konzeptuntersuchungen ist dies jedoch ausreichend.

### 5.3.2 Kompressormodell – Vollastabstimmung

Bei dieser Untersuchung ist u.a. der Vergleich mit der vorhergegangenen Version des konstanten Druckes von Interesse. Da im Berechnungsmodell dem Kompressor nur die Drehzahl vorgegeben werden kann, wodurch sich je nach Luftmassenstrom ein Verdichtungsverhältnis einstellt, ist ein angestrebter *PR* schwer zu erreichen. Daher wurde ein hochaufgelöstes *DoE* berechnet, um möglichst gute Vergleichswerte zu generieren. Folgende Auswertung zeigt, dass mit einem Volumen von 1,2 l der Kompressor zwischen 10000 U/min und knapp 27000 U/min dreht.

Settings Results Case Plots Case Sweep Plots						
Optimization Results						
Run	Status	volumen	compressor_rpm	Operating Point	imep_engine	cmp_prma0_booster_1
1	Completed	1.2	10000.0	Drehzahl(3000, 20000, 1.2)	6.454288	1.065264
2	Completed	1.2	10000.0	Drehzahl(4000, 20000, 1.2)	6.138007	1.08286
3	Completed	1.2	16686.217009	Drehzahl(5000, 20000, 1.2)	6.581194	1.127005
4	Completed	1.2	21417.399804	Drehzahl(6000, 20000, 1.2)	8.751983	1.210751
5	Completed	1.2	26793.743891	Drehzahl(7000, 20000, 1.2)	10.71628	1.311482
6	Completed	1.2	19931.573803	Drehzahl(8000, 20000, 1.2)	11.286186	1.170707

Abbildung 5-14: *DoE*-Ergebnisse des Kompressors mit variabler Drehzahl und fixierter Einspritzmenge

Bei den folgenden Druckkurven wurde zum einen derselbe *IMEP* des Referenzmotors angestrebt und zum anderen der maximal mögliche *IMEP* gesucht. Die Kurve „*IMEP*=Ref-Engine“ deckt sich logischerweise mit der Kurve des Referenzmotors, da nach dieser optimiert wurde. Die dritte Kurve „*IMEP*=Max*PR*“ soll zeigen, welcher Mitteldruck bei optimiertem *PR* möglich ist. Basierend auf der Simulation könnte ein maximaler Mitteldruck von 13 bar bei 8000 U/min erreicht werden.

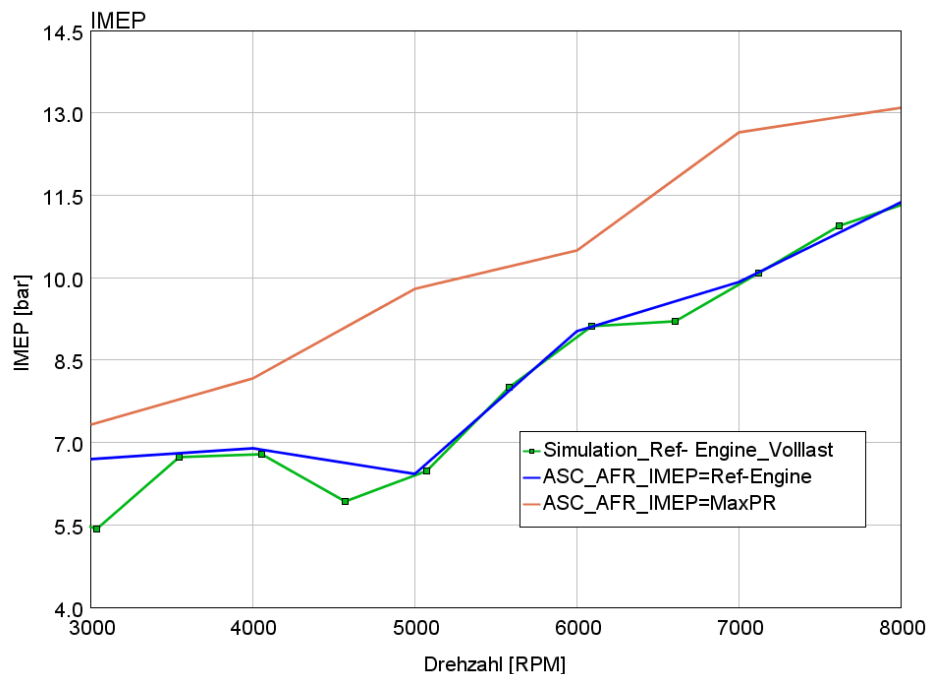


Abbildung 5-15: maximale und angepasste indizierte Mitteldruckkurve im Vergleich zum Referenzmotor

Abbildung 5-16 zeigt, dass die Kurve „*IMEP*=Ref-Engine“ auch ähnlich viel Luftmasse benötigt. Daraus lässt sich schließen, dass sich das Spülverhalten nicht merklich verschlechtert hat. Es zeigt sich auch, dass der aufgeladene Motor noch einige Leistungsreserven nach oben hat.

