

# Diplomarbeit



## Optimierung von Verbrennung und Ladungswechsel von Großgasmotoren mittels Simulation

### **Verfasser**

Martin Mühlberger

### **eingereicht am**

Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik  
der Technischen Universität Graz

Vorstand: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder

### **Betreuer:**

Ao. Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Andreas Wimmer

Dipl.-Ing. Dr. techn. Gerhard Pirker

Einreichdatum: 09.05.2013

Deutsche Fassung:  
Beschluss der Curricula-Kommission für Bachelor-, Master- und Diplomstudien vom 10.11.2008  
Genehmigung des Senates am 1.12.2008

## EIDESSTÄTLICHE 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 entnommene Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am .....

.....  
(Unterschrift)

Englische Fassung:

## STATUTORY DECLARATION

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 marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

.....  
date

.....  
(signature)

## Vorwort

Diese Arbeit wurde am Large Engine Competence Center an der Technischen Universität in Graz erstellt.

Ganz besonders Bedanken möchte ich mich bei Herrn Dr. Gerhard Pirker, meinem Betreuer, für die tatkräftige Mitwirkung bei der Erstellung meiner Diplomarbeit.

Ein weiterer großer Dank gilt meinem betreuenden Professor Herrn Prof. Dr. Andreas Wimmer, der mich während meiner Diplomarbeit umfangreich unterstützt und die Ressourcen zur Verfügung gestellt hat.

Ein weiterer Dank gilt Herrn Dipl.-Ing. Markus Krenn für die Anpassung des Brennverlaufsmodells.

Herrn Dr. Franz Chmela möchte ich für diverse Tipps und das Korrekturlesen der Arbeit danken.

Weiters möchte ich mich bei allen Kollegen bedanken, die mich in diversen Gesprächen auf neue Ideen gebracht haben.

Auch möchte ich mich im Besonderen bei meinen Eltern bedanken, die mich während des Studiums laufend unterstützt haben.

# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Kurzfassung</b>	<b>1</b>
<b>2</b>	<b>Abstract</b>	<b>2</b>
<b>3</b>	<b>Einleitung</b>	<b>3</b>
3.1	Ziel . . . . .	3
3.2	Vorgehensweise . . . . .	3
<b>4</b>	<b>Grundlagen</b>	<b>5</b>
4.1	Statistische Versuchsplanung . . . . .	5
4.1.1	Motivation - Einleitung . . . . .	5
4.1.2	Versuchspläne . . . . .	8
4.1.3	DoE Kenngrößen . . . . .	9
4.1.4	Modellordnungen . . . . .	13
4.2	Verlustteilung . . . . .	14
4.2.1	Verlust durch reale Ladung . . . . .	14
4.2.2	Verlust durch unvollkommene Verbrennung . . . . .	15
4.2.3	Verlust durch realen Verbrennungsablauf . . . . .	15
4.2.4	Verlust durch Wandwärmeübergang . . . . .	16
4.2.5	Verlust durch Leckage . . . . .	17
4.2.6	Verluste durch Überströmen . . . . .	17
4.2.7	Verlust durch realen Ladungswechsel . . . . .	18
4.3	1D Modell . . . . .	19
4.4	Brennverlaufsmodell . . . . .	20
4.4.1	Vibe Brennverlauf Grundbegriffe . . . . .	20
4.4.2	Weiterentwicklung Brennratenmodell . . . . .	22
4.4.3	Umsetzungsgrad . . . . .	23
4.5	Modell für Stickoxidemissionen . . . . .	23
4.5.1	Verwendete Gleichungen . . . . .	23
4.5.2	Bestimmung der Faktoren . . . . .	24
4.5.3	Umrechnung auf Normzustand . . . . .	24
4.6	Turbolader und Verdichter . . . . .	25
4.6.1	Aufladegruppe . . . . .	25
4.6.2	Kennfelder der Strömungsmaschinen . . . . .	28
4.6.3	Reduzierter Massenstrom . . . . .	29
<b>5</b>	<b>Modellaufbau</b>	<b>32</b>
5.1	Randbedingungen . . . . .	33
5.1.1	Wärmeübergang . . . . .	33
5.1.2	Methanzahl . . . . .	33
5.1.3	Luftfeuchtigkeit . . . . .	33
5.1.4	Luftverhältnis . . . . .	33
5.1.5	Heizwert . . . . .	34
5.1.6	Temperatur nach Ladeluftkühler . . . . .	35
5.1.7	Aufladegruppe . . . . .	35
5.2	Regelungsdarstellung . . . . .	37
5.2.1	Regelbausteine . . . . .	37

5.2.2	Regelung des Mitteldrucks des Gesamtmotors . . . . .	40
5.2.3	Regelung des Luftverhältnisses . . . . .	42
5.2.4	Regelung des Spitzendrucks der einzelnen Zylinder . . . . .	43
5.2.5	Regelung der Umblasereserve . . . . .	44
5.2.6	Regelung des Wirkungsgrades der Aufladegruppe . . . . .	48
5.2.7	Regelung der Stickoxidemissionen . . . . .	49
5.3	Vergleich zwischen Messung und Rechnung . . . . .	50
5.3.1	Einzelzylindervergleich . . . . .	50
5.3.2	Vollmotorvergleich . . . . .	52
<b>6</b>	<b>Simulation</b> . . . . .	<b>53</b>
6.1	Versuchsplan . . . . .	54
6.2	Modellbildung . . . . .	56
<b>7</b>	<b>Ergebnisse</b> . . . . .	<b>59</b>
7.1	Ergebnisse des Modells . . . . .	59
7.2	Ergebnisse der Nachberechnung . . . . .	63
<b>8</b>	<b>Zusammenfassung</b> . . . . .	<b>71</b>
8.1	Ergebnisse . . . . .	71
8.2	Methodik . . . . .	71
	<b>Abbildungsverzeichnis</b> . . . . .	<b>74</b>
	<b>Tabellenverzeichnis</b> . . . . .	<b>75</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b> . . . . .	<b>76</b>

# 1 Kurzfassung

Vom Wettbewerbsvorteil und Umweltgedanken getrieben, wird ständig und mit großem Einsatz versucht, den Wirkungsgrad und damit den Kraftstoffverbrauch von Verbrennungsmotoren zu verbessern. Dabei hat der Entwickler eine Vielzahl an Einflussgrößen aufeinander abzustimmen.

Diese Arbeit behandelt eine Vorgehensweise, mit deren Hilfe auch mehrere Einflussgrößen gleichzeitig optimiert werden können und dabei auch die Wechselwirkungen zwischen den einzelnen Größen aufgezeigt werden. Das Modell berücksichtigt dabei den Ladungswechsel mittels 1D-Ladungswechselsimulation sowie eine zylinderselektive empirisch ermittelte Brennrate abhängig vom Ladungszustand des jeweiligen Zylinders.

Um mehrere Parameter gleichzeitig optimieren zu können, muss im Vorfeld das Verhalten des gesamten Motors mathematisch abgebildet werden. Dazu werden verschiedene Betriebszustände simuliert und die Eingangsparameter sowie die Ergebnisse tabellarisiert. Anschließend werden Funktionale gesucht, die die Werte in der Tabelle ebenso wiedergeben. Damit stehen mathematische Funktionen zur Verfügung, die den Motor nicht nur in einigen diskreten Betriebszuständen beschreiben, sondern auch zwischen diesen Punkten interpolierte Ergebnisse ausgeben.

Im Anschluss können diese Funktionen mit Hilfe der Mathematik analysiert werden. Beispielsweise wird für die Funktion des Wirkungsgrades ein Maximum gesucht und gleichzeitig der Wert der Funktion für die Stickoxide auf ein Maximum beschränkt.

Diese Vorgehensweise ist auch unter dem Begriff *statistische Versuchsplanung* verbreitet. Die Versuche werden hier durch Simulationen ersetzt.

Einen Großteil der Arbeit nimmt die Erstellung des Simulationsmodells und die Durchführung der Simulationen in Anspruch. Die dadurch gewonnene Datenbasis kann aber für sehr viele und unterschiedliche Fragestellungen verwendet werden. Auch viele im Nachhinein auftretende Fragen können ohne erneute Simulation aus den bereits vorhandenen Daten beantwortet werden. Beispielsweise erhält man nach einer Änderung der maximalen Stickoxidemission bei der Suche nach dem Optimum sofort die neuen Motorbetriebsparameter.

Die so erhaltenen Optima sind Ergebnisse des mathematischen Modells. Um genauere Untersuchungen, wie zum Beispiel eine Verlustanalyse, durchführen zu können, muss jedes Optimum nochmals mittels einer Simulation bestätigt werden.

In dieser Arbeit wurde auch der Bereich um das Optimum untersucht, um das Verhalten der einzelnen Verluste in Diagrammen darstellen zu können. Anhand dieser Aufschlüsselung der Verluste und des Verhaltens im Bereich um das Optimum können weitere Entwicklungsschritte überlegt werden.

## 2 Abstract

Driven by competitive advantage and environmental considerations, researchers are continually making great efforts to improve the efficiency and thereby the fuel consumption of internal combustion engines. A multitude of parameters must be adjusted to each other.

This thesis deals with a procedure which helps to optimize many parameters simultaneously and to demonstrate the interactions between the individual parameters. The model takes into account gas exchange using 1D engine cycle simulation and a rate of heat release specific to the cylinder which is determined empirically depending on the charge of the cylinder in question.

When optimizing several parameters simultaneously, the behavior of the entire engine must first be described mathematically. Next, different states of operation are simulated and both the input parameters and the results are tabulated. Finally, functionals are sought which also reproduce the values in the table. Mathematical functions are available that describe not only the engine in several discrete states of operation but also results interpolated between these points.

Afterwards, these functions can be analyzed with mathematics. For example, a maximum value is sought for the function of efficiency and simultaneously the value of the function for nitrogen oxide is limited to a maximum value.

This procedure is also commonly known as design of experiments. In this case, the experiments are replaced by simulation.

The majority of this thesis is devoted to the creation of a simulation model and the carrying out of simulation. The database obtained in this way can be used to solve many different problems. Many questions that arise later can be answered using this existing data without the need for more simulation. For example, when searching for the optimal value, a change in the maximum amount of nitrogen oxide immediately yields the new engine operating parameters.

The optimal values obtained in this way are results from the mathematical model. To conduct more precise investigations, for example a loss analysis, each optimal value must be confirmed again by simulation.

This thesis also investigated the area around the optimal value in order to describe the behavior of the individual losses in diagrams. This breakdown of the losses and the behavior in the area of the optimal value helps to determine which further developmental steps are necessary.

## 3 Einleitung

Um bei Verbrennungskraftmaschinen einen hohen Wirkungsgrad zu erreichen, ist es wichtig, den Kraftstoff bei möglichst hoher Temperatur umzusetzen. Dabei entstehen aber unweigerlich hohe Stickoxidemissionen. Da die Stickoxide umweltbelastend sind, werden diese streng reglementiert. Der Entwickler versucht jetzt, diese Stickoxidgrenzwerte einzuhalten und gleichzeitig den Wirkungsgrad, mit dem auch der Verbrauch und die Wirtschaftlichkeit des Motors einhergehen, zu steigern.

Aufgrund der Tätigkeiten der letzten Jahre erfüllt der Großgasmotor mit Vorkammer diese Forderungen sehr gut und erreicht bereits bessere Wirkungsgrade als der Großdieselmotor [1].

### 3.1 Ziel

Ziel ist es, ein mathematisches Modell vom Verhalten des Motors zu entwickeln, welches auf 1D-Ladungswechselsimulationen beruht. Dabei wird ein empirisches zylinderselektives Brennverlaufsmodell verwendet, welches auf die sich ändernden Ladungszustände im Zylinder reagiert. Durch das so erhaltene mathematische Modell soll es möglich sein, die Einstellparameter des Motors für den maximalen Wirkungsgrad unter Einhaltung bestimmter Randbedingungen, wie Stickoxidemissionen, zu erhalten.

Für diese Aufgabe gibt es ein Vielzahl an Einflussgrößen, von denen der Wirkungsgrad abhängig ist, zur Auswahl. Zuerst müssen die wichtigsten dieser Parameter ermittelt werden. Anschließend werden Simulationen geplant, in denen diese Parameter variiert werden, um ein Modell vom Verhalten des Motors erstellen zu können.

Nach der Bestimmung des Optimums mit Hilfe des so erhaltenen Modells sollen die einzelnen Verluste ausgehend vom vollkommenen Motor dargestellt werden. Dieses Vorgehen wird für verschiedene Randbedingungen wiederholt, um den Einfluss auf den Wirkungsgrad aufzuzeigen.

### 3.2 Vorgehensweise

Zunächst wurden die Motorbetriebsparameter ausgewählt, von denen das Modell abhängig sein soll. Dabei wurden vor allem Einflussgrößen herangezogen, die untereinander eine starke Wechselwirkung zu haben scheinen beziehungsweise am Prüfstand nur mit großem Aufwand variiert werden können. Die Anzahl der zu wählenden Parameter ist durch die später durchzuführende Modellbildung begrenzt. In dieser Arbeit werden fünf Einflussgrößen untersucht. Nach der Bestimmung der zu variiierenden Randbedingungen müssen die restlichen konstant gehalten werden.

Damit sind die Eingangsgrößen für die Simulation definiert. Die Abstufung der zu variiierenden Größen wurde so gestaltet, dass für die anschließende Modellbildung genügend Rechenpunkte vorhanden sind.

Aufgrund der vielen Rechenpunkte wurde großer Wert auf eine zuverlässige Regelstrategie in der Simulation gelegt. Rechnungen, die nicht konvergieren, müssen bei der Auswertung sofort erkannt werden, um nicht versehentlich zur Modellbildung verwendet zu werden.

Stehen die Datenpunkte zur Verfügung, muss noch entschieden werden, welche Punkte in welches Modell einfließen sollen. In dieser Arbeit wurde ein Modell für  $500 \frac{mg}{m^3}$  und eines für  $200 \frac{mg}{m^3}$  Stickoxidemission erstellt. Die verwendeten Modellordnungen wurden bereits bei der Erstellung der Simulationspläne vordefiniert. Die Wahl einer geringeren Ordnung ist im Nachhinein jedoch



möglich.

Nach der Bestimmung des Optimums wurde auch ein eingeschränkter Bereich um dieses Optimum untersucht. Dadurch erhält man Verläufe der einzelnen Größen wie Temperatur und Wirkungsgrad. An den Gradienten dieser Verläufe kann die Sensibilität des Optimums bezüglich der Eingangsparameter bestimmt werden.

Alle diese Punkte stammen bis zu diesem Zeitpunkt aus der statistischen Versuchsplanung (DoE). Der nächste Schritt ist die Bestätigung dieser Werte mittels erneuter Simulation. Im Vergleich der Werte aus dem DoE Modell mit den Ergebnissen der 1D-Simulation kann die Güte des DoE Modells festgestellt werden.

Anschließend wird mit den Daten der erneuten Simulation eine Verlustanalyse durchgeführt, die wiederum im Bereich des Optimums dargestellt wird. Hier sind die theoretisch noch vermeidbaren Einzelverluste dargestellt. Zusätzlich kann am Gradient dieser Verläufe die Sensibilität der einzelnen Verluste bezüglich der Eingangsparameter abgelesen werden. Dies kann als Grundlage für die Entscheidung weiterer Entwicklungsschritte herangezogen werden.

Die Gliederung der Arbeit folgt den oben beschriebenen durchzuführenden Tätigkeiten. Beginnend mit einem Grundlagenkapitel über die statistische Versuchsplanung, der Verlustteilung sowie Inhalten der Simulation wird anschließend der 1D-Modellaufbau genauer beschrieben. Wichtig dabei sind vor allem die verwendeten Randbedingungen und mit welchen Regeleinriffen diese eingehalten werden. Dieses Modell wurde dann mit einigen Messpunkten verglichen und abgestimmt.

Als nächster Schritt folgt die Festlegung der zu simulierenden Betriebszustände sowie die eigentliche Simulation, mit der die Datenbasis erstellt wird.

Nach der Modellbildung, der Optimumssuche und der Bestätigung der Optima mittels erneuter Simulation können die Wirkungsgrade und die einzelnen Verluste der verschiedenen Betriebspunkte in Diagrammen dargestellt werden.

## 4 Grundlagen

Zum besseren Verständnis werden in diesem Abschnitt einige Grundlagen und Hintergrundinformationen aufgefrischt. Dazu werden Begriffe zum Thema statistische Versuchsplanung (DoE) behandelt. Anschließend wird die später verwendete Methode der Verlustteilung näher besprochen. Nachdem GT-Power ein eindimensionales Rechenprogramm ist, wird kurz auf die verwendeten Gleichungen und die Courant Zahl eingegangen. In das GT-Power wurde ein Brennverlaufsmodell mit Vibe Grundfunktionen implementiert. Um dieses Modell verstehen zu können, sind die Grundbegriffe dieser Vibe Funktion wichtig. In dieser Implementierung ist auch ein Stickoxidrechenprogramm eingebunden, das im Anschluss behandelt wird. Nachdem ein Optimum auch maßgeblich vom Ladungswechsel bestimmt wird, werden zum Abschluss noch zwei Verdichterkennfelder beschrieben, die im GT-Power Modell arbeiten.

### 4.1 Statistische Versuchsplanung

[2] Der Ausdruck "statistische Versuchsplanung" ist vom englischen Begriff "Design of Experiments" abgeleitet. Hinter diesem Ausdruck verbirgt sich eine Methode, um mit vertretbarem Aufwand aus Versuchen Metamodelle erstellen zu können. Dadurch können Zusammenhänge besser erkannt werden. Bereits um 1920 hatte Sir Ronald A. Fischer diese Methode zum Optimieren seines Ernteertrages verwendet. Heute wird diese Methode überall dort eingesetzt, wo sehr viele Einflussparameter gleichzeitig variiert werden müssen und zwischen den einzelnen Parametern Wechselwirkungen bestehen.

Grundsätzlich besteht dieser Prozess aus folgenden Elementen:

- Aufgabendefinition
- Versuchsplan
- Versuchsdurchführung
- Modellbildung
- Optimierung
- Verifikation

Im Folgendem wird auf die prinzipielle Vorgehensweise eingegangen um einen Überblick zur Methodik zu erhalten. Ein durchgängiges Beispiel folgt dann in der Auswertung.

#### 4.1.1 Motivation - Einleitung

Die Design of Experiments - Methode (DoE) wurde zu Beginn vor allem bei Versuchen eingesetzt.

Die Versuchsträger sind meist Prototypen und sehr kostenintensiv. Weiters unterliegt der Versuchsträger auch einem gewissen Verschleiß. Daher war es Ziel, die Anzahl der benötigten Versuche auf ein Minimum zu reduzieren. Dieser Gedanke lässt sich auch auf Simulationsrechnungen anwenden.

Der Trend der Technik geht zu immer stärker integrierten Gesamtsystemen. Damit steigt auch die Anzahl der frei wählbaren Parameter für das System stark an. Die konventionelle Suche nach dem Optimum ist dann praktisch nicht mehr durchführbar. Weiters erhält man bei einer "one Factor at a time" Optimierung nur ein Optimum ausgehend vom Startpunkt. Das Endergebnis ist also wie in Abbildung 4.1 gezeigt vom Startpunkt abhängig und wird nicht global ermittelt.

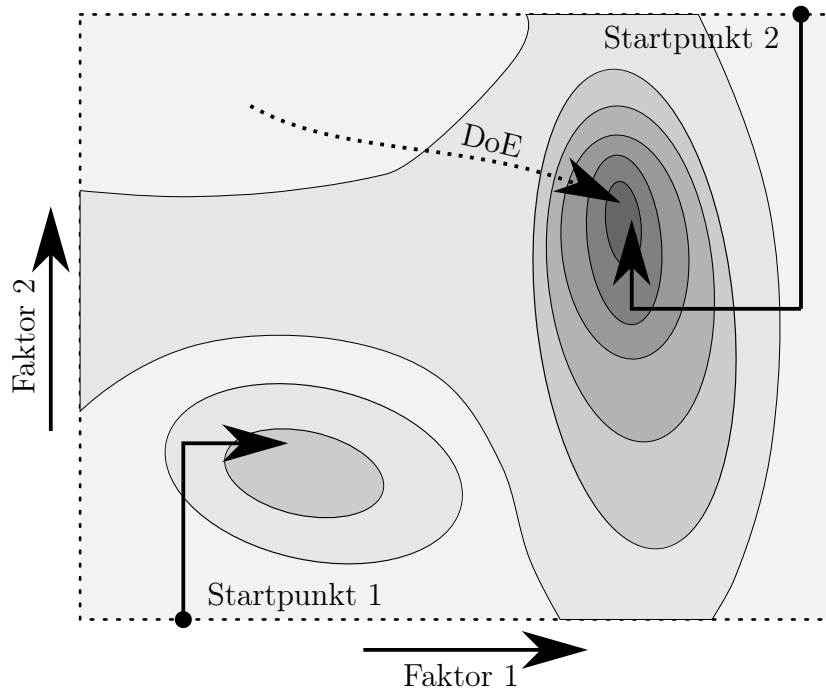


Abbildung 4.1: Konventionelle Methode vgl. DoE

Bei der DoE Methode wird zuerst das ganze Feld mathematisch beschrieben und im Anschluss ein globales Optimum gesucht.

Dazu muss im Vorfeld die Ordnung des mathematischen Ansatzes festgelegt werden. Sehr häufig wird ein Polynom zweiter Ordnung wie Gleichung 4.1 verwendet. Dabei sind  $X_1, X_2$  die beiden Faktoren (Freiheitsgrade) und  $a_0, a_1, a_2, b_1, b_2, c_1$  die Koeffizienten die aus der Messung (oder Rechnung) zu bestimmen sind.

$$Y = a_0 + a_1 \cdot X_1 + a_2 \cdot X_1^2 + b_1 \cdot X_2 + b_2 \cdot X_2^2 + c_1 \cdot X_1 \cdot X_2 \quad (4.1)$$

Ist nicht sicher, ob ein quadratisches Polynom ausreicht, muss ein Ansatz höherer Ordnung gewählt werden. Die Ordnung des Ansatzes mit der Anzahl der Faktoren bestimmt die Anzahl der benötigten Mess- bzw. Versuchspunkte. Die gewählte Ordnung darf nach Durchführung der Versuche bzw. Simulationen verringert, aber auf keinen Fall erhöht werden.

Ein weiterer Vorteil des DoE Systems liegt in der Anwendung der Statistik. Dazu wird typischerweise ein Wiederholpunkt im Versuchsplan eingebaut, der zwischen den restlichen Punkten immer wieder mal angefahren wird.

Durch zusätzliche Punkte kann auch ein Vertrauensintervall angegeben werden, in dem der wahre Wert mit einer gewissen Sicherheit liegt. Üblicherweise werden hier 95% verwendet. Das bedeutet, dass das Modell mit 95%-iger Wahrscheinlichkeit in diesem Bereich liegt.