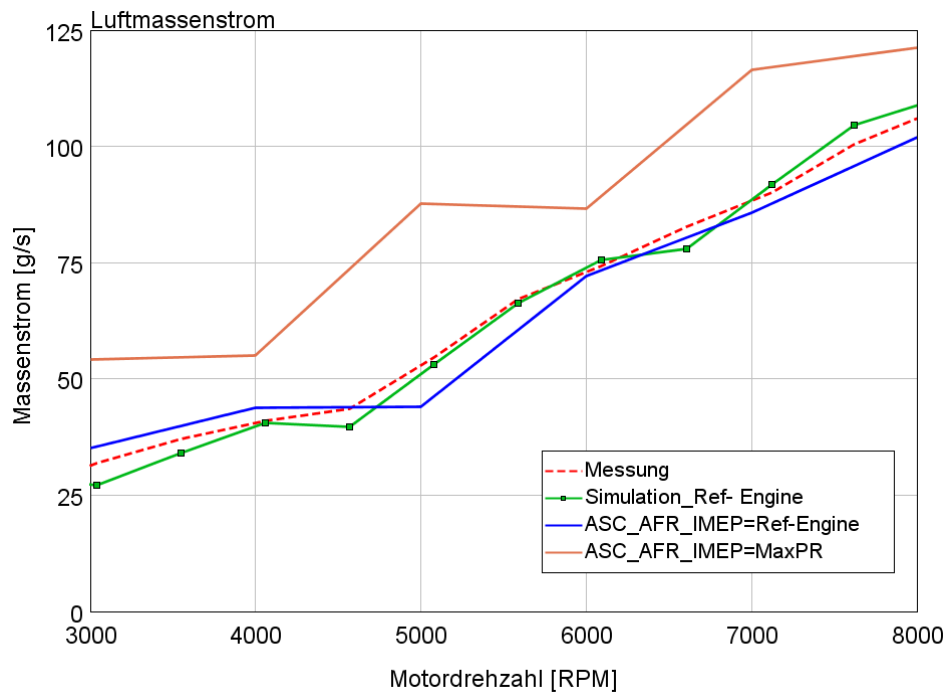


Abbildung 5-16: Maximale und angepasste Luftmassenkurve im Vergleich zum Referenzmotor

### 5.3.3 Leerlauf

Der **Leerlaufpunkt** ist bei diesem aufgeladenen Motor von Bedeutung, da eine ausreichende Spülung mit Hilfe des Gebläses gewährleistet werden muss. Für diesen Betriebspunkt, der sich normalerweise durch eine geschlossene Drosselklappe auszeichnet, ist das notwendige Druckverhältnis, bei dem der Motor noch gut läuft, von Interesse.

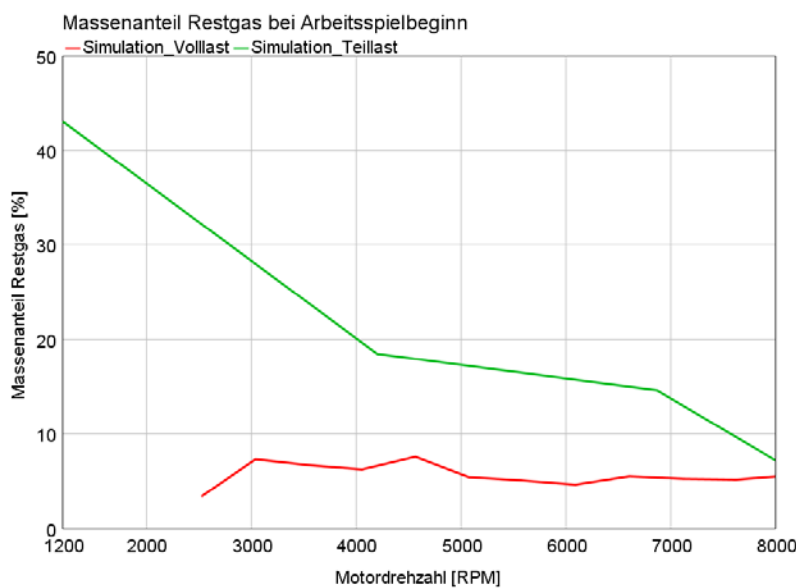


Abbildung 5-17: Restgasanteil der Voll- und Teillastsimulation des Referenzmotors

Abbildung 5-17 zeigt den Restgasanteil der Teillastsimulation im Leerlauf. Bei einer Motordrehzahl von 1200 U/min liegt dieser bei hohen 43%.

Im nächsten Schritt wird versucht, die Minimalanforderung an das Gebläse zu finden: ein indizierter Mitteldruck mit

der Größe des Reibmitteldruckes und ein Restgasanteil unter 43%.

Die *DoE* Analyse für den Leerlauf bei 1200 U/min liefert folgende Ergebnisse.

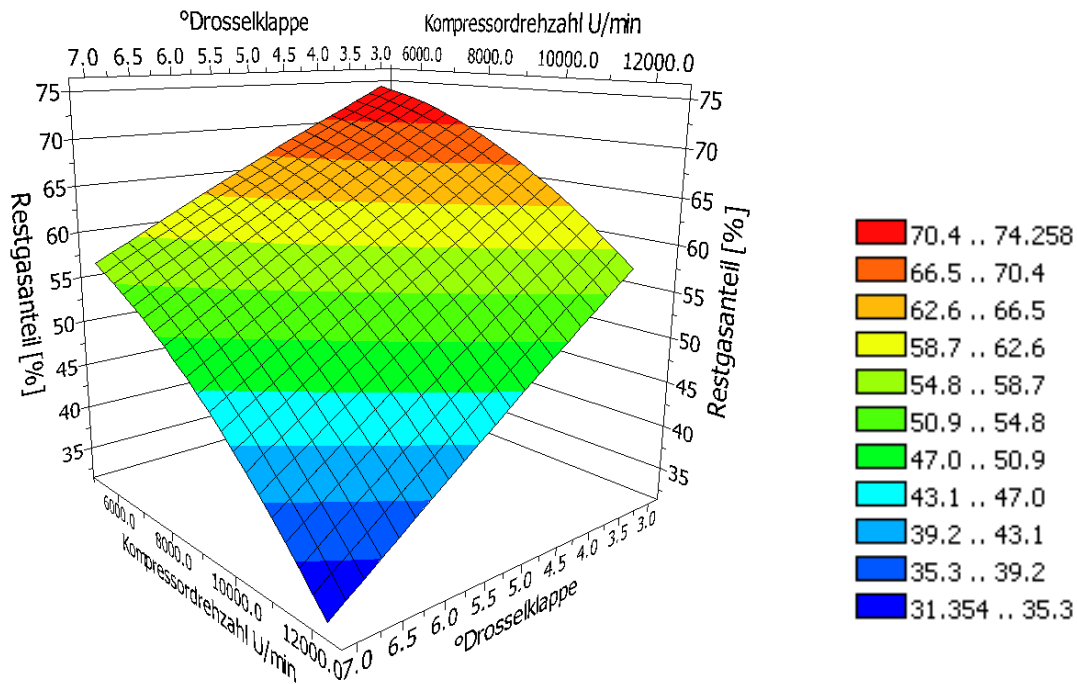


Abbildung 5-18: Restgasanteil im Leerlauf abhängig von der Kompressordrehzahl und der Drosselklappenöffnung

Abbildung 5-18 zeigt anschaulich die Abhängigkeiten der Restgaskonzentration im Zylinder. Mit gesteigerter Kompressordrehzahl und geöffneter DK zeigt sich eine deutliche Reduktion der Restgaskonzentration im Zylinder.

Die Kompressordrehzahlen 10000 und 12000 entsprechen einem  $PR$  von 1,041 und von 1,063.

#### Leerlauf bei 1200 U/min

<b>Volumen</b>	0,6 [l]
<b>Kompressordrehzahl</b>	10000 [U/min]
<b>Pressure Ratio (PR)</b>	1,041 [-]
<b>Drosselklappenposition</b>	7 [°]
<b>Fanggrad</b>	0,92 [-]
<b>Restgasanteil</b>	40,8 [%]
<b>Luftmasse</b>	3,45 [g/s]
<b>IMEP</b>	2,3 [bar]

Mit dem Hauptfokus auf einen niedrigen Restgasanteil wurden  $PR$  und Drosselklappenstellung variiert. Es wurde dabei auch versucht, die Drehzahl des Kompressors so gering wie möglich zu halten.

Das notwendige **Aufladeverhältnis** bei 10000 U/min beziffert sich mit 1,041.

Es zeigte sich, dass durch die Reduktion auf eine **Drosselklappe** diese im Leerlauf auf etwa 7° geöffnet werden muss, um beide Zylinder mit ausreichend Frischluft zu versorgen.

Der angestrebte **IMEP** von über 1 bar zur Kompensation der Reibverluste (FMEP) wurde mit 2,2 bar übertroffen.

### 5.3.4 Teillastdrosselklappenstellung - Untersuchung

In Abbildung 5-19 ist zu sehen, dass durch die Reduktion auf eine Drosselklappe der Teillastmitteldruck, welcher die Ausgangsbasis für den Lastschlag darstellt, niedriger ist als der des Saugmotors. Um dies auszugleichen, wurde die Teillastdrosselklappenöffnung von  $12^\circ$  auf  $16^\circ$  erhöht. Das Ergebnis zeigt, dass durch die Angleichung nun beide Teillast-*IMEPs* beinahe gleich groß sind und sich beide Kurven schon nach kurzer Zeit auf ein gleiches Niveau einpendeln. Das Startniveau des Druckes spielt somit für den Lastschlag keine große Rolle. Dieser Lastschlag soll lediglich den Einfluss der Drosselklappe widerspiegeln.