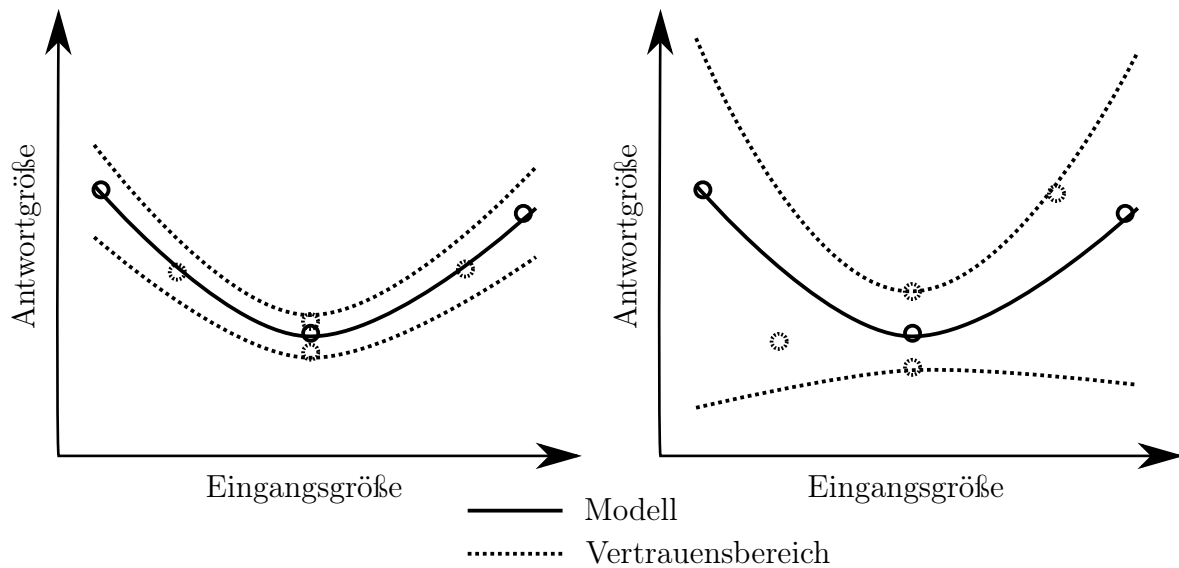


Abbildung 4.2: Vertrauensbereich eines Modells

In Abbildung 4.2 ist einerseits die Aufweitung des Vertrauensbereiches durch die größere Wiederholpunktstreuung (mittlere Punkte) ersichtlich. Das kann von einem fehlerhaften Prüfstandsystem oder unberücksichtigten Einflussgrößen kommen. Bei einer Simulationsaufgabe ist die Streuung immer gleich Null.

Andererseits ist die Aufweitung auch durch die beiden zusätzlichen Punkte zu erklären, die weit vom Modell weg liegen. Sieht der Vertrauensbereich aus wie in der rechten Abbildung, kann keine Vorhersage mehr getroffen werden.

Üblicherweise werden ungefähr 50% mehr Punkte gemessen als mathematisch für die Modellbildung gebraucht werden.

Interessant ist auch das Verhalten des Modells außerhalb des Versuchsraumes. Hier stellt sich die Frage wie weit man extrapolieren darf, ohne einen zu großen Fehler zu machen.

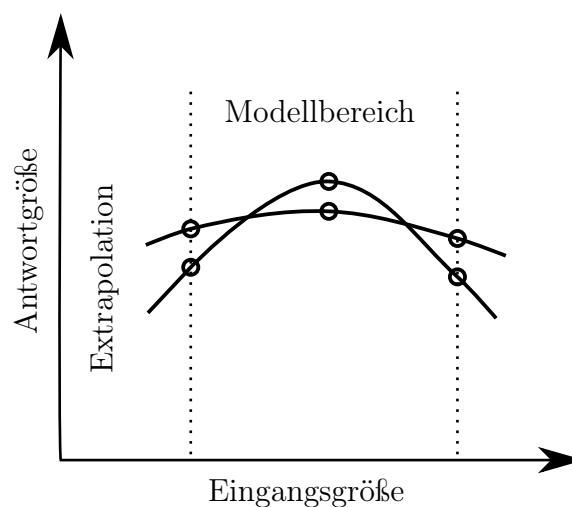


Abbildung 4.3: Extrapolation

In Abbildung 4.3 sind durch die vorhandenen sechs Messpunkte zwei Modelle gelegt. Man sieht, dass innerhalb des Modellbereichs der Abstand zwischen den beiden Linien immer kleiner ist als die Streuung der Punkte. Im Extrapolationsbereich vergrößert sich dieser Abstand. Als

Faustregel gilt, dass man sich nicht weiter als 10% des Modellbereiches von diesem entfernen sollte. Bei einem Modell höherer Ordnung (sprich ab Ordnung 3) sollte überhaupt nicht mehr extrapoliert werden.

#### 4.1.2 Versuchspläne

Im Versuchsplan stehen die zu untersuchenden Punkte. Ziel ist es, mit möglichst wenig Punkten im Anschluss ein gutes Modell zu erhalten. In diesem Abschnitt werden die Pläne "vollfaktoriell" und "D-optimal" näher beschrieben. In der Literatur finden sich noch viele weitere Versuchspläne.

Der "D-optimale" Versuchsplan wurde für die Erstellung des Brennratenmodells und der "vollfaktorielle" Versuchsplan für die Modellierung des Wirkungsgradoptimums herangezogen.

#### Vollfaktorieller Versuchsplan

Beim vollfaktoriellen Versuchsplan wird jeder Parameter in Faktorstufen unterteilt. Es ist jeder Eckpunkt abgebildet. Die Versuchsanzahl steigt mit steigender Anzahl von Faktoren oder Stufen sehr stark an. Ab 5 Faktoren mit 3 Stufen ist dieser Ansatz bereits sehr aufwendig. Die Anzahl der Versuche ergibt sich aus:

$$n_{\text{Versuche}} = n_{\text{Stufen}}^{n_{\text{Faktoren}}} \quad (4.2)$$

Damit ergibt sich bei 3 Stufen mit 5 Faktoren  $3^5 = 243$  Versuche. Bei 4 Stufen würde die Anzahl auf 1024 Versuche steigen.

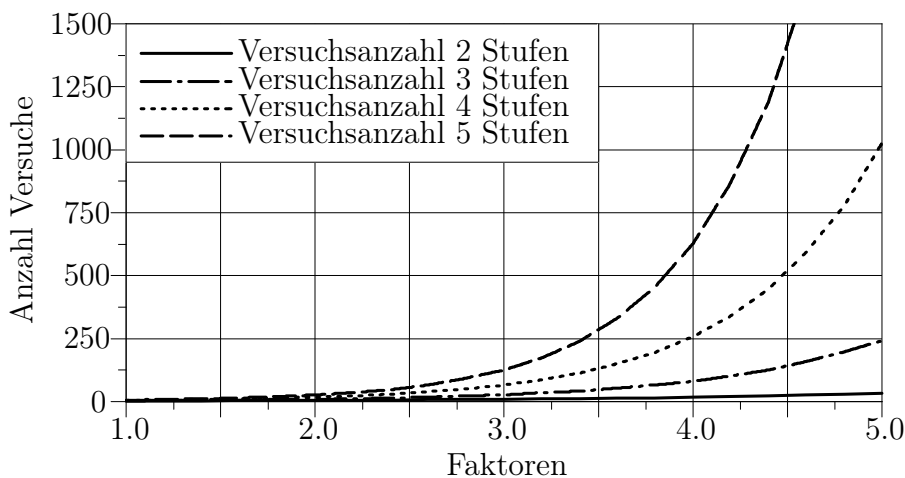


Abbildung 4.4: Versuchsanzahl

Aus Abbildung 4.4 ist erkennbar, dass ab einer gewissen Anzahl an Faktoren und Stufen der vollfaktorielle Versuchsplan nicht mehr sinnvoll ist.

Aus diesem Grund gibt es weitere Versuchspläne, die im wesentlichen die Aufgabe haben, die Anzahl der Versuche zu minimieren und dabei noch ein zuverlässiges Modell zu erhalten.

Ein solcher Versuchsplan ist der D-optimale Plan, der von dem Vollfaktoriellen abgeleitet ist.

#### D-optimaler Versuchsplan

Der D-optimale Versuchsplan hat die Vorteile, dass der Versuchsraum beliebig sein kann. Es können Punkte vorgegeben werden, die auf jeden Fall in das Modell mit einfließen. Weiters kann für jede Richtung (Eingangsgrößen) eine andere Modellordnung gewählt werden. Damit

lässt sich die Punkteanzahl weiter reduzieren.

[3] Grundsätzlich wird auch beim vollfaktoriellen Versuchsplan folgende Gleichung angesetzt:

$$\mathbf{y} = \mathbf{X}\mathbf{c} + \boldsymbol{\epsilon} \quad (4.3)$$

Dabei ist  $\boldsymbol{\epsilon}$  der Restfehler der minimiert werden muss. Der Vektor  $\mathbf{y}$  bildet die Ergebnisse der Versuche ab. Die Matrix  $\mathbf{X}$  beinhaltet die Modellterme die sich durch den Ansatz ergeben. In  $\mathbf{c}$  befinden sich die gesuchten Modellkonstanten. Für die Bestimmung der Konstanten wird der Fehler Epsilon gleich Null gesetzt und die restliche Gleichung umgeformt:

$$\begin{aligned} \mathbf{y} = \mathbf{X}\mathbf{c} + \boldsymbol{\epsilon} & \quad / \cdot \mathbf{X}' \\ \mathbf{X}'\mathbf{y} = (\mathbf{X}'\mathbf{X})\mathbf{c} & \quad / \cdot (\mathbf{X}'\mathbf{X})^{-1} \end{aligned}$$

Und schließlich:

$$\mathbf{c} = (\mathbf{X}'\mathbf{X})^{-1}\mathbf{X}'\mathbf{y} \quad (4.4)$$

Der D-optimale Versuchsplan minimiert die Determinante von  $(\mathbf{X}'\mathbf{X})^{-1}$ . Dies ist gleichbedeutend der Maximierung der Determinante  $(\mathbf{X}'\mathbf{X})$  die auch als Informationsmatrix bezeichnet wird. Als Ausgangspunkt für den D-optimalen Versuchsplan dient der Vollfaktorielle. Daraus werden jetzt die besten Kombinationen rausgesucht.

Näheres zum D-optimalen Versuchsplan findet man ebenfalls in der Literatur [3].

### 4.1.3 DoE Kenngrößen

[3] Bei der statistischen Versuchsplanung findet man, wie der Name bereits vermuten lässt, auch einen statistischen Hintergrund. In diesem Abschnitt werden die später benötigten Zusammenhänge erklärt.

#### Mittelwert

Unter Mittelwert wird das arithmetische Mittel der Antwortgrößen verstanden:

$$\bar{y} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n y_i \quad (4.5)$$

#### Standardabweichung

Die Standardabweichung ist ein Maß dafür, wie weit die einzelnen Ergebnisgrößen durchschnittlich vom Mittelwert entfernt sind.

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n-1} \cdot \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2} \quad (4.6)$$

#### Regressionsanalyse

Durch die Regressionsanalyse wird das Modell in die Punktwolke eingepasst. Bei DoE wird die lineare Regression verwendet.

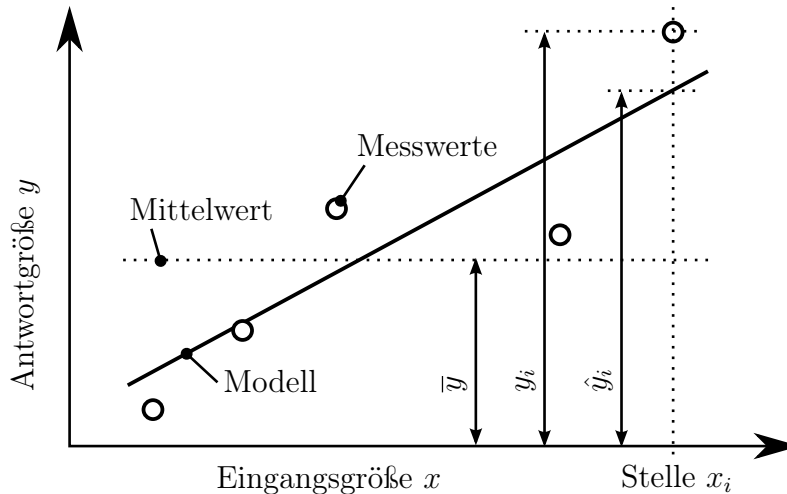


Abbildung 4.5: Begriffbestimmung

Dabei wird der quadratische Fehler zwischen Modell und Messpunkten minimiert:

$$\sum_{i=1}^n (\hat{y}_i - y_i)^2 = \sum_{i=1}^n e_i^2 \Rightarrow \text{Min} \quad (4.7)$$

Der Fehler  $e$  wird auch als Residual bezeichnet. Die Größen  $y_i$  und  $\hat{y}_i$  sind jeweils an der gleichen Eingangsgröße  $x_i$  abzunehmen. Der Mittelwert wird mit  $\bar{y}$  bezeichnet.

Mit den Bezeichnungen von Abbildung 4.5 werden jetzt noch weitere Kenngrößen gebildet:

### Sum of Squares Total

$$SST = \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2 \quad (4.8)$$

### Sum of Squares Regression

$$SSR = \sum_{i=1}^n (\hat{y}_i - \bar{y})^2 \quad (4.9)$$

### Sum of Squares Error

$$SSE = \sum_{i=1}^n (\hat{y}_i - y_i)^2 \quad (4.10)$$

Diese 3 Gleichungen hängen folgendermaßen zusammen:

$$SST = SSR + SSE \quad (4.11)$$

### Regressionskoeffizient $R^2$

Mit den so erhaltenen Größen wird die erste wichtige Kenngröße ermittelt:

$$R^2 = \frac{SSR}{SST} = \frac{\sum_{i=1}^n (\hat{y}_i - \bar{y})^2}{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2} \quad (4.12)$$

Der Wert von  $R^2$  kann zwischen 0 und 1 liegen. Bei 1 liegen alle gemessenen Punkte genau auf dem Modell. Bei 0 wird entweder  $SSR$  gleich Null was bedeuten würde, dass alle Modellwerte

genau auf dem Gesamtmittelwert liegen. Es kann auch  $SST$  gegen unendlich gehen was bedeuten würde, dass die Messwerte stark vom Gesamtmittel abweichen.  $R^2$  zeigt an wie genau sich das Modell in die Messwerte einpasst.

### adj. Regressionskoeffizient

Der normale Regressionskoeffizient hat die Schwäche, dass dieser bei Erhöhung der Modellordnung zunehmen kann. Sind keine Freiheitsgrade mehr vorhanden (alle Messungen werden zur Bildung des Modells gebraucht), geht das Modell durch jeden Messpunkt.  $R^2$  geht dann Richtung 1. Tatsächlich ist die Vorhersage aber schlechter geworden, weil das Modell keine Statistik mehr zulässt.

Deshalb wurde der angepasste Regressionskoeffizient eingeführt. Dieser berücksichtigt die Freiheitsgrade des Modellansatzes:

$$R_{adj}^2 = 1 - \frac{(1 - R^2)(n - 1)}{n - k - 1} \quad (4.13)$$

Dabei ist  $R^2$  der gewöhnliche Regressionskoeffizient,  $n$  die Anzahl der Messpunkte und  $k$  die Anzahl der unabhängigen Modellkoeffizienten. Kommt jetzt die Anzahl der Messpunkte in Richtung Anzahl der unabhängigen Modellkoeffizienten, wird im zweiten Term durch 0 dividiert.  $R_{adj}^2$  geht dann in Richtung  $-\infty$ .

### Vorhersage Regressionskoeffizient $Q^2$

Diese Kenngröße drückt die Vorhersagekraft eines Modells aus.

$$Q^2 = \frac{SST - SSE_{pred}}{SST} \quad (4.14)$$

Dabei wird für die Modellbildung der Wert an der Stelle  $x_j$  weggelassen. Für die Bildung des Errors  $SSE_{pred}$  (Residuum) wird dieser Messwert aber mitgenommen. Dieser Wert sollte für eine gute Vorhersage auch in Richtung 1 (bzw. in Richtung  $R^2$ ) gehen.

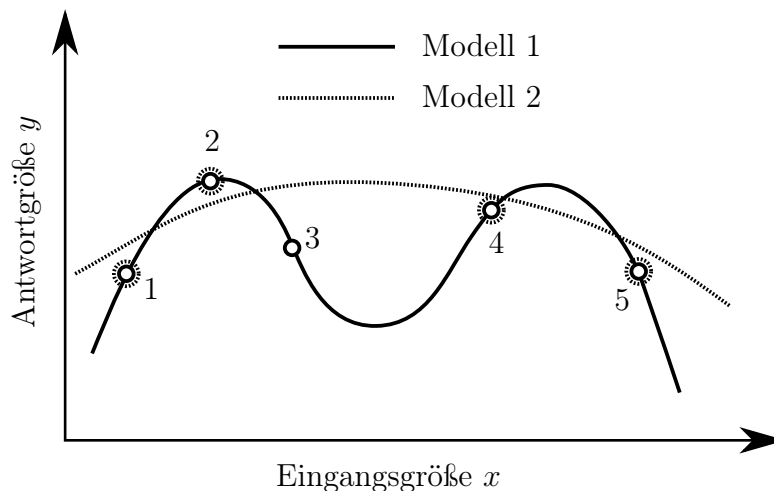


Abbildung 4.6: Beispiel Overfit

Abbildung 4.6 sind 5 Messpunkte eingetragen. Dazu wurden 2 verschiedene Modelle erstellt. Modell 1 ist höherer Ordnung und geht durch jeden Messpunkt. Das bezeichnet man als *overfit*. Die zufälligen Streuungen der Messpunkte fließen direkt in das Modell mit ein. Wird bei der Bildung von  $Q^2$  beispielsweise Messpunkt 3 weggelassen, ergibt sich Modell 2. Da diese beiden



Modelle stark voneinander abweichen, ist auch der Wert von  $Q^2$  niedrig. Die Vorhersagegenauigkeit ist damit schlecht.

Overfit kann man auch dadurch erkennen, dass die Abweichung vom Modell zu den Messwerten kleiner ist als die Messwertstreuung beim Wiederholpunkt.

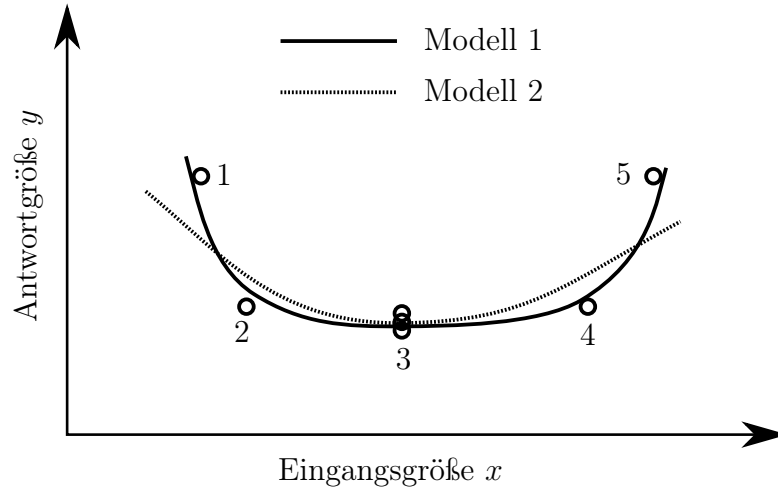


Abbildung 4.7: Beispiel Underfit

Beim Underfit ist es genau umgekehrt. In Abbildung 4.7 ist beim Modell 2 die Abweichung vom Modell zu den Messpunkten größer als die Wiederholpunktstreuung. Das Modell ist underfit. Beim Modell 1 sieht das wesentlich besser aus. Hier liegen die Abweichungen in der gleichen Größenordnung.

Nachdem es bei einer Simulation keine Wiederholpunktstreuung gibt, sind die Modelle immer underfit.

#### 4.1.4 Modellordnungen

Für die Entscheidung, welche Modellordnung gewählt werden muss, ist etwas Vorwissen über das Verhalten notwendig. Fehlt dieses Vorwissen, muss immer ein Ansatz höherer Ordnung gewählt werden. Die nicht signifikanten Terme können im Anschluss gestrichen werden. Dabei erhöht sich natürlich auch der Versuchsaufwand.

Hier einige Beispiele [3] :

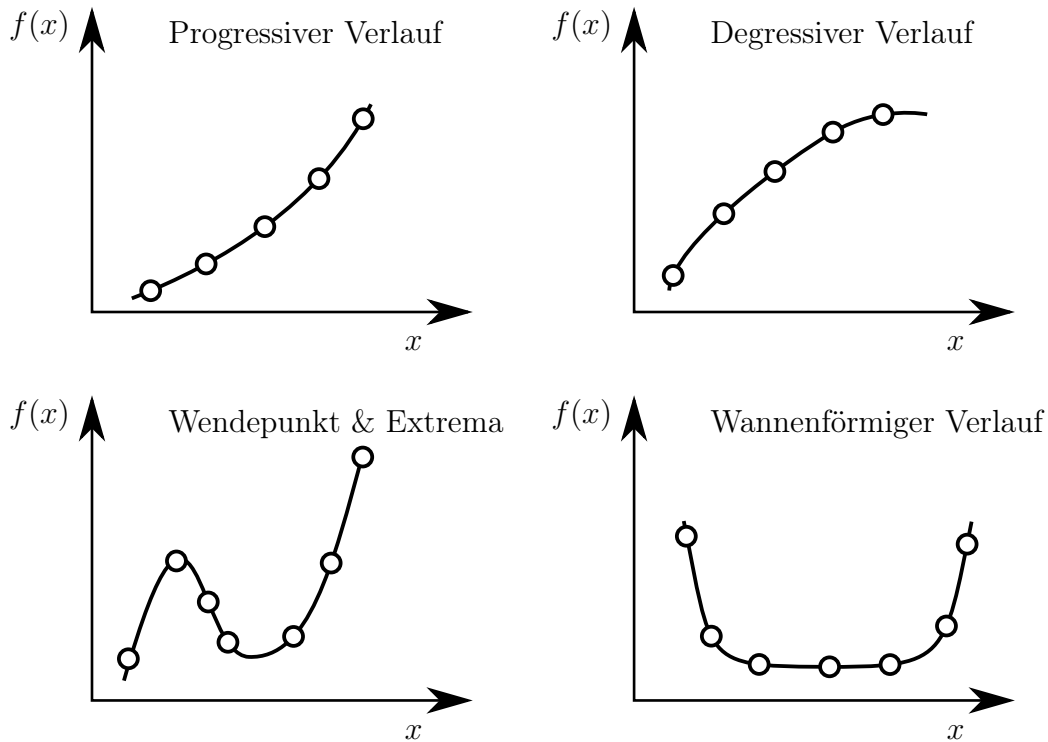


Abbildung 4.8: verschiedene Verläufe

Progressive Verläufe können gut mit einem Modell 2. Ordnung angenähert werden. Degressive Verläufe mit etwas flacheren Stellen erfordern bereits eine dritte oder vierte Ordnung. Ein Modell dritter Ordnung kann einen Wendepunkt mit lokalem Extrema gut wiedergeben. Ein wannenförmiger Verlauf kann mit einem Modell vierter Ordnung erreicht werden. Bei etwas exotischeren Verläufen muss erst überprüft werden, ob das Modell das auch wiedergeben kann. Eventuell muss auch von den Polynomansätzen Abstand genommen und eine allgemeine Regression in Betracht gezogen werden.

## 4.2 Verlustteilung

In diesem Kapitel werden die Grundlagen der Verlustteilung näher behandelt. Die Verlustteilung geht aus vom vollkommenen Motor und listet die einzelnen theoretisch noch vermeidbaren Einzelverluste auf. Dadurch wird transparent, wo noch das größte Verbesserungspotential vorhanden ist und wo die Entwicklungsarbeiten ansetzen müssen. Dabei wird in erster Linie auf die späteren Aufgabenstellungen eingegangen. Eine detailliertere Aufschlüsselung der Verlustanalyse findet sich in *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine* [4].

### 4.2.1 Verlust durch reale Ladung

Der vollkommene Motor startet beim Punkt  $1_v$  in Abbildung 4.9 in UT mit reiner Frischladung.

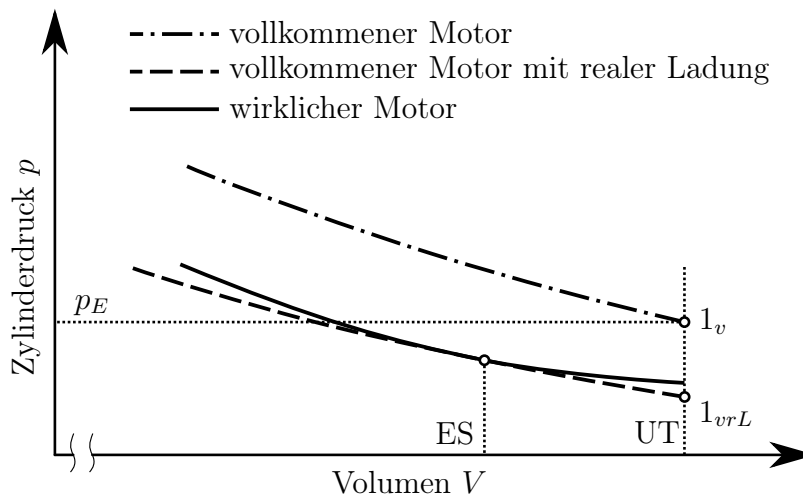


Abbildung 4.9: reale Ladung

Durch Drosselverluste im Einlasstrakt entsteht beim Motor mit realer Ladung ein etwas geringerer Druck im Zylinder als ideal angenommen. Um den Ladungswechsel auszublenden, wird der Einlassschluss (ES) des realen Motors herangezogen und durch diesen Punkt eine isentrope Verdichtungsline gelegt. Der neue Startpunkt der Verdichtung ist jetzt  $1_{vrL}$ . Durch diese Verschiebung ergeben sich andere Stoffeigenschaften (auch Druck und Temperatur) die genau den Verlust der realen Ladung ausmachen.

Fixiert man jetzt den gemeinsamen Ladungszustand von *vollkommenen Motor mit realer Ladung* und *wirklichen Motor* bei ES (Massen, Druck, Temperatur, Gaszusammensetzung) und berechnet den Wirkungsgrad mit Startpunkt  $1_{vrL}$  (vollkommener Motor mit realer Ladung), vergleicht das mit einer Berechnung mit gleichem Lambda vom Startpunkt  $1_v$  aus (vollkommener Motor), erhält man durch Differenzbildung den *Verlust durch reale Ladung*.

$$\Delta\eta_{rL} = \eta_v - \eta_{vrL} = \frac{W_v}{Q_{Bv}} - \frac{W_{vrL}}{Q_B} \quad (4.15)$$

Dabei ist  $W_v$  die Arbeit im Idealprozess und  $Q_{Bv}$  die zugeführte Brennstoffenergie im Idealprozess um gleiches Lambda wie bei realer Ladung zu erreichen. Diese Brennstoffenergie ist in der Regel wegen einer höheren Masse im Zylinder auch größer.  $Q_B$  ist durch die Bedingungen bei ES festgelegt und entspricht der realen Brennstoffenergie.

### 4.2.2 Verlust durch unvollkommene Verbrennung

Verluste, die im Abgasstrom  $CO$  und  $HC$  Emissionen verursachen können, sind die unvollständige und die unvollkommene Verbrennung.

Die unvollständige Verbrennung geht bis zum chemischen Gleichgewicht, was bei einem Luftverhältnis  $\lambda < 1$  einen erheblichen Anteil darstellt. Dieser Verlust wird aber bereits beim vollkommenen Motor berücksichtigt. Des Weiteren wird der untersuchte Gasmotor weit über  $\lambda = 1$  betrieben was keine nähere Behandlung fordert.

Beim realen Motor wird das chemische Gleichgewicht aber nicht erreicht, wodurch ein *Verlust durch unvollkommene Verbrennung* entsteht. Um diesen Verlust beurteilen zu können, wird die Arbeit eines adiabaten Hochdruckprozesses mit realer Ladung und Gleichraumverbrennung mit ( $W_{uV}$ ) und ohne ( $W_{vrL}$ ) unvollkommener Verbrennung berechnet. Dabei steht für die Arbeit, bei der der Verlust berücksichtigt wird, nur die tatsächlich umgesetzte Kraftstoffenergie zur Verfügung. Um diese Energie ermitteln zu können, muss eine Abgasanalyse durchgeführt werden.

$$\Delta\eta_{uV} = \eta_{vrL} - \eta_{uV} = \frac{W_{vrL} - W_{uV}}{Q_B} \quad (4.16)$$

In den nachfolgenden Kapiteln wird auch der Umsetzungsgrad  $\zeta_u$  verwendet. Dieser Umsetzungsgrad gibt an, wie viel Anteil der eingebrachten Energie auch wirklich umgesetzt wurde. Daraus lässt sich unter Verwendung vom Wirkungsgrad des vollkommenen Motors  $\eta_V$  ebenfalls der *Verlust durch unvollkommene Verbrennung* errechnen.

$$\Delta\eta_{uV} = \eta_V \cdot (1 - \zeta_u) \quad (4.17)$$

### 4.2.3 Verlust durch realen Verbrennungsablauf

Beim Idealprozess wird eine Gleichraumverbrennung in OT angenommen. Bei der realen Verbrennung beginnt die Verbrennung früher, was während der Kompression einen höheren Druck und damit einen Verlust darstellt.

Bei der Expansion soll ein möglichst hoher Druck im Zylinder herrschen, der aber durch die noch nicht abgeschlossene Verbrennung in OT gemindert wird. Durch diese beiden Vorkommnisse entsteht der *Verlust durch realen Verbrennungsablauf*  $\Delta\eta_{rV}$ .

Der Verlust entsteht also durch eine zeitliche Ausdehnung der Verbrennung:

$$\Delta\eta_{rV} = \eta_{uV} - \eta_{rV} = \frac{W_{uV} - W_{rV}}{Q_B} \quad (4.18)$$

Dabei ist  $W_{uV}$  die aus dem vorhergehenden Abschnitt übernommene innere Arbeit mit Gleichraumverbrennung. Für  $W_{rV}$  muss zunächst der reale Druckverlauf in einer Prozessrechnung in einen Brennverlauf umgerechnet werden. Aus diesem Brennverlauf kann jetzt ein Hochdruckprozess von UT bis UT ohne Wandwärmeübergang und Leckage berechnet werden. Referenzpunkt ist wieder der ES.

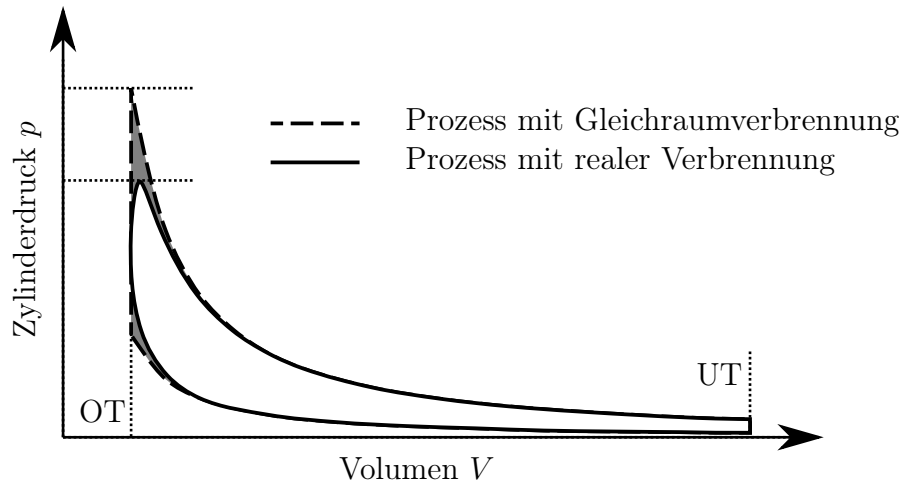


Abbildung 4.10: Verbrennungsverlust

In der Abbildung 4.10 ist der Verlust an den schattierten Flächen zu erkennen. Nachdem die Arbeit durch das  $\oint p dV$  dargestellt wird, sind die Verluste proportional den Flächen.

#### 4.2.4 Verlust durch Wandwärmeeübergang

Durch den Wandwärmeeübergang kommt ein Teil der bei der Verbrennung freigesetzten Energie nicht ins Arbeitsgas, sondern in das Kühlmittel. Der Wandwärmeeübergang hängt stark mit der realen Verbrennung zusammen. Bei der für die Verbrennungsverluste besten Form der Verbrennung, der Gleichraumverbrennung, würden sehr große Anteile in die Wandwärme übergehen. Legt man die Verbrennung nur etwas später, verliert man beinahe nichts bei den Verlusten der realen Verbrennung, gewinnt aber viel bei den Wandwärmeverlusten. Diese beiden Verluste müssen also stets gemeinsam betrachtet und optimiert werden. Errechnet wird der Wandwärmeverlust  $\Delta\eta_{Ww}$  als Differenz der Wirkungsgrade eines Prozesses aus dem vorhergehenden Abschnitt mit realer Verbrennung und demselben Prozess unter Mitberücksichtigung der Wandwärmeverluste:

$$\Delta\eta_{Ww} = \eta_{rV} - \eta_{Ww} = \frac{W_{rV} - W_{Ww}}{Q_B} \quad (4.19)$$

In der Abbildung 4.11 ist der Verlust durch die grau schattierte Fläche dargestellt. Dabei ist zu erkennen, dass es von Bedeutung ist, wann die Wandwärme übergeht. Als Extrembeispiel kann überlegt werden, dass die gesamte Wandwärme in OT übergeht. Dadurch würde die Expansionslinie nach unten verschoben und die eingeschlossene Fläche, also die Arbeit, verkleinert. Als gegenläufiges Extrem nehmen wir an, dass die gesamte Wandwärme in UT übergeht. Dadurch würde sich an der Druckkurve nichts ändern und der Wärmeeübergang hätte keinen Arbeitsverlust zur Folge.

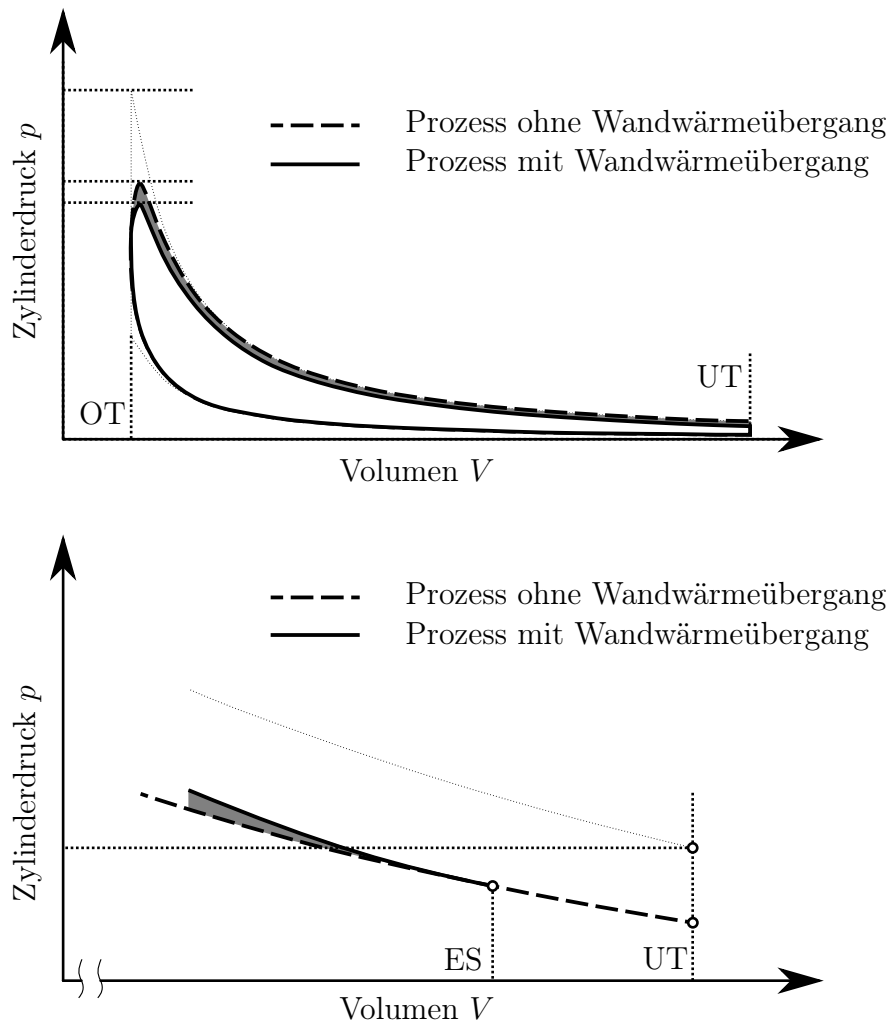


Abbildung 4.11: Wandwärmeverlust

Zusammenfassend kann man festhalten, dass Wandwärme die in OT Nähe übergeht einen größeren Verlust darstellt als diejenige in Richtung UT.

Ein kleiner weiterer Verlust der Wandwärme erfolgt bei der Kompression (untere Darstellung in Abbildung 4.11). Bei ES ist das Arbeitsgas kühler als die Wände und es geht Wärme von den Wandungen in das Arbeitsgas. Durch diese Temperaturzunahme erfolgt ein Druckanstieg und damit auch ein Anstieg der Kompressionsarbeit.

#### 4.2.5 Verlust durch Leckage

Durch den Druckabfall im Zylinder entsteht ein Verlust. Bei nachfolgenden Analysen wurde wegen sehr geringer Leckagemengen dieser Verlust nicht berücksichtigt. Weiteres zu Leckageverlusten ist in *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine* [4] behandelt.

#### 4.2.6 Verluste durch Überströmen

Obwohl es sich bei den betrachteten Motoren um Vorkammermotoren handelt, wird bei der Analyse der Verlust durch Überströmen nicht berücksichtigt. Grund dafür sind die Schwierigkeiten, aus den gemessenen Druckverläufen in Vorkammer und Hauptbrennraum den Überströmvorgang korrekt zu bestimmen. Durch die Unsicherheiten die dieser Prozess birgt, wird der Gewinn an Zuwachs an Genauigkeit mehr als aufgehoben.

Weiteres zu den Überströmverlusten wird in *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine* [4] behandelt.

#### 4.2.7 Verlust durch realen Ladungswechsel

Bislang wurde die Verlustanalyse nur im Hochdruckteil des Arbeitsprozesses durchgeführt. Als letzter Verlust bleibt noch der *Verlust durch realen Ladungswechsel*  $\Delta\eta_{LW}$ . Dieser Verlust setzt sich aus drei Einzelverlusten zusammen. Diese Einzelverluste sind in Abbildung 4.12 an den grau schattierten Flächen "Niederdruckverlust", "Expansionsverlust" und "Kompressionsverlust" zu erkennen.

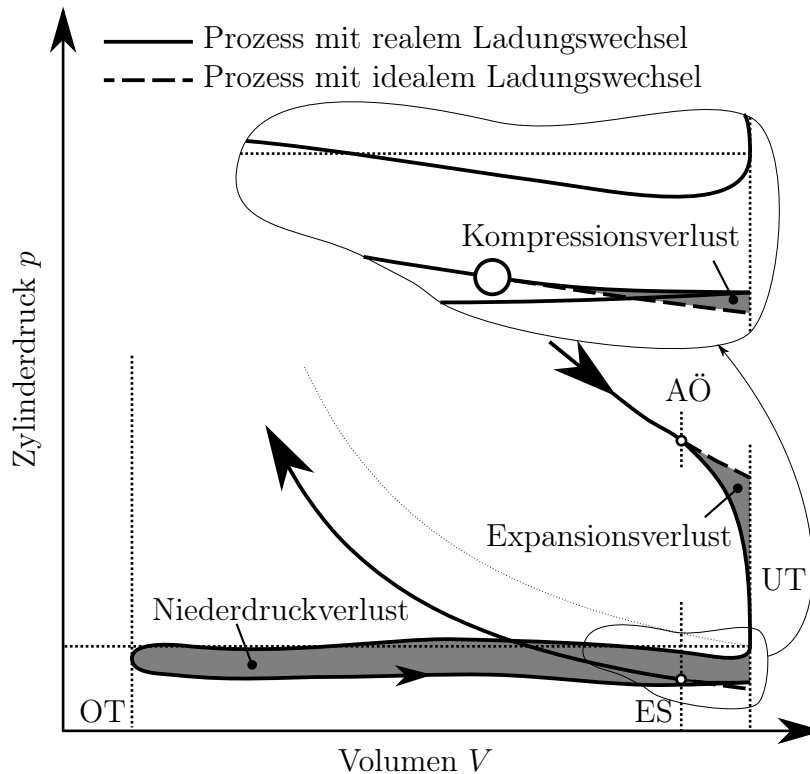


Abbildung 4.12: Ladungswechselverlust

Der Expansionsverlust entsteht durch das Ausströmen von Arbeitsgas ab dem Zeitpunkt wo das Auslassventil öffnet (AÖ). Der Niederdruckverlust entsteht durch das Ausschleiben vom alten Arbeitsgas und Ansaugen vom Frischgas. Der Kompressionsverlust entsteht durch den bei der realen Druckkurve etwas höheren Druck am Beginn der Kompression. Errechnet wird der Verlust als Differenz der Wirkungsgrade zwischen dem Prozess mit Wandwärmeübergang und dem gleichen Prozess mit realer Druckkurve:

$$\Delta\eta_{LW} = \eta_{Ww} - \eta_i = \frac{W_{Ww} - W_i}{Q_B} \quad (4.20)$$

$W_i$  wird mit dem  $\oint pdV$  über die gesamte Druckkurve gebildet.

### 4.3 1D Modell

[5] Als Berechnungsprogramm wurde das eindimensionale (1D) Simulationsprogramm GT-Power verwendet. Nachfolgend wird kurz auf die verwendete Rechenmethode eingegangen.

Als eindimensionales Modell werden Aufgabenstellungen bezeichnet, deren physikalische Größen in einer Ortskoordinate aufgelöst und berechnet werden. Bei den beiden anderen Ortskoordinaten wird ohne räumliche Ausdehnung gerechnet. Es existiert daher auch nur ein Wert der dem Mittelwert dieser Koordinaten entspricht.

Die Berechnung erfolgt numerisch, was eine zeitliche und örtliche Diskretisierung der Aufgabe voraussetzt.

Um die Strömung in einem 1D Motormodell berechnen zu können, müssen die Navier-Stokes Gleichungen gelöst werden. Bei der numerischen Berechnung kann zwischen explizit und implizit gewählt werden.

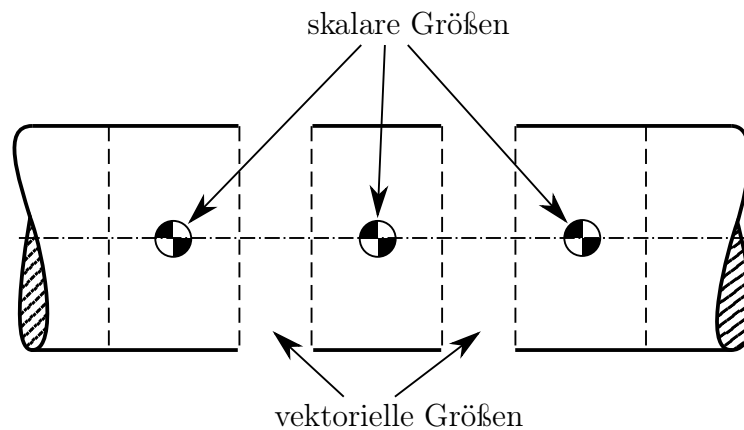


Abbildung 4.13: finite Volumen eines Rohres im 1D

GT-Power verwendet für das explizite Verfahren die Größen  $\dot{m}$ ,  $\rho$  und  $U$  als Hauptvariablen die mit den folgenden Gleichungen bestimmt werden:

- Kontinuität

$$\frac{dm}{dt} = \sum_{Rand} \dot{m} \quad (4.21)$$

- Energie

$$\frac{d(m \cdot e)}{dt} = -p \frac{dV}{dt} + \sum_{Rand} (\dot{m}H) - hA_s(T_{fluid} - T_{wall}) \quad (4.22)$$

- Impuls

$$\frac{d\dot{m}}{dt} = \frac{dpA + \sum_{Rand} (\dot{m}u) - 4C_f \frac{\rho u |u|}{2} \frac{dxA}{D} - C_p \left(\frac{1}{2} \rho |u|\right) A}{dx} \quad (4.23)$$

Für das implizite Verfahren sind die Hauptvariablen  $\dot{m}$ ,  $p$  und  $H_t$ . Anstatt der Energiegleichung wird die Enthalpiegleichung herangezogen.



- Enthalpie

$$\frac{d(\rho HV)}{dt} = dpA + \sum_{Rand} (\dot{m}H) + V \frac{dp}{dt} - hA_s (T_{fluid} - T_{wall}) \quad (4.24)$$

In dieser Arbeit wurde die explizite Lösungsmethode gewählt. Die explizite Methode bildet wellendynamische Vorgänge in den Rohren besser ab als die implizite Methode [5].

Das Verhältnis zwischen Zeitschritt und Diskretisierungslänge ist vorgegeben durch die Courant Zahl. Dabei muss folgendes gelten

$$\frac{\Delta t}{\Delta x} (|u| + c) \leq 1 \quad (4.25)$$

Bei der Berechnung des neuen Wertes werden nur die Werte der Nachbarzellen herangezogen. Deshalb darf in einem Zeitschritt der Informationstransport  $\Delta t(|u| + c)$  auf keinen Fall über zwei Zellen gehen.

Von GT Power wurde folgende Beziehung gewählt:

$$\frac{\Delta t}{\Delta x} (|u| + c) \leq 0.8 \cdot m \quad (4.26)$$

Wobei  $m$  vom Benutzer zwischen 0 und 1 gewählt werden kann. GT Power lässt sich hier zu dem theoretisch möglichen Maximalwert von 1 also einen gewissen Sicherheitsabstand. Für die Rechenzeit ist die Anzahl der zu lösenden Gleichungen ausschlaggebend. Wenn wir von einer konstanten Courant Zahl ausgehen bedeutet das bei einer doppelt so feinen Diskretisierung eine etwa 4 mal so lange Rechenzeit.

## 4.4 Brennverlaufsmodell

Um aus dem 1D Simulationsprogramm GT-Power ein sinnvolles Ergebnis bezüglich Abgasen, insbesondere den Stickoxiden und den Spitzendrücken zu erhalten, ist es unabdingbar, ein gutes nulldimensionales Brennverlaufsmodell zu implementieren. Dieses Modell muss auf die unterschiedlichen Gegebenheiten der einzelnen Zylinder bei Mehrzylindermotoren reagieren können und soll den Benutzer bezüglich der freien Parameter möglichst wenig einschränken.

Ein solches Modell wurde in einer vorangegangenen Diplomarbeit von Herr Dipl. Ing. Markus Krenn für einen Einzylinder Forschungsmotor erstellt und begleitend zu dieser Arbeit auf das Vollmotormodell angepasst und weiterentwickelt.

Im folgenden wird kurz auf die Grundbegriffe und auf die wichtigsten Weiterentwicklungen seit der Brennverlaufsmodellerstellung eingegangen.