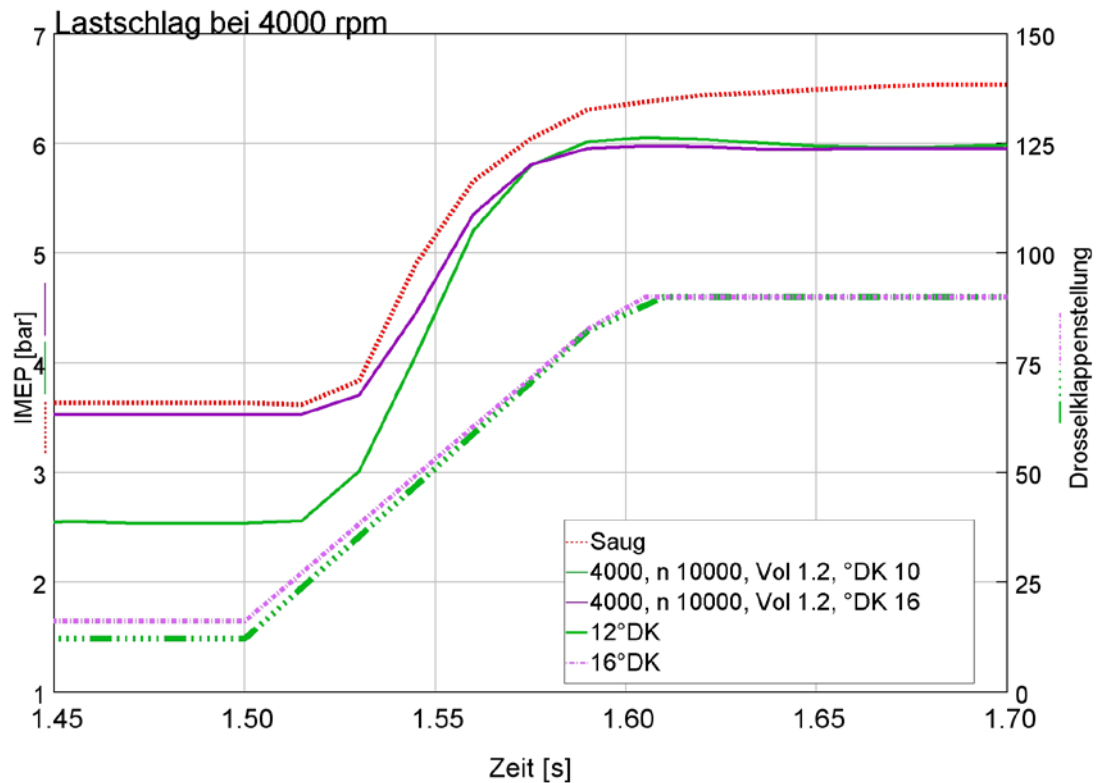


Abbildung 5-19: Verhalten bei unterschiedlicher Teillastdrosselklappenstellung  
Motordrehzahl = 4000 U/min, Kompressordrehzahl = 10000 U/min

### 5.3.5 Lastschläge am Kompressormodell

Bei folgenden Lastschlägen wurden bei den Drehzahlen 4000 U/min und 6000 U/min, für die Volumen 0,6 l und 1,2 l, die Kompressordrehzahlen (entspricht dem  $PR$ ) gesucht, bei welchen das Lastsprungverhalten des  $IMEP$  am besten sind.

Die Lastschläge bei 4000 U/min zeigen ein gutes, rasches Ansprechverhalten. Das kleine Volumen liefert am Ende ein wenig mehr Mitteldruck.

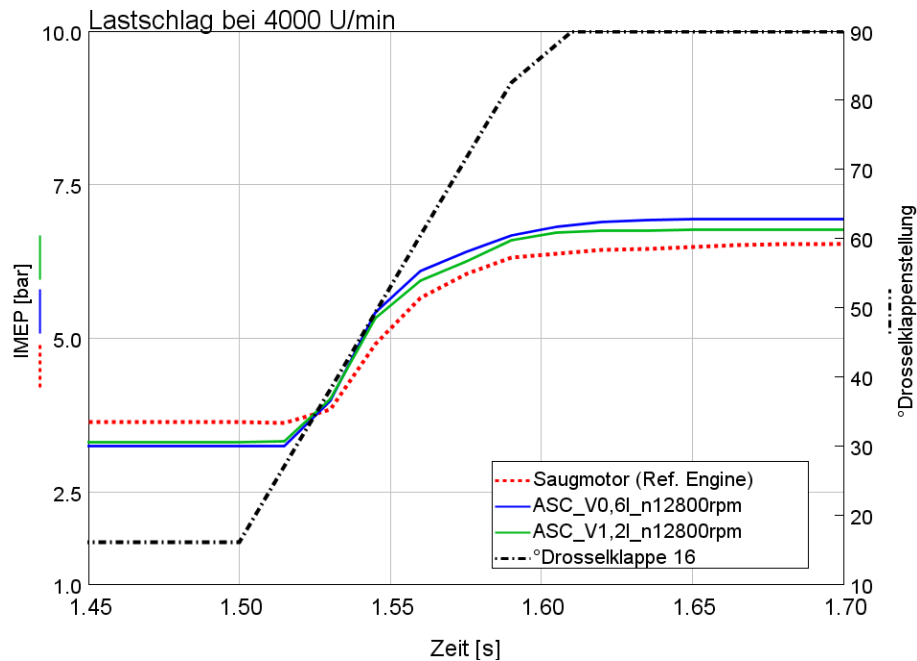


Abbildung 5-20: Lastschlag bei 4000 U/min mit Kompressoraufladung

Der Lastschlag bei 6000 U/min zeigt, dass hier das Ansprechverhalten des Kompressors in den ersten Zehntelsekunden schlechter ist, der Druckgradient dafür danach umso höher ist. Der resultierende Mitteldruck ist schließlich aufgrund der Aufladung höher. Es zeigt sich auch der geringe Einfluss des Ansaugvolumens.

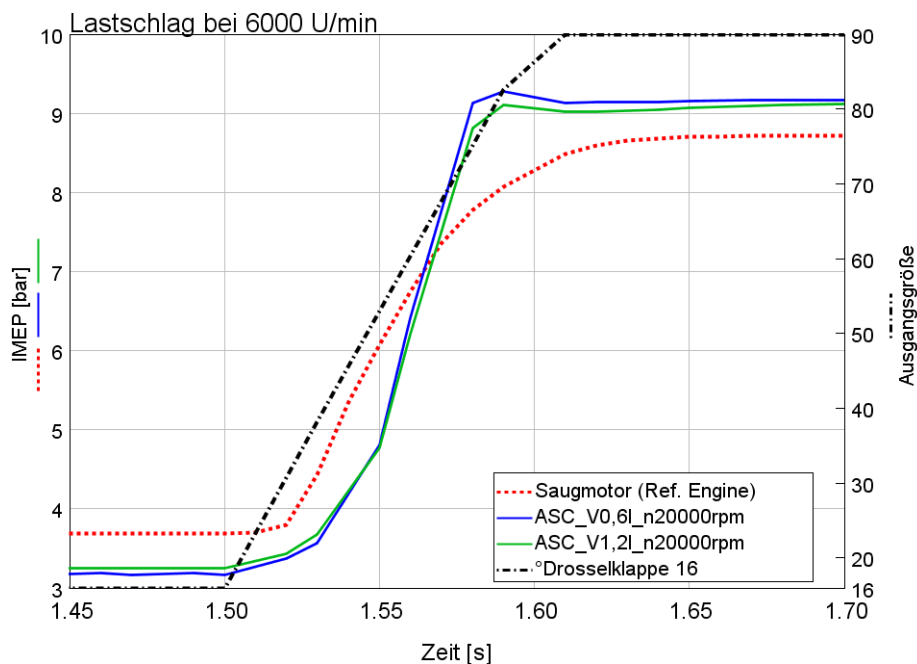


Abbildung 5-21: Lastschlag bei 6000 U/min mit Kompressoraufladung

## 6 Schlussfolgerungen und Ausblick

Wie bereits mehrfach erwähnt, handelt es sich bei der eindimensionalen Simulation eines Zweitaktmotors um ein sehr sensibles System, dass eine genaue Abstimmung des Gesamtsystems bedarf. Das auf den Zweitaktmotor, mit der internen Bezeichnung 593 E-TEC, abgestimmte **Referenzmodell** kann die Messwerte des Prüfstandes gut wiedergeben.

Um den Detailgrad des Modells zu erhöhen, wurden alle wichtigen Komponenten durch Messdaten am Strömungsprüfstand validiert. Es zeigte sich, dass der Aufbau der **virtuellen Flowbench**, welcher zum Kalibrieren der einzelnen Bauteile verwendet wurde, hinsichtlich der theoretischen Überlegungen (Carnotscher Stoßdiffusor) richtig von GT-Power® interpretiert wird.

Das Bestreben nach einem **dynamischen Membranventilmodell** hat sich, nach einer aufwendigen Kalibrierung, durch eine bessere Übereinstimmung der Druckkurven im Ansaugtrakt positiv ausgewirkt. Das Verhalten dieser Blättchen, welches schwer zu simulieren ist, wurde bereits in früheren Arbeiten untersucht. Es ist erfreulich, dass ein eindimensionales *Template* diese komplexen Vorgänge gut widerspiegeln kann.

An die Grenzen gelangte die 1D-Software hinsichtlich der **Kraftstoffspülung**. Hier war es nicht möglich, den Kraftstoff bei der Spülung durch eine eigene *Scavenging*-Kurve zu definieren. GT-Power® betrachtet den eingespritzten Kraftstoff, unabhängig von dem Einspritzort, als perfekt durchmischt und spült ihn anteilmäßig aus dem Zylinder. Eventuell bieten zukünftige Softwareversionen eine genauere Aufteilung an. Es zeigte sich, dass bei diesem Hochleistungszweitaktmotor ein Großteil der Gemischaufbereitung im Abgastrakt stattfindet und dann durch die Rückladewelle wieder zurück in den Brennraum gedrückt wird.

Die **Weiterentwicklung** des Modells Richtung Aufladung mit neuen Kanalgeometrien konnte nur durch Adaptierung der bestehenden Kanäle erfolgen, da zum Zeitpunkt der Arbeit keine neuen Konzepte bzw. Spülkurven vorhanden waren. Es konnten trotzdem die Rahmenbedingungen für das Gebläse und die *Airbox* definiert werden.