### 4.4.1 Vibe Brennverlauf Grundbegriffe

Ein für phänomenologische Modelle gängiger und auch hier verwendeter Ansatz ist die Vibe Funktion.

$$\frac{Q_B}{Q_{B,ges}} = 1 - \exp \left[ C \left( \frac{\varphi - \varphi_{VB}}{\Delta\varphi_{VD}} \right)^{(m+1)} \right] \quad (4.27)$$

Wobei  $Q_B$  die zum Kurbelwinkel  $\varphi$  umgesetzte Wärmemenge darstellt.  $Q_{B,ges}$  ist die gesamte durch die Brennstoffenergie eingebracht Wärmemenge. Diese Exponentialfunktion geht asymptotisch gegen Null. Um ein definiertes Ende der Verbrennung vorzugeben, wird das Brennende

mit einem Anteil von 0.999 der eingebrachten Wärmemenge definiert. Dadurch lässt sich die Konstante  $C$  bestimmen.

$$0.999 \stackrel{!}{=} 1 - \exp \left[ C \left( \frac{\varphi - \varphi_{VB}}{\Delta\varphi_{VD}} \right)^{(m+1)} \right] \quad (4.28)$$

$C$  ergibt sich zu  $-6.908$ , ist mit der gleichen oben beschriebenen Annahme immer konstant und besitzt wie aus der Formel 4.28 ersichtlich keine Einheit.

Der Formparameter  $m$  ist am besten an der Ableitung vom Summenbrennverlauf zu sehen.

$$\frac{dQ_b}{d\varphi} = \exp \left[ -6,908 \left( \frac{\varphi - \varphi_{VB}}{\Delta\varphi_{VD}} \right)^{(m+1)} \right] \cdot (m + 1) 6,908 \left( \frac{\varphi - \varphi_{VB}}{\Delta\varphi_{VD}} \right)^m \cdot \frac{1}{\Delta\varphi_{VD}} \quad (4.29)$$

Der Verlauf für verschiedene Formparameter ist in Abbildung 4.14 zu sehen. Dabei gilt  $Q_{B,norm} = \left( \frac{Q_B}{Q_{B,ges}} \right)$  und  $\varphi_{norm} = \left( \frac{\varphi - \varphi_{VB}}{\Delta\varphi_{VD}} \right)$ . Mit diesem Parameter kann also der Schwerpunkt der Verbrennung festgelegt werden.

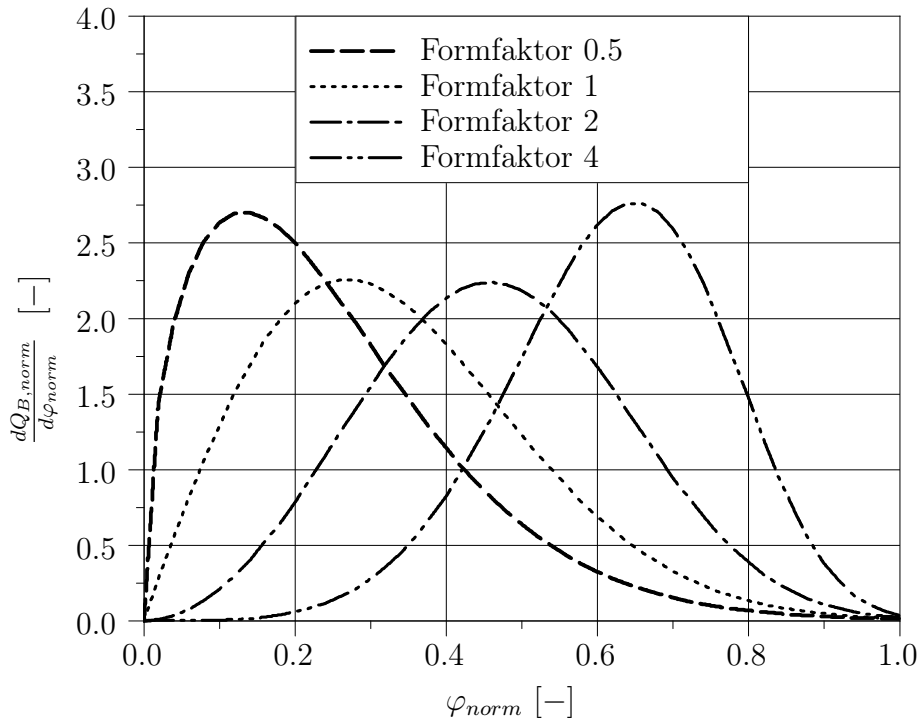


Abbildung 4.14: Variation des Formfaktors  $m$

Um die Verhältnisse in einem Großgasmotor mit gasgespülter Vorkammer richtig wiedergeben zu können, wird ein 3-fach Vibe Ansatz [6] verwendet. Die Verläufe werden additiv zusammengefasst.

$$Q_{B,ges} = Q_{B1,ges} + Q_{B2,ges} + Q_{B3,ges} \quad (4.30)$$

$$\frac{dQ_{B,ges}}{d\varphi} = \frac{dQ_{B1}}{d\varphi} + \frac{dQ_{B2}}{d\varphi} + \frac{dQ_{B3}}{d\varphi} \quad (4.31)$$

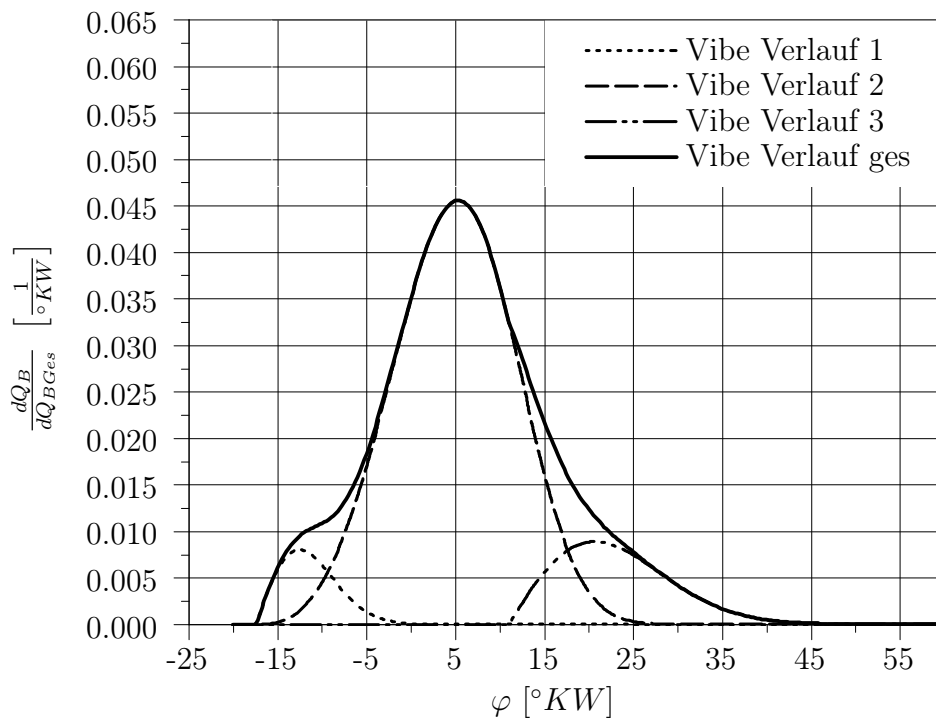


Abbildung 4.15: 3-fach Vibe Verlauf

Durch diese Addition ergeben sich mehr als das 3-fache an freien Parameter, die bestimmt werden müssen. Um die Bestimmung zu ermöglichen, wird der Formparameter der dritten Kurve auf 1 gesetzt.

#### 4.4.2 Weiterentwicklung Brennratenmodell

[6] Das Brennratenmodell wurde an einen Mehrzylindermotor angepasst. Eine Änderung war, dass der erste und der zweite Vibe Verlauf den gleichen Startpunkt haben, wodurch sich das Extrapolationsverhalten verbessert.

Eine zweite wichtige Änderung betrifft den Rechnungsstart. Dabei wird für eine gewisse Anzahl von Zyklen ein konstanter Brennverlauf vorgegeben. Anschließend wird mit Plausibilitätsabfragen zwischen Brennverlaufsmodell, abhängig vom Ladungszustand des Motors, und einem fix im Programm hinterlegten Brennverlauf gewechselt. Hier wurden zwei fixe Brennverläufe implementiert. Der Erste wird verwendet, wenn das Kraftstoff-Luft Verhältnis zu fett ist. Dieser ist so festgelegt, dass er einen etwas zu hohen Spitzendruck liefert. Der zweite fix implementierte Brennverlauf wird bei einer zu großen Abweichung zu mageren Luftverhältnissen gewählt. Dieser liefert einen niedrigeren Spitzendruck als es das Modell machen würde. Dadurch wird erreicht, dass bei einer Spitzendruckgleichstellung durch Anpassung des Luftverhältnisses alle Einzelzylinder in den plausiblen Bereich kommen, was mit einem mittleren fixen Brennverlauf nicht möglich wäre.

Um auch Brennverläufe modellieren zu können, die nicht bei der Modellerstellung variiert wurden (wie zum Beispiel das Verdichtungsverhältnis), wird der Zustand des Zylinders 50 Grad vor dem oberen Totpunkt aufgenommen und daraus der Brennverlauf errechnet.

Weitere Änderungen betreffen nur die Ausgaben, die zur Kontrolle dienen.

### 4.4.3 Umsetzungsgrad

Im realen Betrieb wird nicht die ganze als Brennstoff zugeführte Wärmemenge auch wirklich umgesetzt. Ein Teil bleibt durch unvollständige und unvollkommene Verbrennung übrig. Das Verhältnis zwischen umgesetzter Energie zur gesamt eingebrachten Energie wird als Umsetzungsgrad  $\zeta_u$  definiert und dient zur Berücksichtigung dieser Verluste.

$$\zeta_u = \frac{h_u - q_{u,ges}}{h_u} \quad (4.32)$$

## 4.5 Modell für Stickoxidemissionen

Ein wichtiger Faktor bei der Motorenentwicklung ist, den Schadstoffausstoß zu reduzieren um die gesetzlichen Vorgaben einzuhalten. Einen solchen Schadstoff stellt das Stickoxid dar. Die Stickoxide entstehen bei hohen Temperaturen unter Sauerstoffüberschuss. Der Verlauf der Stickoxidemissionen (NO<sub>x</sub>) geht Hand in Hand mit den Verbrennungstemperaturen und dem Sauerstoffüberschuss, die wiederum die Haupteinflussfaktoren für einen guten Wirkungsgrad darstellen. Der Berechnung der Stickoxide kommt daher einige Bedeutung zu, weil der Wirkungsgrad des gesamten Motors damit in direktem Zusammenhang steht.

### 4.5.1 Verwendete Gleichungen

Nach einer Berechnung der Stickoxide nach einem empirischen, einem 3 und 6 Gleichungs Modell, wurde das 6-Gleichungsmodell gewählt. Bei dem empirischen Modell ist das Verhalten außerhalb des Modellbereichs nicht abgeklärt. Das 6-Gleichungsmodell bildete die NO<sub>x</sub> Emissionen bei den betrachteten Punkten am besten ab.

Folgende 6 Gleichungen sind von Bedeutung [7]

Nach Zeldovich und Muzio folgende Reaktionen:



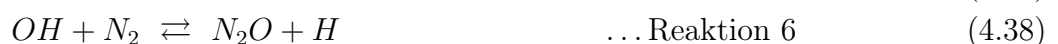
Nach Heywood kommt folgende Reaktion hinzu:



Lavoie addiert noch die Reaktion:



wobei das Ausgangsprodukt  $N_2O$  nach den Reaktionen 5 und 6 gebildet wird



#### 4.5.2 Bestimmung der Faktoren

Die Stickoxide werden mit den unter 4.5.1 beschriebenen Gleichungen berechnet. Nach einer Berechnung müssen die berechneten Werte mit einer Messung kalibriert werden. In diesem Fall wurden mehrere Messungen (ca. 50 Messungen) herangezogen, um 3 Faktoren zu bestimmen die laut folgender Gleichung verwendet werden:

$$NOx_{ges} = Offset_{ZZP} + Offset_{VK} + K \cdot NOx_{6Gl}. \quad (4.39)$$

Wobei  $Offset_{ZZP}$  eine additive Verschiebung der Stickoxide bezüglich eines Referenzzündzeitpunktes darstellen. Der Offset  $Offset_{VK}$  bildet die in der Vorkammer entstehenden Stickoxide ab. Der Faktor  $K$  bildet eine multiplikative Konstante zu den aus dem 6-Gleichungsmodell errechneten Stickoxide. Diese 3 Zahlenwerte wurden mit dem kleinsten quadratischen Fehler bezüglich der relativen Abweichung zu den Messpunkten gefittet.

#### 4.5.3 Umrechnung auf Normzustand

Um die Stickoxidemissionen zwischen verschiedenen thermischen Anwendungen vergleichbar zu machen, wurde vom Gesetzgeber ein Normzustand definiert. Die Stickoxidkonzentration wird bei trockenem Abgas mit 5% Restsauerstoffgehalt in  $mg/m_n^3$  angegeben. Aus dem GT-Power Modell wird zylinderselektiv die Konzentration in ppm (parts per million) ausgegeben. Es ist also eine Umrechnung auf Normzustand erforderlich, die nachfolgend beschrieben ist.

Bei den einzelnen Zylindern ( $i$ ) wird nach dem Auslassventil der Druck  $p_i$ , der Volumenstrom  $\dot{V}_i$  und die Temperatur  $T_i$  ausgelesen. Daraus wird mit  $R = 8.31446 \frac{J}{molK}$  der Molenstrom  $\dot{n}_i$  errechnet.

$$\dot{n}_i = \frac{p_i \cdot \dot{V}_i}{R \cdot T_i} \quad (4.40)$$

Multipliziert mit dem Anteil ( $\mu$ ) im Abgas erhält man den Stickoxidstrom der dann noch über die einzelnen Zylinder aufsummiert und durch den Gesamtstrom dividiert werden muss.

$$\overline{\mu}_{ges} = \frac{\sum_i (\dot{n}_i \cdot \mu_i)}{\sum_i \dot{n}_i} \quad (4.41)$$

Die so erhaltene gesamte mittlere Konzentration kann jetzt auf eine Masse pro Normvolumen umgerechnet werden. Dazu wird die molare Masse von  $NO_2$  mit  $46 \frac{g}{mol}$  und das Normvolumen (bei  $273.15K$  und  $1.01325bar$ ) mit  $22.14 \frac{m^3}{kmol}$  benötigt.

$$NOx_{Vn} = \overline{\mu}_{ges} \cdot \frac{M_{N_2O}}{V_n} \quad (4.42)$$

Im letzten Schritt muss noch der Wasseranteil und der Sauerstoffanteil korrigiert werden. Dabei sind die ungestrichenen Zeichen für den Zustand wie er vom Motor kommt und die Gestrichenen korrigiert auf 5% Sauerstoff und kein Wasser.

Die Stickoxide aus Gleichung 4.42 beziehen sich auf die Gesamtteilanzahl  $n_{ges}$ . Gesucht sind die Stickoxide bezogen auf  $n'_{ges}$ . Es wird also der Faktor  $\frac{n_{ges}}{n'_{ges}}$  berechnet. Weiters ist noch zu erwähnen, dass die Sauerstoffkorrektur durch Variation der Luftmenge (sprich mit Stickstoff) erfolgen muss.

Die Gesamtteilanzahl setzt sich bei beiden Systemen zusammen aus:

$$n_{ges} = n_{Luft} + n_{H2O} + \boxed{Rest + n_{NOx}} \quad (4.43)$$

$$n'_{ges} = n'_{Luft} + \cancel{n'_{H2O}} + \boxed{Rest + n_{NOx}} \quad (4.44)$$

Wobei bei den gestrichenen Größen das  $n'_{H2O}$  definitionsgemäß Null ist.

Die Größen  $Rest$  und  $n_{NOx}$  beider Systeme sind gleich groß und können gleichgesetzt werden.

$$n_{ges} - n_{Luft} - n_{H2O} \stackrel{!}{=} n'_{ges} - n'_{Luft} \quad (4.45)$$

Weitere Umstellungen ergeben:

$$\begin{aligned} n_{ges} - n_{ges} \cdot \nu_{Luft} - n_{ges} \cdot \nu_{H2O} &= n'_{ges} - n'_{ges} \cdot \nu'_{Luft} \\ n_{ges} \left[ 1 - \frac{\nu_{O2}}{0.21} - \nu_{H2O} \right] &= n'_{ges} \left[ 1 - \frac{\nu'_{O2}}{0.21} \right] \\ n_{ges} \left[ \frac{0.21 - \nu_{O2} - 0.21 \cdot \nu_{H2O}}{0.21} \right] &= n'_{ges} \left[ \frac{0.21 - \nu'_{O2}}{0.21} \right] \end{aligned}$$

Und schließlich:

$$\frac{n_{ges}}{n'_{ges}} = \frac{0.21 - \nu'_{O2}}{0.21 - \nu_{O2} - 0.21 \cdot \nu_{H2O}} \quad (4.46)$$

Für  $\nu'_{O2}$  kann jetzt ein beliebiger Wert, hier 0.05, eingesetzt werden.  $\nu_{O2}$  sowie  $\nu_{H2O}$  werden dem Abgas entnommen.

$$\boxed{NOx_{Vn,korr} = NOx_{Vn} \cdot \frac{0.21 - 0.05}{0.21 - \nu_{O2} - 0.21 \cdot \nu_{H2O}}} \quad (4.47)$$

In dieser Gleichung ist  $NOx_{Vn}$  die Stickoxidkonzentration in Milligramm pro Normkubikmeter [ $mg/m_n^3$ ] feuchtes Abgas mit einem beliebigen Wert an Sauerstoff.  $NOx_{Vn,korr}$  sind die Stickoxide in [ $mg/m_n^3$ ] trockenem Abgas bezogen auf 5% Reststauerstoffgehalt.

## 4.6 Turbolader und Verdichter

Ziel dieser Arbeit ist es, ein Optimum des Gesamtmotors unter Berücksichtigung des Ladungswechsels zu finden. Dabei sind natürlich auch die Gesamt- und Einzelwirkungsgrade der durch die Aufladegruppe beteiligten Komponenten von Bedeutung. In diesem Abschnitt werden die Grundlagen dazu vermittelt.

### 4.6.1 Aufladegruppe

Dieser Motor besitzt eine zweistufige Aufladung mit Zwischenkühler und Ladeluftkühler auf jeder der zwei Bänke. Um einen Aufladegruppenwirkungsgrad bestimmen zu können, muss eine Systemgrenze definiert werden. Diese Systemgrenze ist in Abbildung 4.16 strichpunktiert dargestellt. Jede der vier Strömungsmaschinen hat ein Kennfeld hinterlegt, wonach diese arbeiten. Die Lastregelung des Motors erfolgt über das Flow-Tec Ventil. Die Drosselklappe ist bei Vollast immer ganz geöffnet.

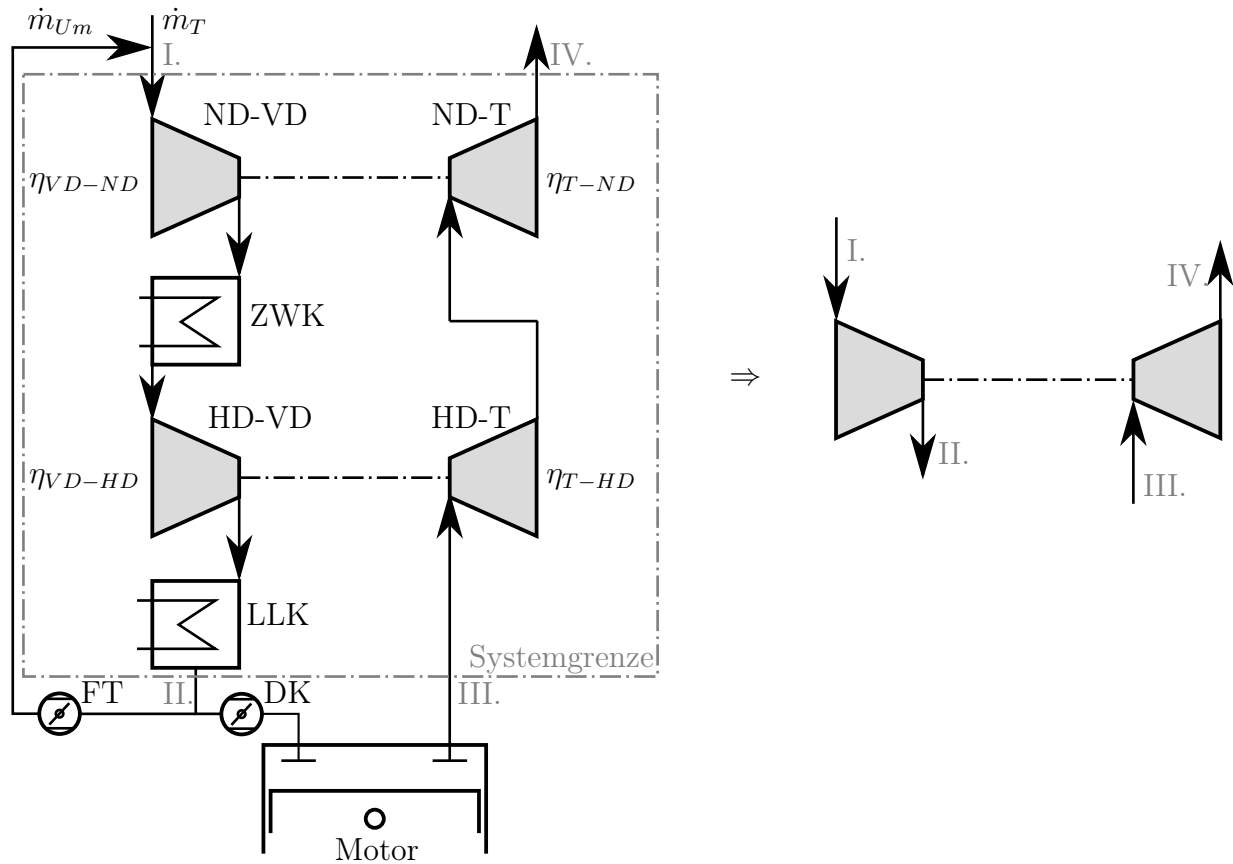


Abbildung 4.16: Aufladegruppe

ND-VD	... Niederdruckverdichter	DK	... Drosselklappe
HD-VD	... Hochdruckverdichter	FT	... Flow-Tec Ventil
ND-T	... Niederdruckturbine	I. - IV.	... Durchtrittspunkte
HD-T	... Hochdruckturbine	$\dot{m}_{Um}$	... Massenstrom Umblasereserve
ZWK	... Zwischenkühlber	$\dot{m}_T$	... Massenstrom Turbinen
LLK	... Ladeluftkühlber	$\eta_i$	... Wirkungsgrade

Die Umblasereserve ist definiert mit  $\frac{\dot{m}_{Um}}{\dot{m}_T}$ . Durch diese Reserve können beispielsweise Luftdruckunterschiede abhängig vom Motorbetriebsort und Verschleißerscheinungen ausgeglichen werden.

Für die Wirkungsgradbestimmung der Aufladegruppe wird als Ersatzmodell ein einstufiger Turbolader herangezogen. Nachfolgend ist die Herleitung des Gruppenwirkungsgrades angeführt.