Die kurze Rechenzeit des eindimensionalen Modells ermöglichte die Simulation von umfangreichen DoE-Rechnungen. Hierbei konnten die Auswirkungen einzelner Parameter und deren Kombinationen miteinander festgestellt werden.

Durch die Aufladung bieten sich bei der Gestaltung der Kanalformen neue Möglichkeiten, wie seitliches Einblasen in den Zylinder. Dadurch können auch alternative **Gussverfahren**, wie Druckguss, in Betracht gezogen werden. Diese Untersuchungen können jedoch aufgrund des Umfangs nicht mehr Teil dieser Arbeit sein.



## 7 Verzeichnisse

### 7.1 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1-1: Schneeschlitten mit Zweitaktmotor - 593 E-TEC .....	1
Abbildung 1-2: Projektablauf bei der Erstellung eines eindimensionalen Simulationsmodells.	2
Abbildung 1-3: CAD Modell des 593 E-TEC.....	3
Abbildung 2-1: p-v-Diagramm des Zweitakt-Arbeitsprozesses [1] .....	6
Abbildung 2-2: Prinzipskizze Ladungswechsel eines Zweitaktmotors mit Membranventil [7]	8
Abbildung 2-3: Ladungswechsel im Referenzmotor .....	9
Abbildung 2-4: Steuerzeiten bei RAVE 0 und 4200 U/min.....	11
Abbildung 2-5: Steuerzeiten bei RAVE 1 und 6850 U/min.....	12
Abbildung 2-6: Steuerzeiten bei RAVE 3 und 8000 U/min.....	12
Abbildung 2-7: Vernetzung des 593 E-TEC im 3D CFD Simulationsprogramm Fire® .....	13
Abbildung 2-8: Spülungsarten bei Zweitaktmotoren: a Querspülung, b Längsspülung, c Umkehrspülung [2] .....	14
Abbildung 2-9: Idealisierte Spülverfahren:.....	15
Abbildung 2-10: Spülkurven verschiedener Spülverfahren: 1 Verdrängungsspülung, 2 Verdünnungsspülung, 3 Kurzschlusspülung [2].....	15
Abbildung 2-11: Spülkurve nach GT-Power® Definition.....	16
Abbildung 2-12: Spülkurve für GT-Power® aus der 3D Simulation in Fire® im fünften Zyklus bei 8200U/min.....	17
Abbildung 2-13: Spülkurve aus 1D-Simulation bei 5500 U/min.....	17
Abbildung 2-14: Spülkurvenvarianten für Untersuchung.....	18
Abbildung 2-15: Verhalten des Auslassmassenflusses über den Kurbelwinkel aufgrund unterschiedlicher Spülkurven.....	19
Abbildung 2-16: Vergleich links vorgegebene- und rechts resultierende- Spülkurve bei 8000 U/min.....	20
Abbildung 2-17: Zeitlich aufgelöste Spülkurve und Massenfluss über Auslass bei 8000 U/min .....	20
Abbildung 2-18: Zeitlich aufgelöstes Spülkurve und Massenfluss über Auslass bei 5500 U/min.....	21
Abbildung 2-19: Einzonenmodell mit Systemgrenze .....	23
Abbildung 2-20: a) Umsetzrate, b) Umsetzungsgeschwindigkeit über relative Brenndauer [2] .....	26
Abbildung 2-21: Eignungsübersicht der Rechenmethoden für unterschiedliche Modelle [GT-Power Manual] .....	28
Abbildung 2-22: Mittelpunktmethode des Runge-Kutta-Verfahren [3] .....	28
Abbildung 3-1: Prinzipskizze Strömungsprüfstand [4].....	30
Abbildung 3-2: Prinzipskizze der am Strömungsprüfstand durchströmten Drosselklappe .....	31

Abbildung 3-3	Prinzipskizze Carnotsche Stoßdifusor [5]	32
Abbildung 3-4	Prinzipskizze Bernoulli-Difusor [5]	33
Abbildung 3-5:	Umwandlung von kinetischer Energie in Druckenergie [5].	33
Abbildung 3-6:	GT-Power® Modell der Drosselklappe am virtuellen Strömungsprüfstand ..	34
Abbildung 3-7:	Messdaten vom Strömungsprüfstand bei konstantem Differenzdruck von 30 mbar.....	35
Abbildung 3-8:	Virtuelles Strömungsmodell ( <i>Flowbench</i> -Modell) der Überströmkanäle .....	36
Abbildung 3-9:	Durchflussskennzahl über Kurbelwinkel .....	37
Abbildung 3-10:	Kanalquerschnittsfläche über Kurbelwinkel.....	37
Abbildung 4-1:	CAD Modell des 593 E-TEC.....	38
Abbildung 4-2:	Übersichtskarte GT-Power® Modell.....	38
Abbildung 4-3:	<i>Airbox</i> des 593 E-TEC.....	39
Abbildung 4-4:	Drosselklappe des 593 E-TEC.....	39
Abbildung 4-5:	GT-Power® Modell Drosselklappe .....	40
Abbildung 4-6:	Durchflussskennwert der Drosselklappe über Drehwinkelposition .....	40
Abbildung 4-7:	Foto des Membranventils mit acht einzelnen Blättchen.....	41
Abbildung 4-8:	Verlauf des Durchflussskennwertes über Druckdifferenz .....	42
Abbildung 4-9:	Prinzipskizze des GT-Power® Tellerventil-Modell .....	42
Abbildung 4-10:	Biegebalkenmodell mit Streckenlast .....	43
Abbildung 4-11:	CAD-Modell des Membranventils .....	43
Abbildung 4-12:	Fläche eines Blättchens.....	43
Abbildung 4-13:	Druckkurvenvergleich vor dem Membranventil .....	44
Abbildung 4-14:	Druckkurvenvergleich vor der Membranventil >1 bar.....	45
Abbildung 4-15:	Negativ der Überströmkanäle .....	46
Abbildung 4-16:	Unterteilung der Kanäle.....	46
Abbildung 4-17:	Vereinfachung eines Kanalabschnitts durch ein gekrümmtes Rohr .....	46
Abbildung 4-18:	Diskretisierte Überströmkanäle .....	47
Abbildung 4-19:	Kanäle + <i>Reedvalve</i> (Negativ) .....	47
Abbildung 4-20:	Gesamtes Strömungsvolumen (Negativ) .....	47
Abbildung 4-21:	eingespritzter Kraftstoff über Drehzahl .....	48
Abbildung 4-22:	Plot der Pulsweite und des Nadelhubs.....	49
Abbildung 4-23:	593 ECU Injektor.....	49
Abbildung 4-24:	Parameter für die Einspritzrate .....	49
Abbildung 4-25:	Parameter für den Einspritzzeitpunkt .....	50
Abbildung 4-26:	CAD Modell des Krümmers .....	51
Abbildung 4-27:	Unterteiltes Krümmermodell .....	51

Abbildung 4-28: CAD Modell des Resonanzrohres .....	51
Abbildung 4-29: unterteiltes Resonanzrohr .....	51
Abbildung 4-30: CAD Modell des Endtopfes.....	52
Abbildung 4-31: Unterteilung Endtopf .....	52
Abbildung 4-32: Schnitt durch das RAVE System.....	53
Abbildung 4-33: RAVE-Steuerung im GT-Power® Modell .....	54
Abbildung 4-34: Auslassquerschnittsfläche abhängig von der Kurbelwinkel .....	54
Abbildung 4-35: Durchflusskennwerte abhängig von der Ventilöffnungsfläche .....	55
Abbildung 4-36: Korrektur der unterschiedlichen Querschnittsflächen über den Durchflusskennwert mittels eines <i>Flow-Area-Multiplier</i> .....	56
Abbildung 4-38: Sensorpositionen am Motor.....	58
Abbildung 4-38: Sensorpositionen in der Abgasbirne .....	58
Abbildung 4-39: Vergleich der Luftmassen.....	59
Abbildung 4-40: Drehzahlabhängige RAVE-Position: a) original    b) modifiziert .....	60
Abbildung 4-41: Luftaufwand bei RAVE-Untersuchung .....	61
Abbildung 4-42: Liefergrad bei RAVE-Untersuchung.....	62
Abbildung 4-43: Wärmeübergangszahlabhängige Temperaturverläufe im Abgastrakt; oben Sensorposition T31; unten Sensorposition T41 .....	63
Abbildung 4-44: Wärmeübergangszahlabhängige Temperaturverläufe im Abgastrakt; Sensorposition T51.....	64
Abbildung 4-45: Wärmeübergangszahlabhängige Luftmasse .....	65
Abbildung 4-46: Temperaturen im Krümmer abhängig vom Einspritzzeitpunkt .....	65
Abbildung 4-47: Eingespritzte Kraftstoffmasse.....	66
Abbildung 4-48: Druckverlust der Abgasbirne.....	67
Abbildung 4-49: Abgasbirnen-Aufbau Ausgangsbasis.....	67
Abbildung 4-50: Nach Version A diskretisierte Abgasbirne .....	68
Abbildung 4-51: Durch kleine Volumina diskretisierte Abgasbirne .....	68
Abbildung 4-52: Karte der zusammenhängenden Volumina.....	68
Abbildung 4-53: Mit Druckverlust beaufschlagte Abgasbirne .....	69
Abbildung 4-54: Druckverlustparameter in Abhängigkeit vom Massenstrom .....	69
Abbildung 4-55: Luftmasse bei unterschiedlichen Abgasbirnenvarianten .....	69
Abbildung 4-56: <i>IMEP</i> unterschiedlicher Abgasbirnenvarianten.....	70
Abbildung 4-57: oben: Zylinderdruckverlauf bei 8000 U/min unten: Druckverlauf vor dem Membranventil bei 8000 U/min .....	71
Abbildung 4-58: oben: Druckverlauf im Kurbelgehäuse bei 8000 U/min unten: Druckverlauf im Krümmer bei 8000 U/min .....	72
Abbildung 4-59: oben: Zylinderdruckverlauf bei 5000 U/min unten: Druckverlauf vor dem Membranventil bei 5000 U/min .....	73