Für den isentropen Verdichterwirkungsgrad  $\eta_{VD}$  lässt sich schreiben

$$\eta_{VD} = \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}} = \frac{\Delta h_{is}}{\Delta h} = \frac{\varphi_p \cdot (T_{2s} - T_1)}{\varphi_p \cdot (T_2 - T_1)} = \frac{\mathcal{T}_1 \cdot \left(\frac{T_{2s}}{T_1} - 1\right)}{\mathcal{T}_1 \cdot \left(\frac{T_2}{T_1} - 1\right)} \quad (4.48)$$

Mit der Isentropenbeziehung  $p_i \cdot v_i^\kappa = const$  und der Idealgasgleichung  $v_i = (R \cdot T_i)/p_i$  kommt man zu

$$\eta_{VD} = \frac{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\frac{T_2}{T_1} - 1} \quad (4.49)$$

Analog für die Turbine:

$$\eta_T = \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}} = \frac{\Delta h}{\Delta h_{is}} = \frac{c_p \cdot (T_3 - T_4)}{c_p \cdot (T_3 - T_{4s})} = \frac{\mathcal{F}_3 \cdot \left(1 - \frac{T_4}{T_3}\right)}{\mathcal{F}_3 \cdot \left(1 - \frac{T_{4s}}{T_3}\right)} \quad (4.50)$$

$$\eta_T = \frac{1 - \frac{T_4}{T_3}}{\left(1 - \frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \quad (4.51)$$

Der Gruppenwirkungsgrad errechnet sich als Produkt der Einzelwirkungsgrade:

$$\eta_{Grp} = \eta_{VD} \cdot \eta_T = \frac{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa_1-1}{\kappa_1}} - 1}{1 - \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{\kappa_3-1}{\kappa_3}}} \cdot \frac{1 - \frac{T_4}{T_3}}{\frac{T_2}{T_1} - 1} = \frac{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa_1-1}{\kappa_1}} - 1}{1 - \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{\kappa_3-1}{\kappa_3}}} \cdot \frac{T_1(T_3 - T_4)}{T_3(T_2 - T_1)} \quad (4.52)$$

Nimmt man an, dass durch die Verbindungswellen zwischen Turbine und Verdichter keine Verluste entstehen gilt  $\Delta H_T \stackrel{!}{=} \Delta H_{VD}$ :

$$\left. \begin{aligned} \Delta H_T &= \dot{m}_T \cdot c_{pT} \cdot (T_3 - T_4) \\ \Delta H_{VD} &= \dot{m}_{VD} \cdot c_{pVD} \cdot (T_2 - T_1) \end{aligned} \right\} \div 1 = \frac{\dot{m}_T \cdot c_{pT} \cdot (T_3 - T_4)}{\dot{m}_{VD} \cdot c_{pVD} \cdot (T_2 - T_1)} \quad (4.53)$$

Setzt man Gleichung 4.53 in 4.52 ein, kommt man unter Verwendung der Nomenklatur von Abbildung 4.16 zum Gruppenwirkungsgrad:

$$\eta_{Grp} = \frac{\left(\frac{p_{II.}}{p_{I.}}\right)^{\frac{\kappa_{I.}-1}{\kappa_{I.}}} - 1}{1 - \left(\frac{p_{IV.}}{p_{III.}}\right)^{\frac{\kappa_{III.}-1}{\kappa_{III.}}}} \cdot \frac{T_{I.} \cdot \dot{m}_{VD} \cdot c_{pVD}}{T_{III.} \cdot \dot{m}_T \cdot c_{pT}} \quad (4.54)$$

Vergleicht man diese Beziehung mit den isentropen Enthalpien von Turbine und Verdichter

$$\left. \begin{aligned} \Delta H_{VD,is} &= \dot{m}_{VD} \cdot c_{pVD} \cdot (T_{2s} - T_1) \\ \Delta H_{T,is} &= \dot{m}_T \cdot c_{pT} \cdot (T_3 - T_{4s}) \end{aligned} \right\} \div \frac{\Delta H_{VD,is}}{\Delta H_{T,is}} = \frac{\dot{m}_{VD} \cdot c_{pVD} \cdot T_1 \cdot \left(\frac{T_{2s}}{T_1} - 1\right)}{\dot{m}_T \cdot c_{pT} \cdot T_3 \cdot \left(1 - \frac{T_{4s}}{T_3}\right)} \quad (4.55)$$

erkennt man, dass der Gruppenwirkungsgrad das Verhältnis der isentropen Enthalpien ist:

$$\eta_{Grp} = \frac{\Delta H_{VD,is}}{\Delta H_{T,is}} \quad (4.56)$$

Zu diesem Ergebnis kommt man auch wenn man folgendes ansetzt:

Die Leistung, die bei isentroper Expansion bei der Turbine zur Verfügung stehen würde, muss gleich sein der Leistung eines isotropen Verdichters plus den Verlusten.

$$\Delta H_{T,is} \stackrel{!}{=} \Delta H_{VD,is} + \text{Verluste} \quad (4.57)$$

$$\eta_{Grp} = \frac{\Delta H_{T,is} - \text{Verluste}}{\Delta H_{T,is}} = \frac{\Delta H_{VD,is}}{\Delta H_{T,is}} \quad (4.58)$$



Des Weiteren muss noch abgeklärt werden, ob statische oder totale Drücke verwendet werden. Ein Ansatz wäre, bei den Punkten *I.* – *III.* totale Drücke zu verwenden, weil die Geschwindigkeitsenergie noch im System ist. Die dynamische Energie bei Punkt *IV.* geht ins Freie und kann nicht weiterverwendet werden. Hier wäre dann der statische Druck einzusetzen.

Bei dieser Arbeit werden aber, um mit den bereits vorhandenen Arbeiten konsistent zu bleiben, nur statische Drücke verwendet.

#### 4.6.2 Kennfelder der Strömungsmaschinen

Wie in Abschnitt 4.6.1 beschrieben, ist den Strömungsmaschinen ein Kennfeld hinterlegt, das Wirkungsgrad, Drehzahl, Druckverhältnis und reduzierten Massenstrom miteinander verbindet. Solche Kennfelder werden durch Messungen bestimmt.

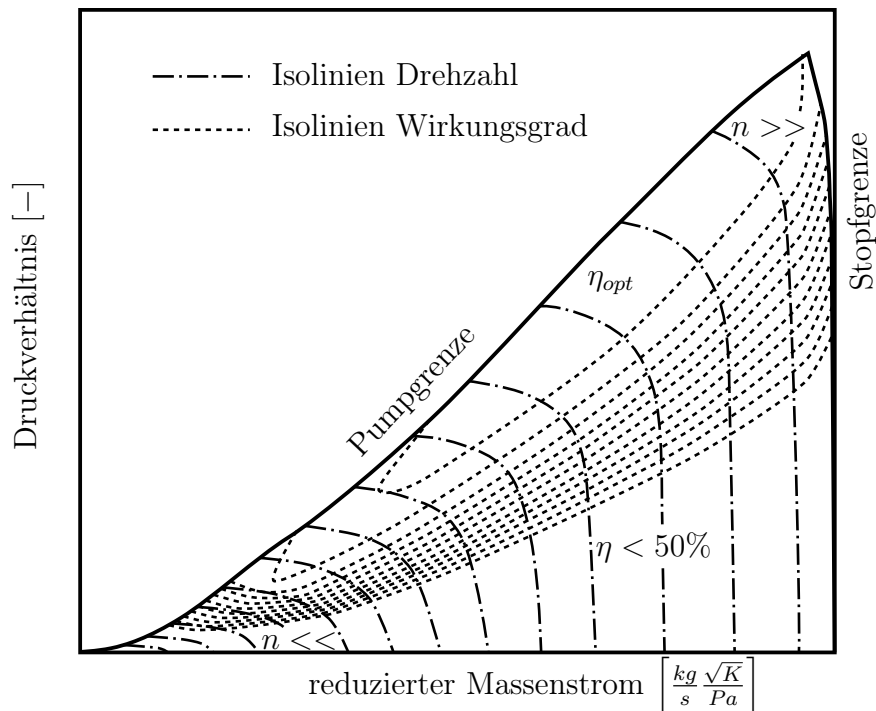


Abbildung 4.17: Kennfeld Niederdruckverdichter

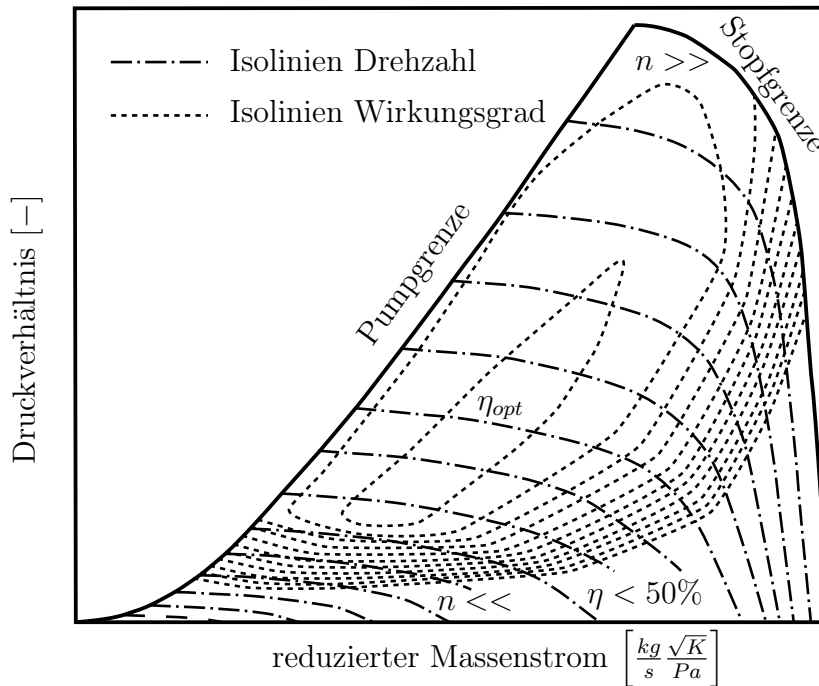


Abbildung 4.18: Kennfeld Hochdruckverdichter

In Abbildung 4.18 ist ein beispielhaftes Kennfeld eines Hochdruckverdichters dargestellt. Auf der Ordinate ist das Druckverhältnis und auf der Abszisse der reduzierte Massenstrom aufgetragen. Es ist zu erkennen, dass der Wirkungsgrad muschelförmig, ausgehend vom Optimum  $\eta_{opt}$ , abnimmt. Die Drehzahl ist mit hohem reduziertem Massenstrom am höchsten. Abgegrenzt wird das Kennfeld links durch die Pumpgrenze. Bei der Pumpgrenze ist der Druckanstieg im Verdichter so groß, dass sich die Strömung von der Beschaufelung ablöst und zurückströmt. Dabei fällt das Druckverhältnis und der Verdichter arbeitet wieder. Durch dieses Wechselspiel ist dabei eine Art Poltern zu hören. Die Stopfrenze ist durch die geometrischen Abmessungen, vor allem die kleinsten Querschnitte im Verdichter, vorgegeben. Durch einen bestimmten Querschnitt kann auch nur eine bestimmte Masse strömen. Darüber hinaus versperrt der Verdichter einfach.

Das Kennfeld des Niederdruckverdichters in Abbildung 4.17 ist analog aufgebaut.

### 4.6.3 Reduzierter Massenstrom

[8] Um bei einem Verdichter einen Kennfeldpunkt festlegen zu können, braucht man als Eingangsgrößen das Druckverhältnis und den reduzierten Massenstrom. Der reduzierte Massenstrom ist deshalb wichtig, weil bei gleichem reduziertem Massenstrom auch die axial gerichtete Machzahl im Verdichter gleich bleibt. Eine gleiche axial gerichtete Machzahl stellt gleiche Strömungsbedingungen sicher. In diesem Unterkapitel wird kurz auf die Herleitung dieses reduzierten Massenstroms eingegangen.

Für den gleichen Betriebspunkt muss gelten:

$$Ma_{axI.} = Ma_{axII.} \tag{4.59}$$

Mit der allgemeinen Gasgleichung  $\frac{1}{\rho} = \frac{R \cdot T}{p}$  kann man schreiben:

$$Ma_{ax} = \frac{c_{ax}}{a} = \frac{\dot{m} / \rho \cdot A}{\sqrt{\kappa \cdot R \cdot T}} = \frac{\dot{m} \cdot R \cdot T}{A \cdot p \cdot \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T}} = \frac{\dot{m} \cdot \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T}}{A \cdot p \cdot \kappa} \tag{4.60}$$

Mit Gleichung 4.59 ergibt sich:

$$Ma_{axI.} = Ma_{axII.} \Rightarrow \frac{\dot{m}_I \cdot \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T_I}}{A_I \cdot p_I \cdot \kappa} = \frac{\dot{m}_{II.} \cdot \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T_{II.}}}{A_{II.} \cdot p_{II.} \cdot \kappa} \quad (4.61)$$

Unter Voraussetzung von gleicher Fläche  $A_I = A_{II.}$  bei den verschiedenen Betriebspunkten kann man schreiben:

$$\boxed{\frac{\dot{m}_I \cdot \sqrt{T_I}}{p_I} = \frac{\dot{m}_{II.} \cdot \sqrt{T_{II.}}}{p_{II.}}} \quad (4.62)$$

Der Totaldruck lässt sich wie folgt bestimmen:

$$p_t = p_{stat} + \frac{\rho}{2} \cdot c^2 \quad (4.63)$$

Die Totaltemperatur lässt sich anhand der Enthalpien errechnen:

$$\left. \begin{array}{l} h = c_p \cdot T \\ h_t = h + \frac{c^2}{2} \end{array} \right\} T_t = T + \frac{c^2}{2 \cdot c_p} \quad (4.64)$$

Die spezifische Wärmekapazität  $c_p$  ausgedrückt durch  $R$  und  $\kappa$ :

$$\left. \begin{array}{l} \kappa = \frac{c_p}{c_v} \\ R = c_p - c_v \Rightarrow c_v = c_p - R \end{array} \right\} \kappa = \frac{c_p}{c_p - R} \Rightarrow c_p = \frac{R \cdot \kappa}{\kappa - 1} \quad (4.65)$$

Aus Gleichung 4.64 wird mit 4.65:

$$c = \sqrt{2 \cdot c_p \cdot (T_t - T)} = \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot R \cdot (T_t - T)} \quad (4.66)$$

Setzt man in die Definition der Machzahl Gleichung 4.66 kommt man zu:

$$Ma = \frac{c}{\sqrt{\kappa \cdot R \cdot T}} = \sqrt{\frac{2}{\kappa - 1} \cdot \left(\frac{T_t}{T} - 1\right)} \quad (4.67)$$

Umgestellt auf  $T/T_t$  ergibt sich:

$$\boxed{\frac{T}{T_t} = \frac{1}{1 + \frac{\kappa-1}{2} \cdot Ma^2}} \quad (4.68)$$

Mit der Isentropenbeziehung zwischen statischem und totalem Strömungszustand lässt sich schreiben:

$$\frac{p}{\rho^\kappa} = \frac{p_t}{\rho_t^\kappa} = const. \Rightarrow \frac{p}{p_t} = \left(\frac{\rho}{\rho_t}\right)^\kappa \quad (4.69)$$

Mit der idealen Gasgleichung  $\rho = \frac{p}{R \cdot T}$  entsteht ein Zusammenhang zwischen  $p_i$ ,  $T_i$  und  $\kappa$

$$\frac{p}{p_t} = \left(\frac{p}{R \cdot T} \cdot \frac{R \cdot T_t}{p_t}\right)^\kappa \Rightarrow \frac{T}{T_t} = \left(\frac{p}{p_t}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (4.70)$$

Diese Beziehung in Gleichung 4.67 eingesetzt:

$$Ma = \sqrt{\frac{2}{\kappa - 1} \cdot \left[ \left( \frac{p_t}{p} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]} \quad (4.71)$$

Aufgelöst nach  $p/p_t$

$$\frac{p}{p_t} = \frac{1}{\left( 1 + \frac{\kappa-1}{2} \cdot Ma^2 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}} \quad (4.72)$$

Fasst man den Ausdruck  $\left( 1 + \frac{\kappa-1}{2} \cdot Ma^2 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$  zu einer Variable  $K_1$  zusammen kann man Gleichung 4.68 und 4.72 kürzer schreiben

$$T = T_t \cdot \frac{1}{K_1} \quad p = p_t \cdot \frac{1}{K_1^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}} \quad (4.73)$$

und in Gleichung 4.62 einsetzen:

$$\dot{m}_I \cdot \frac{\sqrt{T_{tI.}}}{p_{tI.}} \cdot K_{1I.}^{\frac{\kappa}{\kappa-1}-1/2} = \dot{m}_{II.} \cdot \frac{\sqrt{T_{tII.}}}{p_{tII.}} \cdot K_{1II.}^{\frac{\kappa}{\kappa-1}-1/2} \quad (4.74)$$

Setzt man jetzt voraus, dass die Machzahlen in den Konstanten gleich sind ( $K_1 = K_{1I.} = K_{1II.}$ ) ergibt sich die Gleichung 4.62 nur mit Totalgrößen.

$$\dot{m}_I \cdot \frac{\sqrt{T_{tI.}}}{p_{tI.}} = \dot{m}_{II.} \cdot \frac{\sqrt{T_{tII.}}}{p_{tII.}} \quad (4.75)$$

Die Ausdrücke links und rechts vom Gleichheitszeichen werden **reduzierter Massenstrom**  $\dot{m}_{red} := \dot{m} \cdot \frac{\sqrt{T_t}}{p_t}$  bezeichnet. Die Größen werden jeweils am Verdichtereintritt abgenommen. Sind die reduzierten Massenströme gleich, ist Gleichung 4.59 erfüllt und damit die Machzahlen gleich.

## 5 Modellaufbau

In diesem Kapitel wird der Motoraufbau und vor allem der Aufbau im Ladungswechselprogramm GT-Power (Grundlagen: siehe Kapitel 4.3) behandelt. GT-Power stellt Bausteine zur Verfügung, die mit Rohrleitungen, elektrischen Leitungen oder Wellen verbunden werden können. Aus der Bibliothek werden die Bauteile auf das Arbeitsblatt gezogen und konfiguriert. Im nachfolgenden Bild ist eine Übersicht über den mechanischen Aufbau zu sehen.

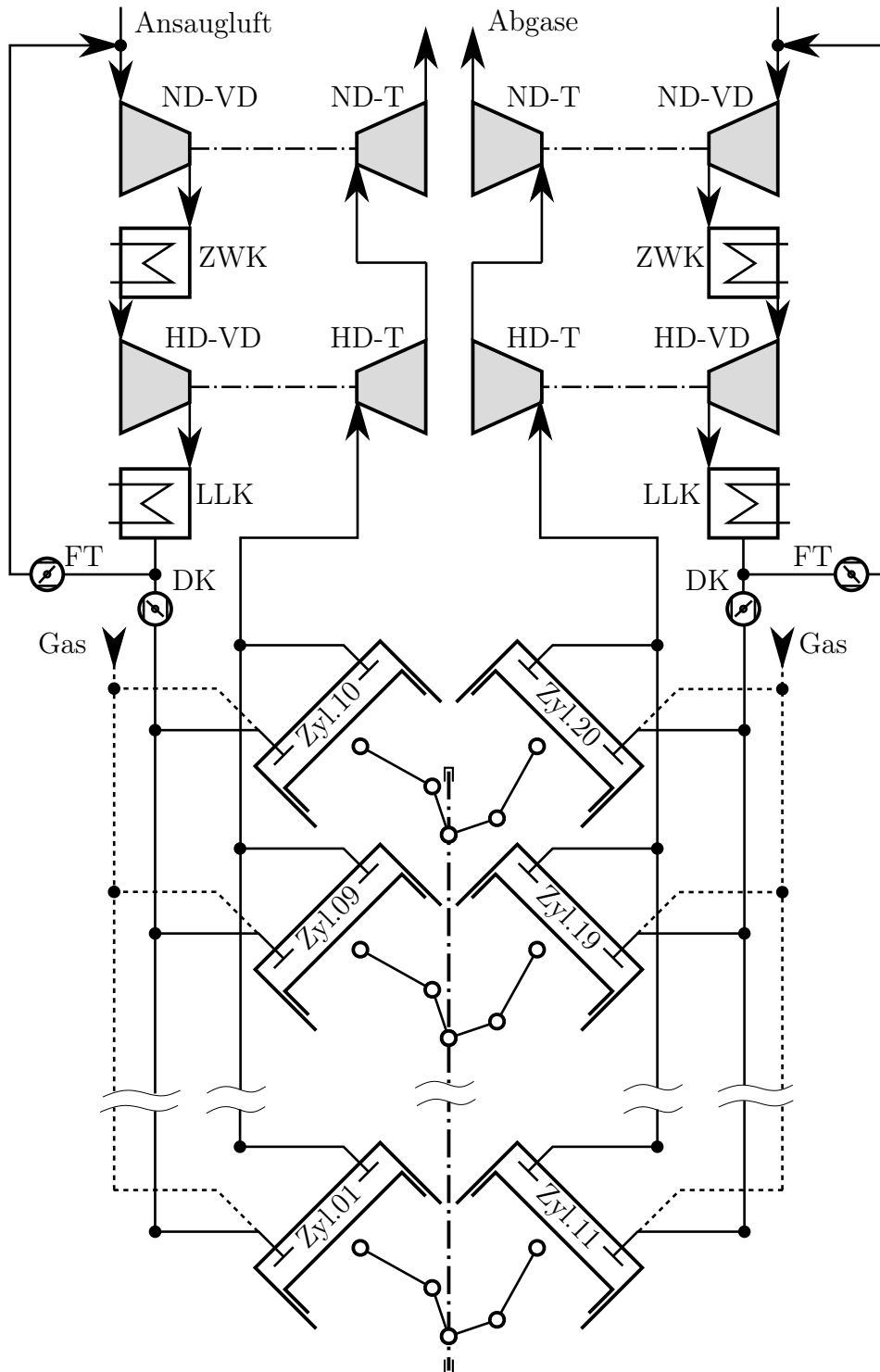


Abbildung 5.1: Motoraufbau

Beim untersuchten Motor handelt es sich um einen 20 Zylinder V-Motor. Jeweils 10 Zylinder

sind auf einer Bank und werden von einer Aufladegruppe versorgt. Jede Aufladegruppe besteht aus einem zweistufigen Turbolader mit Zwischenkühlung und Ladeluftkühlung.

Als Kraftstoff wird in dieser Arbeit Erdgas verwendet. Die Einblasung erfolgt getaktet in den Ansaugkanal des jeweiligen Zylinders. Zum Einstellen des erwünschten Luftverhältnisses wird die Öffnungsdauer der Ventile geändert. Aufgrund der geringen Druckunterschiede zwischen Gaszuleitung und Luftzuleitung ergeben sich trotz gleichen Öffnungszeiten bei den Zylindern sehr unterschiedliche Luftverhältnisse, die auf die einzelnen Gasschwingungen und Rohrwiderstände zurückzuführen sind.

## 5.1 Randbedingungen

Nachfolgend werden die verwendeten Randbedingungen aufgelistet und beschrieben.

### 5.1.1 Wärmeübergang

Der Wärmeübergang wird mit dem Ansatz von Wochni-Huber [4] berechnet. Der Korrekturfaktor dabei beträgt 0.7. Die gleichen Parameter werden auch im nulldimensionalen instituts-internen Prozessrechenprogramm Cora verwendet und sind mit Messungen abgesichert. Damit soll eine Vergleichbarkeit der Ergebnisse sichergestellt werden.

### 5.1.2 Methanzahl

Die Methanzahl wurde mit 92 gewählt. Das entspricht dem Erdgas von Graz. Mit MZ 92 sind viele Einzylindermessungen vorhanden. Für die Messungen am Vollmotor wird (ortsabhängig) ein Gas mit der Methanzahl 85.7 verwendet. Daher muss auch für die Vergleiche zwischen Messung und Rechnung des Vollmotors diese Methanzahl verwendet werden.

### 5.1.3 Luftfeuchtigkeit

Bei der Luftfeuchtigkeit muss zwischen Luftfeuchtigkeit an der Systemgrenze (Ansaugluft) und der vorgegebenen Luftfeuchte bei der Verbrennung unterschieden werden. Die Luftfeuchtigkeit der Ansaugluft hat Einfluss auf die benötigte Mindestluftmenge und das Luftverhältnis. Die Feuchtigkeit bei der Verbrennung wird in  $g_{H_2O}/kg_{tr,Luft}$  angegeben und beeinflusst vor allem die Brenndauer.

Bei der Erstellung des Brennverlaufmodells wurde die Prozessrechnung mit trockener Luft durchgeführt. Folglich wird auch hier die Ansaugluft trocken vorgegeben und die Feuchte nur über die Vorgabe beim Brennverlauf berücksichtigt.

### 5.1.4 Luftverhältnis

Dem Luftverhältnis  $\lambda$  kommt gemeinsam mit dem Mindestluftbedarf  $L_{min}$  eine große Bedeutung zu. Bereits kleine Unterschiede im  $L_{min}$  verursachen unzulässig hohe Abweichungen quer durch alle Ergebnisse. Speziell bei der Verwendung unterschiedlicher Rechenprogramme muss das  $L_{min}$  immer verglichen und korrigiert werden. In GT-Power wird der Mindestluftbedarf aus der chemischen Zusammensetzung des Gases errechnet. Eine genaue Gasanalyse und Umrechnung in *Atome pro Gesamtmolekül* ist hier entscheidend.

Aus der Gasanalyse kommt eine Tabelle mit folgenden Daten:

- chemische Bezeichnung des Moleküls z.B.:  $CH_4$  und  $C_2H_6$
- der dazugehörige Volumenanteil  $\varphi$

- der dazugehörige Massenanteil  $\mu$

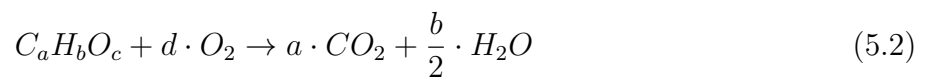
Mit der Anzahl der Atome pro Molekül und dem Volumensanteil  $\varphi$  kommt man zu Anzahl der Atome pro Gesamtmolekül Gas. Das Gesamtmolekül beschreibt die Mischung aller einzelnen Moleküle :

$$\frac{Atome_i}{Molekül\ ges} = \frac{Atome_i}{mol\ Gemisch} = \sum_{Molekül} \varphi_{Molekül} \cdot \frac{Atome_i}{Molekül} \quad (5.1)$$

Diese Werte werden für Kohlenstoff, Wasserstoff, Sauerstoff, Stickstoff, Schwefel und Argon benötigt. Hier kommt es vor allem auf die richtigen Verhältnisse an. Die Größe des fiktiven Gesamtmoleküls spielt keine Rolle.

### Vergleichbarkeit mit Ergebnissen aus Cora

Im Prozessrechenprogramm Cora wird Lambda direkt ausgegeben. Es kann vorausberechnet werden aus den Größen *Air Mass Trapped* und *Gas Fuel Mass*, die Eingangsgrößen für das Programm darstellen. Jetzt wird noch die Mindestluftmenge pro Gasmenge benötigt:



Dabei sind  $a$ ,  $b$  und  $c$  die mit Gleichung 5.1 errechneten Größen. Der Sauerstoffbedarf ergibt sich zu:

$$O_{2,min,mol} = a + \frac{b}{4} - \frac{c}{2} \quad \left[ \frac{mol\ O_2}{mol\ Gem} \right] \quad (5.3)$$

Weiter die Mindestluftmenge  $L_{min}$ :

$$L_{min} = \frac{O_{2,min,mol}}{0.21} \cdot \frac{M_{Luft}}{M_{Gem}} \quad \left[ \frac{kg\ Luft}{kg\ Gas} \right] \quad (5.4)$$

Wobei  $M_{Gem}$  aus den Volumenanteilen  $\varphi$  und den atomaren Massen der einzelnen Spezies aus der Gasanalyse errechnet werden. Schließlich folgt das Lambda:

$$\lambda = \frac{Air\ Mass\ Trapped}{Gas\ Fuel\ Mass} \cdot \frac{1}{L_{min}} \quad (5.5)$$

Dieses Lambda kann jetzt mit dem Lambda aus GT-Power und dem Prozessrechenprogramm Cora verglichen werden.

### Lambda aus den Messungen

Bei den Messungen kann das Lambda auch nicht direkt bestimmt werden. Es erfolgt eine Berechnung über eine Abgasanalyse.

Die erste Möglichkeit ist eine Messung der  $CO_2$  Konzentration vorher und nachher. Mit der Brennstoffanalyse kann eine theoretische Verbrennungsrechnung durchgeführt werden. Über eine Bilanzgleichung wird jetzt das Luftverhältnis bestimmt.

Die zweite Möglichkeit ist über eine Messung des Sauerstoffgehalts.

Um die Messunsicherheiten zu verringern, werden diese beiden Werte zu einem korrigierten Wert zusammengefasst. Dieser zusammengefasste Wert wird als  $\lambda_{MW}$  bezeichnet.

#### 5.1.5 Heizwert

Natürlich muss auch sichergestellt sein, dass bei Simulation, Prozessrechnung und Versuch derselbe Heizwert des Gases verwendet wird.

Dieser Wert ist in der Gasanalyse zu finden. Beim Programm GT-Power wird der Heizwert als

ein weiterer Parameter bei der Gaszusammensetzung eingetragen.

In Cora steht der Heizwert im Eingabefile oder wird mithilfe der Gaszusammensetzung errechnet. Für Vergleichsrechnungen mit bekanntem Heizwert des Gases ist eine Vorgabe besser geeignet.

### 5.1.6 Temperatur nach Ladeluftkühler

Die Temperatur nach dem Ladeluftkühler variiert je nach Aufstellort des Motors. Bei dieser Arbeit wurde sie aber nicht als Variationsparameter ausgewählt und ist mit 50°C konstant gehalten.

### 5.1.7 Aufladegruppe

#### Druckverhältnis der Verdichter

Die Verdichter arbeiten nach einem Kennfeld wie in Abschnitt 4.6 beschrieben. Diese Strömungsmaschinen sind auf den Motorbetriebspunkt abgestimmt und arbeiten dort optimal. Bei einer Variationsrechnung verschieben sich die Betriebspunkte aller 4 Kennfelder. Um eine Vergleichbarkeit zu erreichen, wurde das Druckverhältnis von Niederdruckverdichter zu Hochdruckverdichter in Abhängigkeit von den Steuerzeiten vorgegeben. Damit wird sichergestellt, dass die Rechenpunkte nicht an die Grenzen des Kennfeldes stoßen und das Ergebnis verfälschen.

Das Verhältnis beträgt:

$$\frac{\pi_{ND}}{\pi_{HD}} = \begin{cases} 1.7 & \text{für } Miller > 500^\circ KW \\ 1.7 - 0.0175 \cdot (500 - Miller) & \text{für } Miller < 500^\circ KW \end{cases} \quad (5.6)$$

Unter *Miller* ist die Kurbelwinkelstellung, bei der das Einlassventil schließt, gemeint.

#### Massenstrom des Niederdruckverdichters

Bei den angefahrenen Betriebspunkten wurde beim Niederdruckverdichter manchmal die Stopfgrenze erreicht. Das äußert sich durch einen Abfall der Leistung des Motors. Daher wurde die Größe des Niederdruckverdichters an die neuen Gegebenheiten angepasst und die Massenstromachse des Kennfeldes skaliert. Der Hochdruckverdichter hatte dieses Problem nicht und blieb unverändert.

Die Skalierung erfolgte anhand der Abhängigkeiten von der Steuerzeit und dem Luftverhältnis:

$$MMP = 1 + (490 - Miller) \cdot 0.01 + (\lambda - 1.95) \cdot \frac{0.2}{0.35} \quad (5.7)$$

Das Luftverhältnis hat direkten Einfluss auf den gesamten Massenstrom des Motors, sofern die Leistung konstant gehalten wird. Eine Variation der Steuerzeiten beeinflusst ebenfalls den Massenstrom aber weitaus weniger. Der Eintrag in GT-Power heißt *Mass Multiplier* und stellt eine multiplikative Konstante für die Abszisse des Kennfeldes dar.

#### Wirkungsgrad der Strömungsmaschinen

Der Wirkungsgrad der Strömungsmaschinen ist auch im Kennfeld festgelegt. Auch hier gilt, dass die Strömungsmaschinen auf den Betriebspunkt abgestimmt sind. Bei einer Variationsrechnung wird davon ausgegangen, dass eine auf den neuen Betriebspunkt abgestimmte Aufladegruppe wiederum den selben Wirkungsgrad erreichen kann.

Folglich ist es sinnvoll, die Wirkungsgrade von einem nachgerechneten Messpunkt zu übernehmen und konstant zu setzen. Die Wirkungsgrade werden also nicht aus dem Kennfeld übernommen, sondern werden im GT-Power unter *Efficiency Multiplier* eingetragen. Wird hier ein



positiver Wert eingetragen, wird das Kennfeld in der Wirkungsgrad-Achse skaliert. Bei einem negativen Wert weiß das Programm, dass es eine Konstante sein soll und liest nicht mehr vom Kennfeld ab.

Nachdem die Wirkungsgrade aller 4 Strömungsmaschinen verschieden sind, macht es auch einen Unterschied, welches Bauteil wie viel Energie umsetzt. Der Aufladegruppenwirkungsgrad kann also bei Änderungen des Druckverhältnisses zwischen Niederdruck und Hochdruckverdichter leicht schwanken.

### Konvergenzkriterien

Die Konvergenzkriterien bestimmen, wann eine Simulation genau genug ist, um beendet werden zu dürfen. Bei der DoE Anwendung wurden folgende Kriterien gesetzt:

- Mitteldruck
- Ableitung vom Mitteldruck
- Spitzendruckabweichung der Zylinder
- Umblasereserve
- Ableitung der Umblasereserve

Für weitere Untersuchungen wurden noch benötigt:

- Aufladegruppenwirkungsgrad
- Stickoxide im Abgas

Die Regelung des Motors erfolgte immer auf die gleiche Leistung, was bei gleicher Drehzahl auch den gleichen Mitteldruck bedeutet. Die Schranke war hier kleiner 0.05 *bar* Abweichung zum Sollwert über mindestens 10 Rechenzyklen.

$$\left| \max_{(10 \text{ Zyklen})} [\Delta bmeP] \right| \leq 0.05 \text{ bar} \quad (5.8)$$

Die Ableitung nach der Zeit des Mitteldrucks wurde auch mitgenommen, damit die Rechnung auch sicher eingeschwungen ist. Die Grenze ist hier mit 0.01 *bar/s* über 5 Zyklen festgelegt.

$$\left| \max_{(5 \text{ Zyklen})} \frac{d(bmeP)}{dt} \right| \leq 0.01 \frac{\text{bar}}{\text{s}} \quad (5.9)$$

Bei der Spitzendruckabweichung wird der Maximaldruck vom Zylinder 11 mit dem Mittelwert über alle Zylinder verglichen. Die Abweichung darf hier nicht größer als 1 *bar* über 5 Zyklen sein.

$$\left| \max_{(5 \text{ Zyklen})} [p_{max,11} - \overline{p_{max}}] \right| \leq 1 \text{ bar} \quad (5.10)$$

Die Umblasereserve ist mit  $\frac{\dot{m}_{Um}}{\dot{m}_T} \stackrel{!}{=} 0.06$  festgelegt. Die zulässige Abweichung zu diesem Wert ist:

$$\left| \max_{(5 \text{ Zyklen})} \left( \Delta \frac{\dot{m}_{Um}}{\dot{m}_T} \right) \right| \leq 0.001 \quad (5.11)$$

Nachdem die Umblasereserve sehr träge reagiert, ist auch die Ableitung wichtig:

$$\left| \max_{(5 \text{ Zyklen})} \frac{d\left(\frac{\dot{m}_{Um}}{\dot{m}_T}\right)}{dt} \right| \leq 0.01 \frac{1}{\text{s}} \quad (5.12)$$

## 5.2 Regelungsdarstellung

Eine der wichtigsten Aufgaben in dieser Arbeit war der komplette Neuaufbau der Motorregelung in GT-Power. Dabei wurde in Voraussicht auf die vielen DoE Rechenpunkte viel Wert auf Stabilität, Geschwindigkeit und Konvergenzverhalten gelegt. Diverse Größen wie Umblasereserve oder Aufladegruppenwirkungsgrad waren überhaupt noch nicht mit Reglern abgebildet. In diesem Abschnitt wird der Letztstand der Regelung beschrieben, ohne auf den Werdegang einzugehen.

### 5.2.1 Regelbausteine

GT-Power stellt einige Regelbausteine zur Verfügung. Die hier verwendeten sind:

- Mittelwertbildung
- Ableitung nach der Zeit und Zyklen
- Mathematische Funktion
- Produkt
- Summe
- Verzögerungsschalter
- Schalter
- PID Controller

Der PID-Regler stellt den eigentlichen Regelbaustein dar. Er besteht aus einem Proportional-, einem Integral-, und einem Differentialglied. Das Differentialglied kann Störsignale auch verstärken und ist nur sinnvoll, wenn auf eine sich ändernde Eingangsgröße schnell eingegriffen werden muss. Bei einer Motoranwendung ist das Ziel aber ein einmaliger Einschwingvorgang. Es werden keine zusätzlichen Ein- oder Ausgangsgrößenänderungen aufgeprägt. Folglich wird hier nirgends ein D-Anteil verwendet.

Ein PID Regler hat folgende (hier verwendete) Eingangsparameter:

- Zielwert für Eingangssignal
- Proportionalitätsfaktor
- Integrationsfaktor
- Obere Schranke für Ausgangssignal
- Untere Schranke für Ausgangssignal
- Maximale Ausgangssteigung
- Anti-Windup
- Einschaltverzögerung: Anzahl Zyklen
- Initial Ausgangssignal

Anti-Windup verhindert ein weiterintegrieren wenn der Regler an einer Schranke ankommt. Damit wird erreicht, dass nach Abfall der Eingangsgröße auch die Ausgangsgröße folgen kann und der I-Anteil nicht erst wieder zurückintegriert werden muss. Man kann sich das etwa so vorstellen, wie wenn bei Erreichen einer Schranke das Eingangssignal des I-Reglers auf Null gestellt wird.

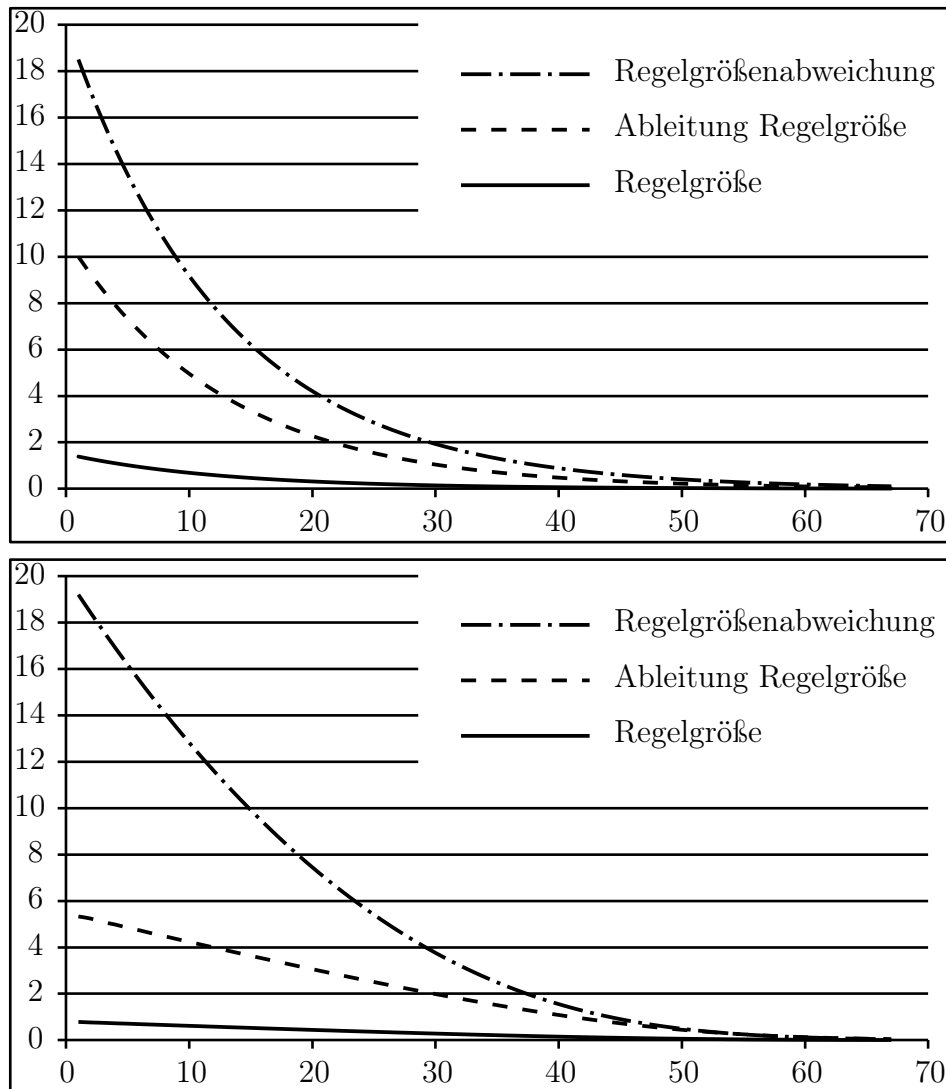


Abbildung 5.2: Regelung: I-Anteil

Das Eingangssignal mancher I-Regler wird mit Gleichung 5.13 vorbehandelt. Dabei sind  $K_i$  Konstanten die so gewählt werden, dass das Modell so schnell wie möglich konvergiert. Der Ausgang des I-Reglers wird abgeleitet und in die Formel zurückgeführt. Mit den drei Regelkonstanten kann das Regelverhalten wie in Abbildung 5.2 gezeigt verändert werden.

$$\text{Reglerinput} = \frac{\Delta \text{Regelgröße} \cdot K_z}{\frac{d(\text{Regleroutput})}{dt} \cdot K_x + K_y} \quad (5.13)$$

Im der oberen Abbildung sind die Konstanten  $K_z = 0.5$ ,  $K_x = 0$  und  $K_y = 1$  gesetzt. Die Ableitung des Regleroutputs hat dann keine Funktion.

In der unteren Abbildung sind diese  $K_z = 1$ ,  $K_x = 0.5$  und  $K_y = 1$ .

Die strichpunktierte Linie stellt die Abweichung der Regelgröße zum Sollwert dar. Diese soll Richtung Null gehen. Die strichlierte Linie ist die Ableitung der Strichpunktierten und die

Durchgezogene ist der Eingang des I-Reglers.

Bei dem Wert 50 auf der Abszisse sind beide Regelgrößenabweichungen etwa gleich groß. Das bedeutet, die Zeitdauer bis eine Abweichung ausgeregelt wird, ist gleich.

Eine Regelung darf eine Stellgröße des Motors nur so schnell verstellen, dass der gesamte Motor mit seiner Trägheit schnell genug den Änderungen folgen kann, und diese dem Regler wieder rückzumelden. Wird zu schnell geregelt kommt es zum Überschwingen und dadurch zu einem Zeitverlust.

In der zweiten Abbildung sieht man, dass vor allem zu Beginn der Regelung die Änderung (Ableitung: strichliert) nur etwa halb so groß ist wie in der ersten Abbildung. Der Regler der zweiten Abbildung regelt also in der gleichen Zeit eine Abweichung aus aber verwendet dabei geringere Verstellgeschwindigkeiten. Die asymptotische Annäherung an die Nulllinie bleibt erhalten, wodurch Zielwerte mehrerer Regler sehr genau erreicht werden können.

Bei einer gegebenen maximalen Verstellrate ist also der zweite Regler doppelt so schnell.

Dazu kommt noch, dass ein Aufschwingen durch Störgrößen oder andere Regelzweige unterdrückt wird, weil sich bei zu starker Änderung des Ausgangssignals das Eingangssignal des I-Reglers in Richtung Null bewegt.

Damit wurde eine effektive Methode gefunden, um ein Aufschwingen zu verhindern.

Ist der Motor eingeschwungen, wird die Ableitung zu Null und dieser Anteil verschwindet aus der Gleichung. Sind die Konstanten  $K_z$  und  $K_y$  gleich groß, hat die Formel keine Wirkung mehr und gibt das Eingangssignal an den Ausgang weiter.

### 5.2.2 Regelung des Mitteldrucks des Gesamtmotors

Die Regelung des Mitteldrucks erfolgt durch Verstellen der Flow-Tec Ventile (siehe Abbildung 5.1). In Abbildung 5.3 ist die prinzipielle Ansteuerung dargestellt.

Dabei wird von einem Sensor der BMEP (Brake Mean Effective Pressure) an der Kurbelwelle abgenommen und in die Regelung eingebracht. Anschließend wird vom gemessenen Wert der Vorgabewert abgezogen. Dadurch ist der Zielwert der Regelung immer Null. Dieser Schritt ist nur notwendig, wenn mehr als ein Regelbaustein für die gleiche Aufgabe verwendet wird. Hier wird ein P-Regler und getrennt ein I-Regler verwendet. Der Grund dafür liegt in den verschiedenen Maximalausgängen der Regler. Der Ausgang des P-Reglers wird hier auf  $\pm 10^\circ$  begrenzt. Dadurch wird verhindert, dass das System beim Maximalausschlag bei Regelstart zum Schwingen angeregt wird. Zusätzlich wird die Steigung des Ausgangs noch auf maximal  $\pm 4^\circ/\text{cycle}$  beschränkt. Der Initialisierungswert des P-Reglers ist Null.

Der I-Regler kann von Natur aus keine sprunghaften Ausgangsgrößen produzieren. Hier sind die Grenzen mit  $\min = 0^\circ$  und  $\max = 40^\circ$  etwas weiter gefasst. Die Initialisierung erfolgt mit einem etwas geringeren Wert als das geschätzte Ergebnis. Die beiden Regler starten zur gleichen Zeit die bei der ersten Rechnung 40 Zyklen und bei den darauffolgenden 10 Zyklen beträgt. Vorausgesetzt, dass der darauffolgende Zyklus mit dem Ergebnis des vorhergehenden initialisiert wird. Ansonsten gelten auch die 40 Zyklen. Diese Zeit wird gebraucht, damit sich der Motor und vor allem das Brennverlaufsmodell einpendelt.

Bei der *Funktion 3* wird noch die Ableitung des Mitteldruckverlaufs eingebracht. Diese Ableitung addiert zur reellen Abweichung des Mitteldruckes wird als Regeleingang verwendet. Das ist nötig, weil speziell der Mitteldruck sehr langsam reagiert. Durch dieses zusätzliche Glied (erster Term der Taylor-Reihenentwicklung) wird sozusagen etwas in die Zukunft geschaut. Im eingeschwungenen Zustand ist die Ableitung wieder Null und der Term fällt weg. Die *Ableitung 2* verhindert, wie Eingangs erwähnt, ein Aufschwingen des Systems.