Abbildung 4-60: oben: Druckverlauf im Kurbelgehäuse bei 5000 U/min unten: Druckverlauf im Krümmer bei 5000 U/min .....	74
Abbildung 4-61: oben: Zylinderdruckverlauf bei 2500 U/min unten: Druckverlauf vor dem Membranventil bei 2500 U/min .....	75
Abbildung 4-62: oben: Druckverlauf im Kurbelgehäuse bei 2500 U/min unten: Druckverlauf im Krümmer bei 2500 U/min .....	76
Abbildung 4-63: Transientes Drosselklappenprofil .....	77
Abbildung 4-64: Lastschlag Ref.-Motor, 593 E-TEC.....	78
Abbildung 5-1: Projektablauf der Variationsrechnung .....	79
Abbildung 5-2: Auswirkung der Parameter auf die Zielgrößen.....	80
Abbildung 5-3: Referenzmodell.....	81
Abbildung 5-4: Modellumbau: Ansaugambiente .....	81
Abbildung 5-5: Aufteilung des Volumens in Verzweigungen und Rohre .....	82
Abbildung 5-6: Variables Ansaugvolumen modelliert in GT-Power® .....	82
Abbildung 5-7: Verschließen der Kurbelgehäusekanäle: links: GT-Modell .....	83
Abbildung 5-8: Vorgehensweise bei der Variantenrechnung .....	84
Abbildung 5-9: Variationsrechnung: indizierter Mitteldruck .....	85
Abbildung 5-10: Abhängigkeiten des <i>IMEP</i> bei 8000 U/min ermittelt aus einer <i>DoE</i> -Rechnung.....	86
Abbildung 5-11: Fanggrad bei 8000 U/min ermittelt aus einer <i>DoE</i> -Rechnung .....	86
Abbildung 5-12: <i>DoE-Solve</i> ; oben: auf <i>IMEP</i> optimiert; unten: bei einem vorgegebenen Volumen von 1,8 l.....	87
Abbildung 5-13: Drehzahlkennfeld der Kompressors bei 350m und 3000m ü. d. Meereshöhe .....	89
Abbildung 5-14: <i>DoE</i> -Ergebnisse des Kompressors mit variabler Drehzahl und fixierter Einspritzmenge.....	90
Abbildung 5-15: maximale und angepasste indizierte Mitteldruckkurve im Vergleich zum Referenzmotor.....	90
Abbildung 5-16: Maximale und angepasste Luftmassenkurve im Vergleich zum Referenzmotor.....	91
Abbildung 5-17: Restgasanteil der Voll- und Teillastsimulation des Referenzmotors.....	91
Abbildung 5-18: Restgasanteil im Leerlauf abhängig von der Kompressordrehzahl und der Drosselklappenöffnung .....	92
Abbildung 5-19: Verhalten bei unterschiedlicher Teillastdrosselklappenstellung Motordrehzahl = 4000 U/min, Kompressordrehzahl = 10000 U/min.....	93
Abbildung 5-20: Lastschlag bei 4000 U/min mit Kompressoraufladung .....	94
Abbildung 5-21: Lastschlag bei 6000 U/min mit Kompressoraufladung .....	94

## 7.2 Tabellenverzeichnis

Tabelle 1-1: Kenndaten des simulierten Motors .....	3
Tabelle 4-1: Eingabedaten für das Blättchenmodell .....	44
Tabelle 4-2: Ermittlung des Kompressionsverhältnisses .....	48
Tabelle 4-3: Start der Einspritzung (SOI) in Abhängigkeit der Drehzahl des realen Motors ..	50
Tabelle 4-4: Volllast-Messwerte des 593 E-TEC, ermittelt am Motorprüfstand an der TU Graz .....	57
Tabelle 4-5: Teillast-Messwerte des 593 E-TEC, ermittelt am Motorprüfstand an der TU Graz .....	57
Tabelle 4-6: Wärmeübergangszahlen im Abgastrakt .....	62
Tabelle 5-1: Korrigierte Massenströme.....	88

## 7.3 Literaturverzeichnis

- [1] J. Stoffregen, Motorradtechnik, Grundlagen und Konzepte von Motor, Antrieb und Fahrwerk, 8. Auflage, Wiesbaden: Springer Vieweg, 2012.
- [2] R. Pischinger, M. Klell und T. Sams, Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine, 3. Auflage, Springer Wien, 2009.
- [3] W. Sanz, „Computational Fluid Dynamics,“ 2013.
- [4] F. Winkler, „Laborübung MOTOR und UMWELT,“ Technische Universität Graz, 2015.
- [5] C. Baumgarten und G. Merker, Fluid- und Wärmetransport Strömungslehre, Teubner B. G. GmbH, 2000.
- [6] D. Anupam, „Development of a Reed Valve Modell for Engines Simulations for Two-Stroke Engines,“ SAE International, Detroit, Michigan, 2004.
- [7] F. Winkler, „Untersuchungen zur Reduktion von Spülverlusten bei kleinvolumigen Zweitaktmotoren,“ Technische Universität Graz, 2009.