Abschließend werden die Ausgangsgrößen der beiden Regler addiert und weitergeleitet. Negative Werte für den Winkel der Flow-Tec Ventile werden abgefangen.

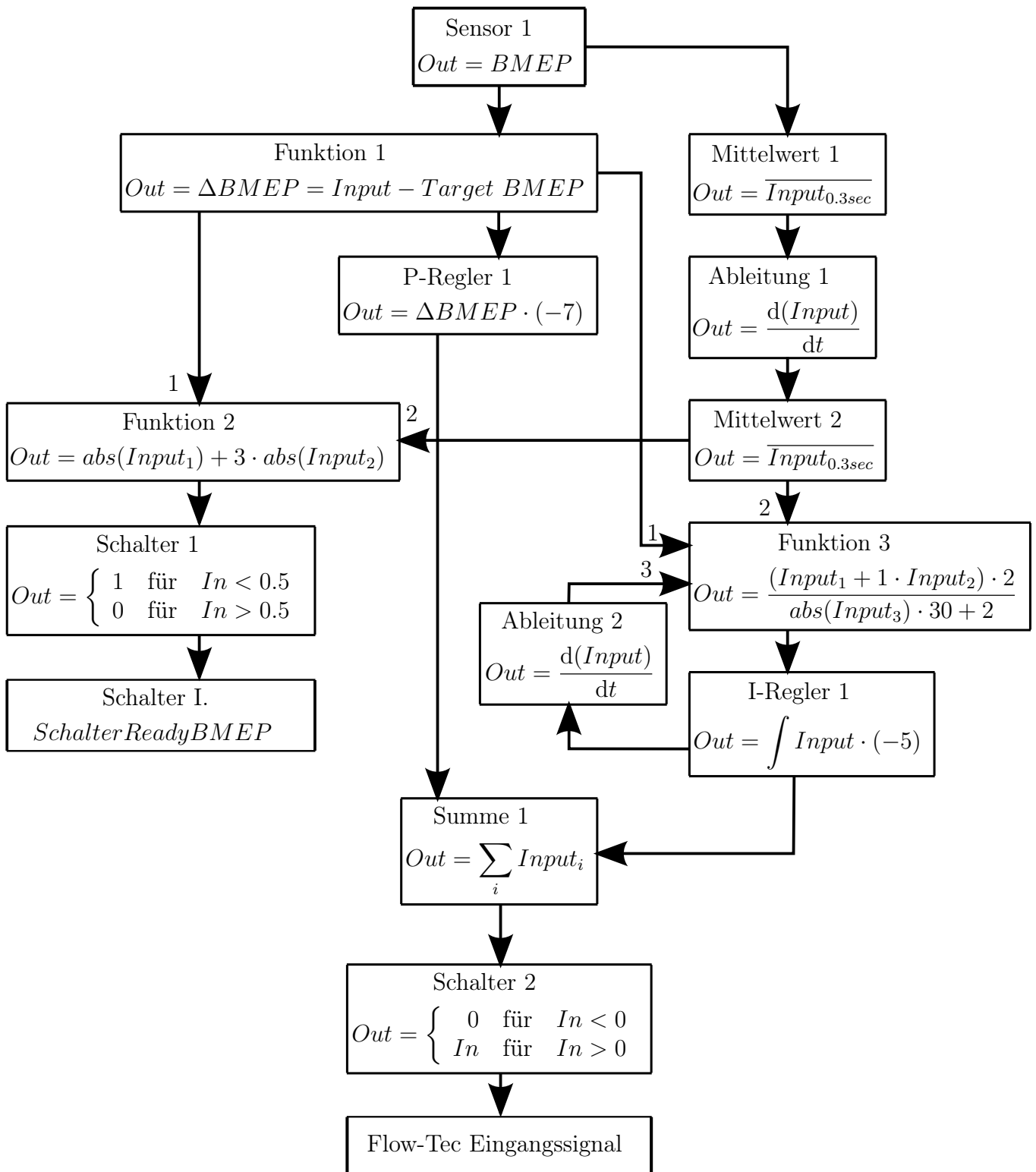


Abbildung 5.3: Regelung des Mitteldrucks

Auf der linken Seite der Regelung ist noch ein Zweig mit dem Ergebnis *Schalter I*. Dieser Schalter aktiviert oder deaktiviert weitere Regelzweige. Dabei wird überprüft, ob sich der Absolutwert und deren Ableitung des Mitteldrucks in einer gewissen Schranke befindet, d.h. ob der Mitteldruck bereits fertig eingeregelt ist.

### 5.2.3 Regelung des Luftverhältnisses

Die Regelung des Luftverhältnisses erfolgt über die Kurbelwellenstellung, bei der die Gaseinblaseventile schließen. Der Öffnungszeitpunkt bleibt konstant. Der Sensor für die Lambda-Messung befindet sich hinter der Niederdruckturbine. Damit ergibt sich eine gewisse Totzeit vom Regeleingriff bei den Ventilen bis zu dem Zeitpunkt, wo eine Änderung am Sensor festgestellt werden kann. Mit dem Luftverhältnis verstellt sich auch der Ladedruck. Die Gasversorgung hat nur einen geringen Überdruck gegenüber dem Luftpfad, wodurch sich durch die Ladedruckänderung wiederum eine Änderung des Luftverhältnisses ergibt.

Durch die Totzeit und die allgemeine gegenseitige Beeinflussung muss die Regelung sehr sanft erfolgen. Ansonsten gibt es wieder Überschwingungen oder sogar ein Aufschwingen des Systems.

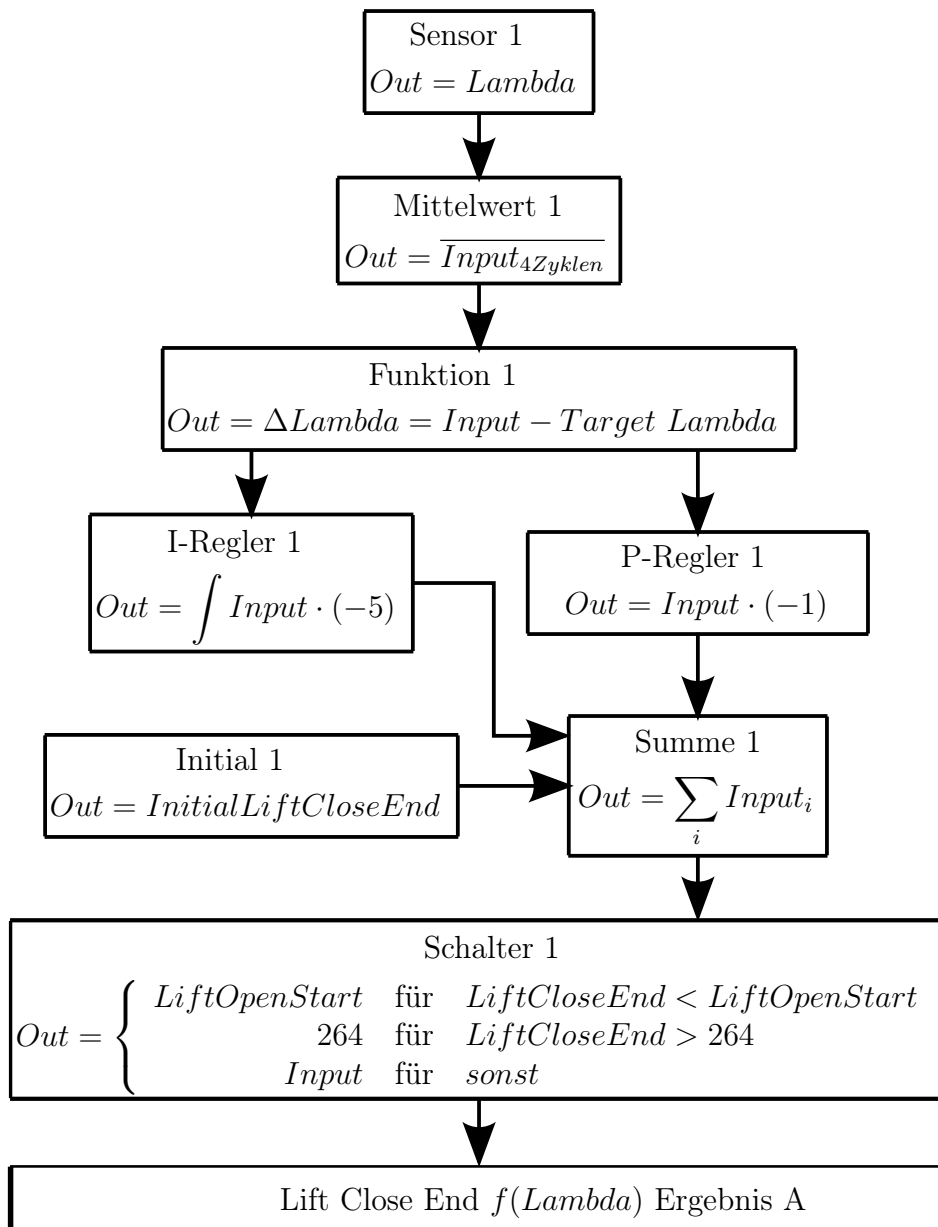


Abbildung 5.4: Regelung des Luftverhältnisses

Wie in Abbildung 5.4 gezeigt, wird das Sensorsignal vorerst über 4 Rechenzyklen gemittelt. Diese Mittelung erfolgt 250 mal pro Zyklus. Dadurch wird der P-Regler daran gehindert Schwingungen des Lambda Signals zu verstärken und zu den Einblaseventilen zu übertragen.

Auch hier werden der I-Regler und der P-Regler getrennt aufgebaut, um die Grenzen verschieden gestalten zu können. Dazu muss vorerst vom Lambda-Messwert der Zielwert subtrahiert werden. Der I-Regelbaustein integriert das  $(-5)$  fache der Abweichung auf. Der P-Regler gibt das negative Eingangssignal weiter. Zu diesen beiden Werten wird die Initialisierungsgröße für den Schließzeitpunkt addiert. Nach einer Begrenzung des Signals nach unten durch die Öffnungszeit und nach oben durch einen geschätzten Maximalwert wird das Signal in die Spitzendruckgleichstellung weitergeleitet.

#### 5.2.4 Regelung des Spitzendrucks der einzelnen Zylinder

Durch die Effekte der Gasdynamik sind die eingebrachten Massen in die einzelnen Zylinder unterschiedlich. Die Lambda-Regelung schließt alle Einblaseventile zum selben Zeitpunkt. Dadurch ergeben sich Unterschiede im Luftverhältnis, die sich in einer erhöhten Abgasemission widerspiegeln. Weiters wird ein Motor mechanisch auch auf einen bestimmten Maximaldruck ausgelegt. Es ist also zielführend, den Spitzendruck der einzelnen Zylinder auf gleichem Niveau zu halten.

Die Regelung korrigiert dazu die einzelnen Schließzeitpunkte der Einblaseventile. Durch die Korrektur ergibt sich eine Lambdaänderung. Diese Lambdaänderung ändert einerseits die eingebrachte Energiemenge, was den Spitzendruck beeinflusst. Andererseits reagiert der Brennverlauf auf die Lambdaänderung und passt die Brenndauer an. Eine kürzere Brenndauer ergibt auch wieder einen höheren Spitzendruck.

Durch diese gegenseitige Beeinflussung und die globale Regelung des Schließzeitpunktes durch die Lambda-Regelung mit einer Totzeit ergibt sich wiederum ein sehr schwingfreudiges System. Ziel ist es eine schnelle Regelung zu finden, ohne dass das System aufschwingt.

Wie in Abbildung 5.5 gezeigt, befinden sich Maximaldrucksensoren bei jedem Zylinder. Diese Sensoren geben ab Erreichen des Maximaldrucks etwa  $720^\circ$  Kurbelwinkel den gleichen Wert aus. Als Mittelwert des Maximaldrucks wird das arithmetische Mittel aller Zylinder über 100 Zeitschritte herangezogen. Diese Größe ist die Zielgröße für jeden einzelnen Zylinder.

Die Ist-Größe ist der gemittelte Maximaldruck des betrachteten Zylinders über 100 Zeitschritte. Diese beiden Werte werden in der *Funktion 1* subtrahiert. Zusätzlich wird hier wieder die Ableitung der Ausgangsgröße aus der *Summe 2* herangezogen, um den Reglerinput zu modifizieren. In dieser Summe wird zu dem globalen Schließzeitpunkt durch die Lambda-Regelung der Korrekturwert durch die Spitzendruckregelung addiert. Daraus folgt, dass solange die Lambda-Regelung starke Änderungen vornimmt, das Eingangssignal für den I-Regler der Spitzendruckregelung Richtung Null gezogen wird. Erst wenn das globale Lambda eingeschwungen ist, wird die Spitzendruckregelung voll aktiv.

Die gasdynamischen Effekte sind vor allem eine Auswirkung der Rohre am Motor und weniger vom Betriebspunkt abhängig. Deshalb wurde der Korrekturwert des Schließzeitpunktes der Einblaseventile einer eingeschwungenen Rechnung auf die Öffnungszeitpunkte übertragen. Dadurch wird die Abweichung des Spitzendrucks der einzelnen Zylinder auch ohne Eingriff der Regelung bereits erheblich reduziert.



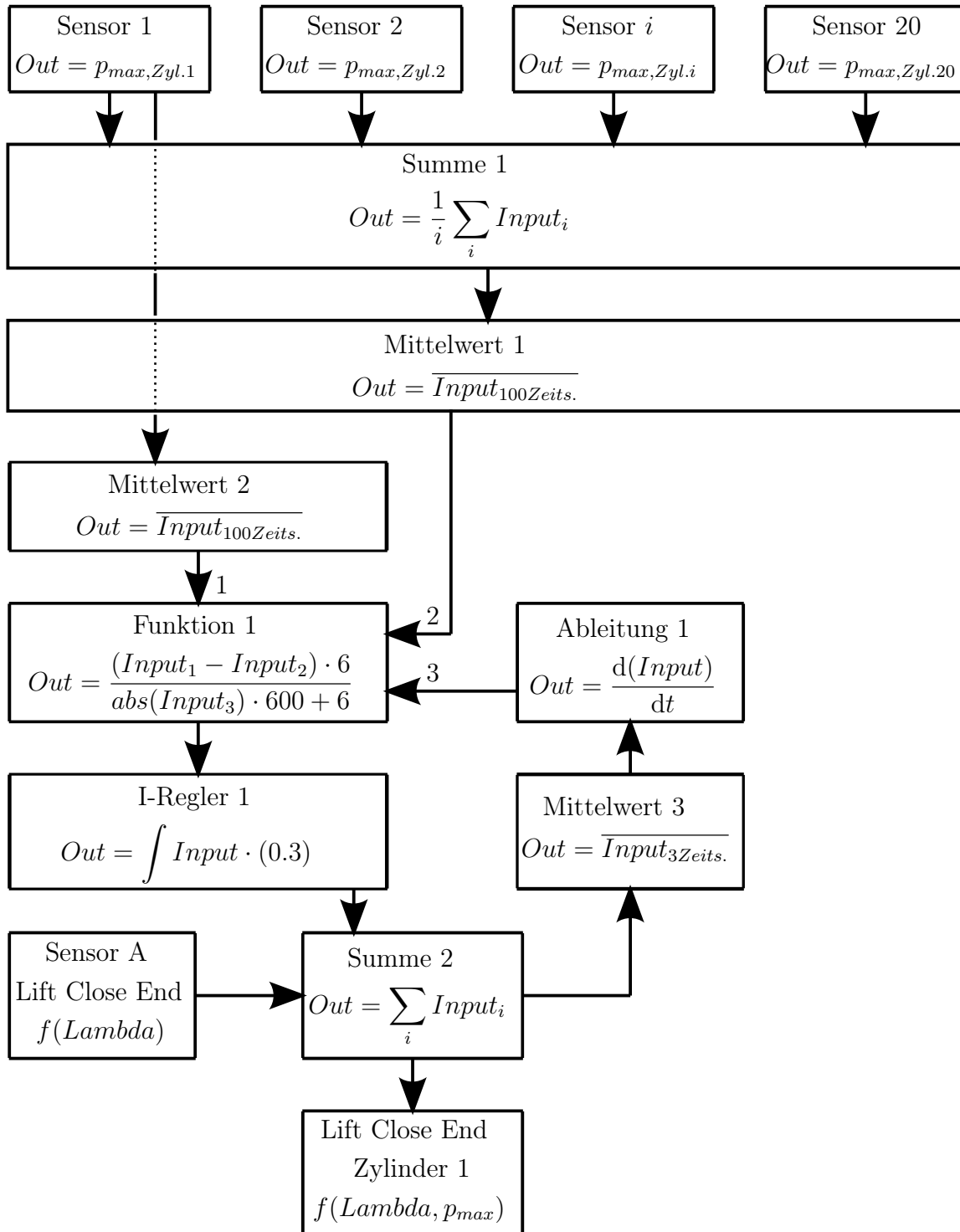


Abbildung 5.5: Regelung des Spitzendrucks

Der ausgegebene Schließzeitpunkt ist zylinderindividuell und eine Funktion aus dem globalen Luftverhältnis und dem Spitzendruck des betrachteten Zylinders.

### 5.2.5 Regelung der Umblasereserve

Wie in Abschnitt 4.6.1 beschrieben erfolgt die Regelung der Vollast mit den Flow-Tec Ventilen. Die Drosselklappe ist dabei immer voll geöffnet. Um bei den verschiedenen Rechenpunkten vergleichbare Ergebnisse zu erhalten, ist es wichtig die Umblasereserve auf einen bestimmten

Wert zu regeln.

Der Zielwert ist hier  $\frac{\dot{m}_{Um}}{\dot{m}_t} \stackrel{!}{=} 0.06$ . Die zurückströmende Masse läuft über eine Drossel, dem Flow-Tec Ventil, und verschlechtert damit die Aufladung. Eine gewisse Umblaserreserve muss aber vorgehalten werden, um Luftdruckschwankungen und Verschleißerscheinungen des Motors auszugleichen. In Abbildung 5.6 ist die Schaltung dieser Regelung dargestellt. Die Stellgröße ist hier die Größe der Turbinen. Die Antwortgröße ist die Umblaserreserve.

Werden die Turbinen verkleinert, baut sich ein höherer Gegendruck auf und die Verdichter bekommen eine höhere Leistung zugeführt. Bei einem Verkleinern der Turbine erhöht sich die Umblaserreserve.

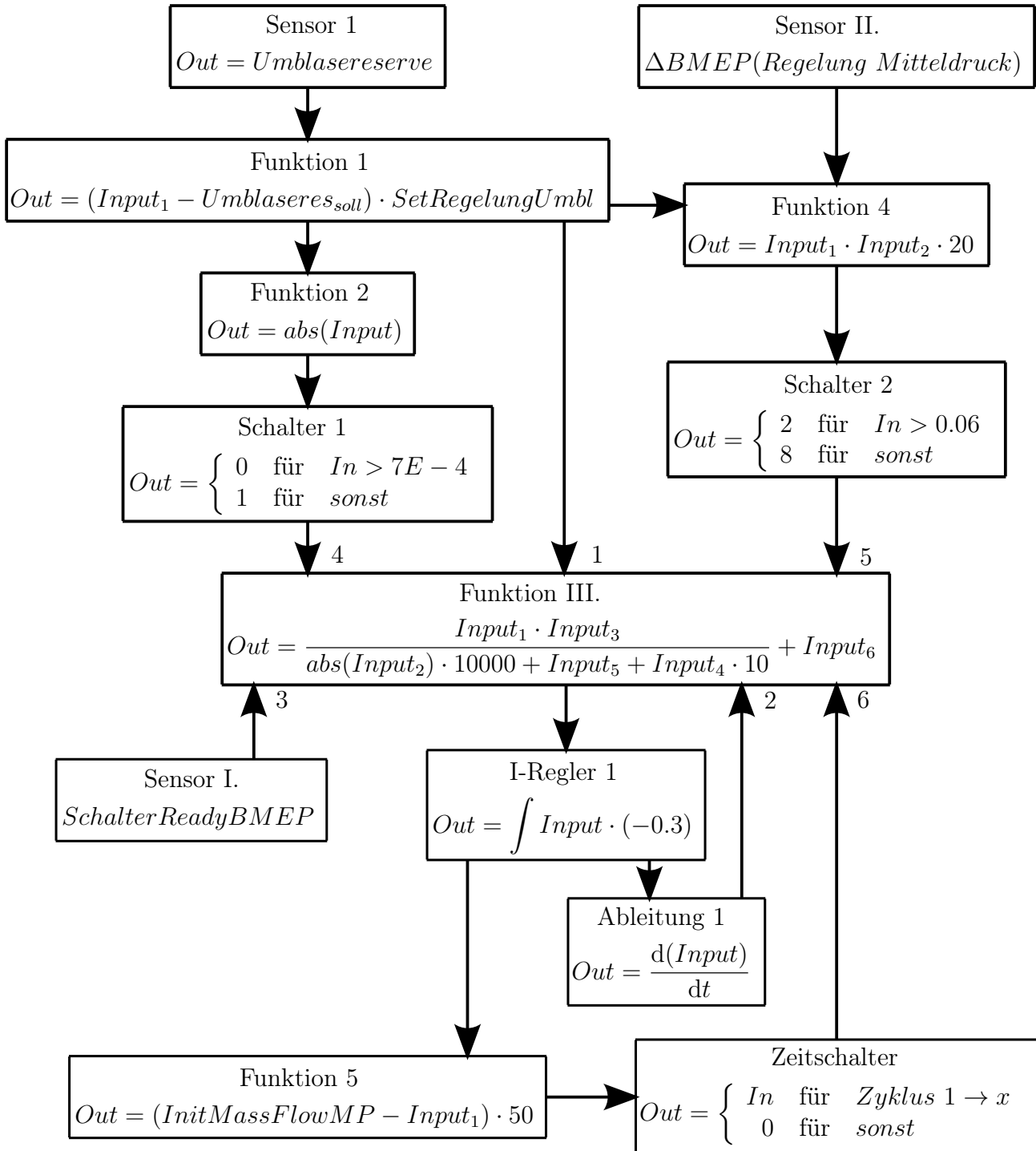


Abbildung 5.6: Regelung der Umblaserreserve

Weiters sind in diesem Regelkreis einige Bauteile vorhanden, die die Rechnung beschleunigen. Die grundsätzliche Regelung der Umblasereserve beginnt mit dem *Sensor 1*, der den Istwert der Umblasereserve ausgibt. Bei der *Funktion 1* wird davon wiederum der Sollwert abgezogen. Der Zielwert der Regelung ist also Null. Zusätzlich ist ein Schalter eingebaut, über den man steuern kann, ob die Umblasereserve durch Variation der Turbinengrößen geregelt werden soll oder umgekehrt. Ist die Variable *SetRegelungUmbl* auf "1" gesetzt, wird auf konstante Umblasereserve geregelt.

Die *Funktion 1* geht weiter in die *Funktion 3* als  $Input_1$ . Der Output der *Funktion 3* ist das Eingangssignal des I-Reglers. Das I-Regler Ausgangssignal (nicht dargestellt) wird über eine Druckaufteilung zwischen Nieder- und Hochdruckteil den Turbinen als Massenmultiplikator zugeführt (wird später behandelt).

Die Bauteile *Funktion 2* und *Schalter 1* verlangsamen den Eingriff der Regelung, wenn die Umblasereserve eine maximale Abweichung von 0.0007 vom Sollwert hat. Diese Schranke ist etwas kleiner als das Konvergenzkriterium. Durch die langsamere Regelung kann sich der Motor etwas besser einschwingen.

Der *Sensor 1* gibt eine "1" aus, wenn der Mitteldruck fertig eingeregelt ist. Ist der Mitteldruck noch nicht in Ordnung, wird gewartet bis dies der Fall ist. Das setzt aber voraus, dass mit den Initialisierungswerten der Turbinen der gewünschte Mitteldruck bereits erreicht werden kann. Bei der Initialisierung sollten die Turbinen deshalb etwas kleiner, als im Ergebnis erwartet, angesetzt werden. Werden Rechnungen mit den Ergebnissen der vorherigen Rechnung initialisiert, darf der Sprung von der einen Rechnung auf die nächste maximal so groß sein, dass wiederum der Mitteldruck bereits mit den Initialisierungswerten erreicht werden kann. Dabei kann es vorteilhaft sein, die Rechnungen so zu staffeln, dass die mit den kleinsten Turbinen beginnen und in Richtung größer gehen.

Der Zweig mit *Sensor 2* vergleicht die Mitteldruckabweichung und die Umblasereserveabweichung. Können sich die beiden Abweichungen ohne Eingriff auf die Turbinengrößen gegenseitig aufheben, wird langsamer geregelt als umgekehrt. Ist der Mitteldruck zu hoch und die Umblasereserve zu gering, wird durch Eingriff der Mitteldruckregelung auf die Flow-Tec Ventile (öffnen sich) bereits die Umblasereserve erhöht. Umgekehrt funktioniert das analog. Werden die beiden Abweichungen multipliziert und ergeben einen negativen Wert, ist das der Fall. Als Grenze wurde aber nicht Null sondern 0.06 gewählt. Nahe dem Zielwert wird diese Methode also abgeschaltet (langsamer geregelt).

Das Ausgangssignal des I-Reglers wird aus bekannten Gründen wiederum abgeleitet und in die *Funktion 3* rückgeführt.

Die Bauteile *Funktion 5* und *Zeitschalter* sollen nur verwendet werden, wenn das Ergebnis des I-Reglers bereits sehr gut bekannt ist. Das ist bei einer DoE Anwendung durch vorangegangene Stichversuche möglich. Der Zeitschalter ist hier vereinfacht dargestellt. In GT-Power besteht dieser aus einem Sensor, einen I-Regler, einer Ableitung und einem Schalter.

Den größten Zeitanteil einer Rechnung benötigt das Einschwingen des Motors. Die Regler können nur mit gewissen Zeitabständen in der behandelten Reihenfolge gestartet werden. Kann bei dem nächsten Rechenpunkt bereits mit dem vorangegangenen Werten initialisiert werden, verkürzt sich die Simulation um mindestens die Hälfte. Dabei werden auch alle I-Regler mit ihren Letztwerten initialisiert. Es ist leider nicht möglich, bestimmte Werte nicht zu übergeben. Deshalb sind hier die folgenden beiden Bauteile eingesetzt. Die *Funktion 5* prägt dem Eingangssignal des I-Reglers der Umblasereserve einen so großen Fehler auf, dass in 2 bis 3 Rechenzyklen der gewünschte Wert (*InitMassFlowMP*) am Ausgang vorhanden ist. Dieser wird dann gehalten, bis der Zeitschalter abschaltet. Diese Funktion überschreibt sozusagen die wahre Abweichung. Damit wird zwar nicht mit einem anderen Wert initialisiert, der gewünschte Wert liegt aber bereits nach 2-3 Rechenzyklen an, was einer Initialisierung sehr nahe kommt.

### Ladedruckaufteilung HD zu ND

Das Ausgangssignal aus der *Funktion 3* der Regelung der Umblasereserve wäre bei kleinen Abweichungen bereits als Eingangssignal für die Massendurchflussmultiplikatoren bei den Turbinen geeignet. Aufgrund der Lambda- und Steuerzeitenvariation ergeben sich aber größere Regeleingriffe. Deshalb muss noch das Druckverhältnis zwischen Nieder- und Hochdruckverdichter gehalten werden.

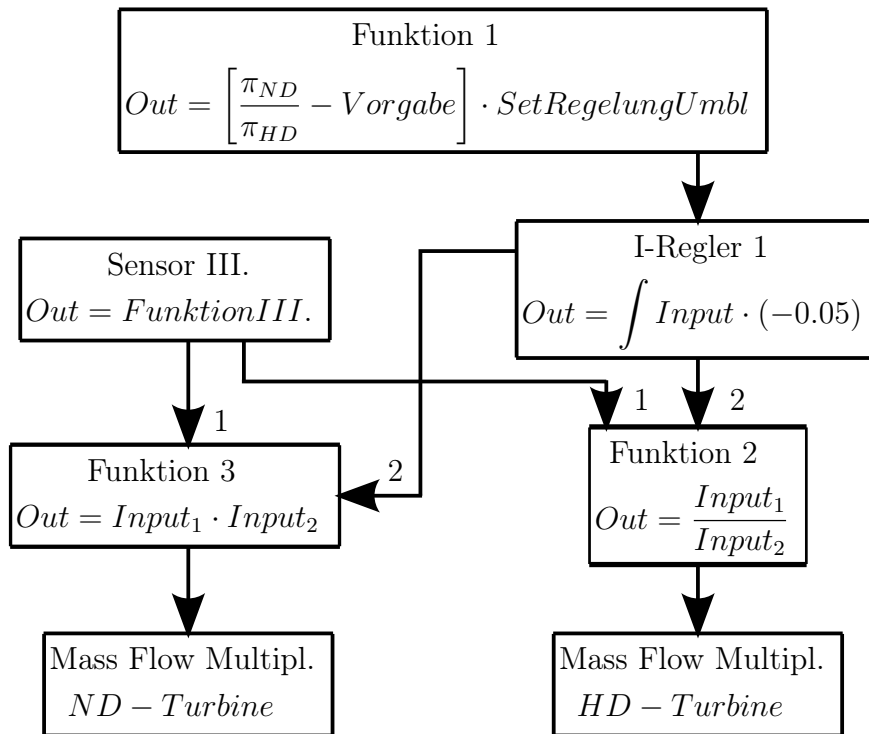


Abbildung 5.7: Regelung des Druckverhältnisses

Mit Sensoren wird das Druckverhältnis des Niederdruckverdichters ( $\pi_{ND}$ ) und des Hochdruckverdichters ( $\pi_{HD}$ ) abgenommen in die *Funktion 1* in Abbildung 5.7 geleitet. Hier ist auch wieder der Schalter eingebaut, wo man die gesamte Umblasereserveregelung aktivieren kann.

Beim *Sensor III.* wird das Ausgangssignal des I-Reglers aus der Umblasereserveregelung (Abbildung: 5.6) übernommen. Für den Multiplikator der Niederdruckturbine wird das Ausgangssignal des I-Reglers der Umblasereserveregelung und der Regelung des Druckverhältnisses multipliziert. Für den Multiplikator der Hochdruckturbine wird dividiert. Der Initialisierungswert des I-Reglers für die Druckaufteilung ist 1. Die Größe der Turbinen wird so geregelt, dass sich bei den Verdichtern das gewünschte Druckverhältnis einstellt.

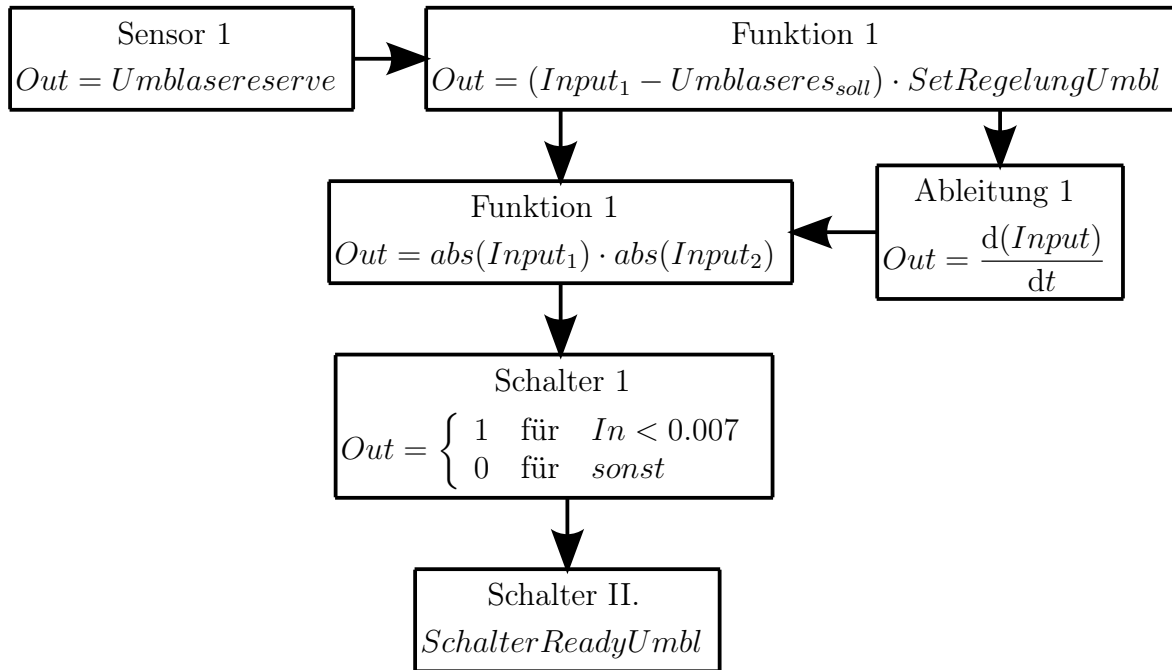


Abbildung 5.8: Regelung: Schalter Umblasereserve

Bei der Regelung der Umblasereserve wurde ein Schalter eingebaut, der bei Erreichen einer Schranke Eins ausgibt, ansonsten Null. Dieser Schalter wird in der Regelung für den Aufladegruppenwirkungsgrad weiterverwendet.

### 5.2.6 Regelung des Wirkungsgrades der Aufladegruppe

Zu Beginn sei angemerkt, dass für die DoE Anwendung diese Regelung nicht benötigt wird, weil der Aufladegruppenwirkungsgrad eine Antwortgröße ist. Für anderweitige Untersuchungen ist es aber auch möglich, die Wirkungsgradkennfelder der Strömungsmaschinen so zu skalieren, dass ein gewünschter Aufladegruppenwirkungsgrad gehalten wird.

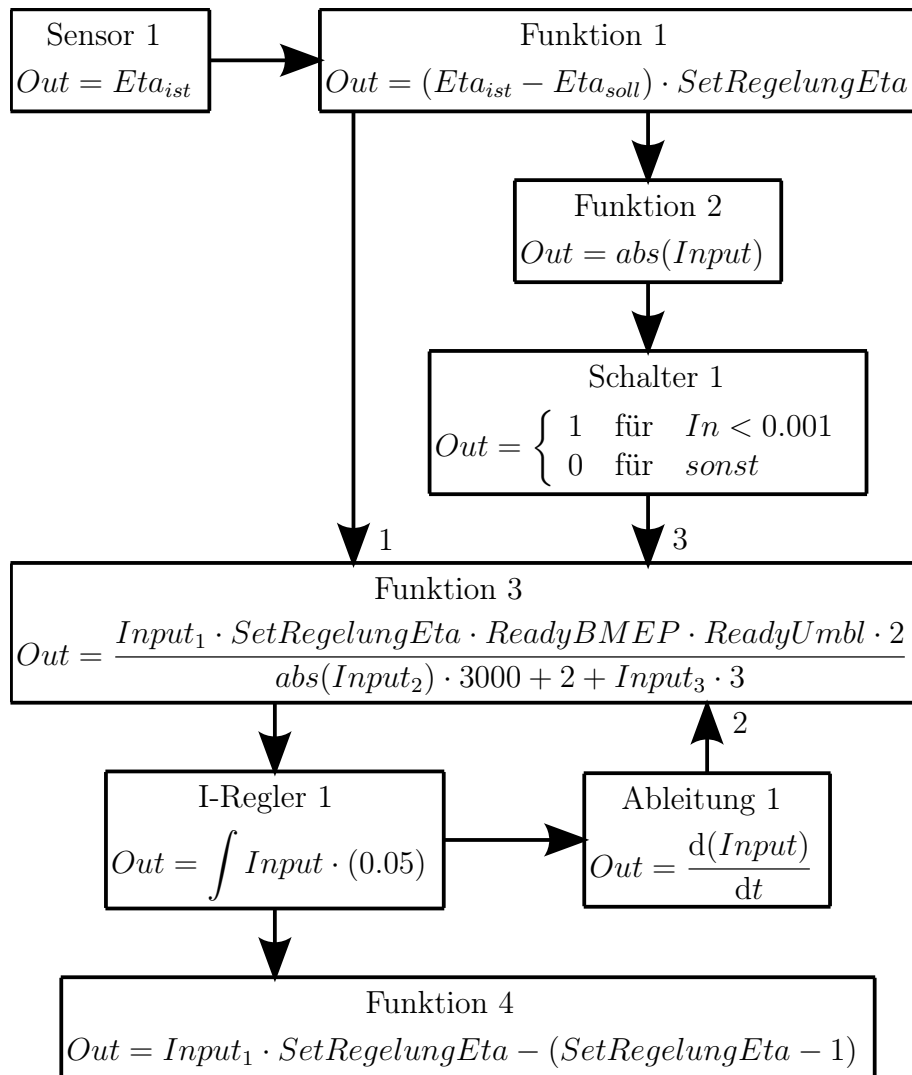


Abbildung 5.9: Regelung des Aufladegruppenwirkungsgrads

Auch hier werden wieder die bereits bekannten Methoden angewandt. Die *Funktion 3* modifiziert das Eingangssignal des Reglers. Die Ableitung wird wieder zurückgeführt und der Schalter verlangsamt die Regelung, wenn die Rechnung konvergent ist.

Ist die Regelung deaktiviert soll, "1" ausgegeben werden, ansonsten der Regelwert. Das macht die *Funktion 4*. Der Eingang bei den Strömungsmaschinen heißt "Efficiency Multiplier". Hier kann nur das Kennfeld skaliert werden. Eine Skalierung eines eingetragenen konstanten Wirkungsgrades (negativer Eintrag) funktioniert nicht.

### 5.2.7 Regelung der Stickoxidemissionen

Die Stickoxide werden bei gegebener Geometrie und gegebenen Umweltbedingungen vor allem durch den Zündzeitpunkt und das Luftverhältnis bestimmt. Bei der Stickoxidregelung wird das Luftverhältnis so abgeändert, dass sich die vorgegebenen Stickoxide ergeben. Eine Variation des Zündzeitpunktes wurde nicht realisiert.

Für die Regelung wird hier das Ausgangssignal der Stickoxidberechnung gemittelt und mit einem I-Regler das vorgegebene Luftverhältnis in der Lambdaeuregung abgeändert.

## 5.3 Vergleich zwischen Messung und Rechnung

Bevor eine Vorausberechnung erfolgen kann, muss das Modell mit einem bekannten Punkt verglichen und abgestimmt werden. Dies wurde einmal für die einzelnen Zylinder und einmal für den Gesamtmotor durchgeführt. Bei den Einzelzylindern werden die Brennverläufe verglichen, beim Vollmotor zusätzlich auch die Stickoxidemissionen.

### 5.3.1 Einzelzylindervergleich

Dazu wurden folgende Daten aus der Messung ins GT-Power Modell übernommen:

- Lambda (Messpunkt hinter ND-Turbine)
- Mitteldruck
- Luftfeuchte (nur für den Brennverlauf)
- Methanzahl (gesamte Gasanalyse)
- globaler Umsetzungsgrad

Anschließend werden folgende Werte aus der GT-Power Simulation in die Cora-Einzelzylinder-Eingabefiles gegen die Messwerte ausgetauscht:

- Air Mass Trapped
- Residual Gas
- Gas Fuel Mass

Diese Werte sind aus den Messungen nur gemittelt für den gesamten Motor verfügbar. Verglichen werden jetzt die Verläufe Brennrate über dem Kurbelwinkel und die integrale Brennrate über dem Kurbelwinkel.

Dazu sind nachfolgend exemplarisch die Zylinder 1 und 6 dargestellt. Die durchgezogenen Linien zeigen die Messung und die strichlierten die Simulationsergebnisse.

Die Diagramme aller 20 Zylinder sind im Anhang ?? dargestellt.

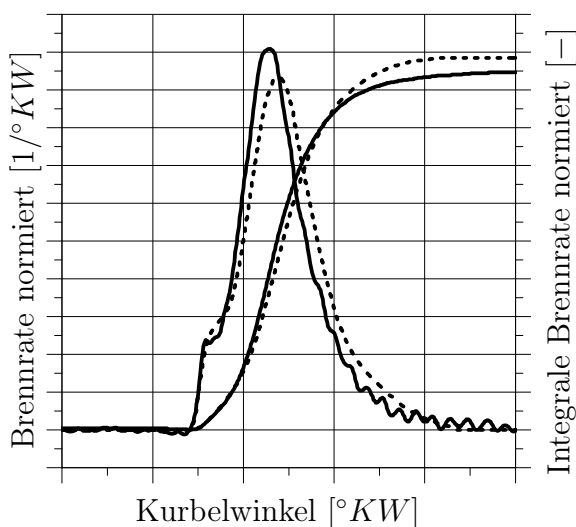


Abbildung 5.10: Brennverläufe Zyl.1

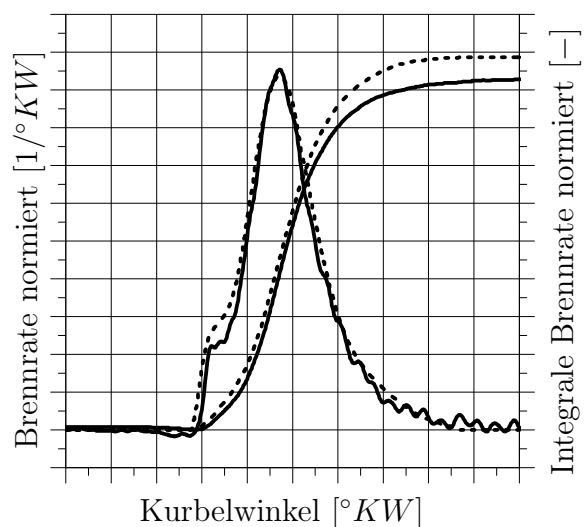


Abbildung 5.11: Brennverläufe Zyl.6

Die Verläufe decken sich recht gut. Bei Zylinder 1 und 6 gibt es Abweichungen im Umsetzungsgrad. Diese können durch die Mischung aus Rechen- und Messdaten für die Analyse entstehen. Die unverbrannte Energie wurde nicht zylinderselektiv aus GT-Power übernommen. Die Brennraten stimmen überall gut überein. Der Abgleich der Brennverläufe ist zufriedenstellend.

In Abbildung 5.12 sind die Verläufe aus der GT-Power Simulation aller 20 Zylinder nochmals in einem Diagramm eingetragen. Es ist zu sehen, dass sich die Zylinder doch recht unterschiedlich verhalten. Es gibt aber keine Ausreißer was auf die Spitzendruckgleichstellung zurückzuführen ist. Auch hier ist der Vergleich zufriedenstellend.

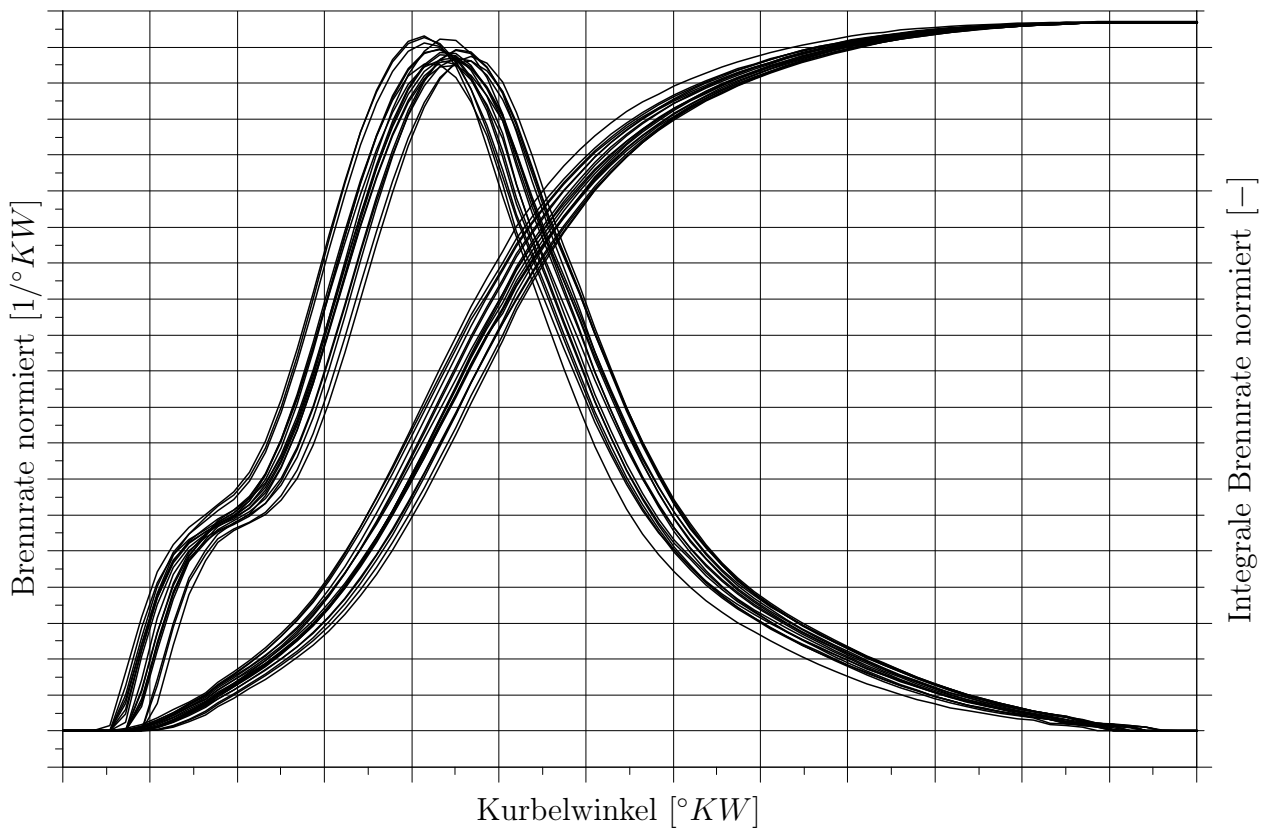


Abbildung 5.12: Brennverläufe der Einzelzylinder



### 5.3.2 Vollmotorvergleich

Für den Vollmotorvergleich wurden plausible Messpunkte im mittlerem Lambda und Zündzeitpunktbereich ausgewählt.

Nach der Rechnung wurde festgestellt, dass bei den vorgegebenen Luftverhältnissen aus den Messungen die Stickoxidwerte nicht gut übereinstimmen. Deshalb wurden in einem zweiten Schritt die Stickoxidemissionen als Eingangsgröße verwendet und das Luftverhältnis korrigiert. In den nachfolgenden Diagrammen ist die durchgezogene Linie aus der Messung, die strichpunkt-tierte Linie aus der Rechnung mit Lambda-Vorgabe und die punktierte Linie mit Vorgabe der Stickoxidwerte. Hier sind exemplarisch zwei der 14 Basispunktvergleiche gezeigt. Die restlichen Diagramme befinden sich im Anhang ??.

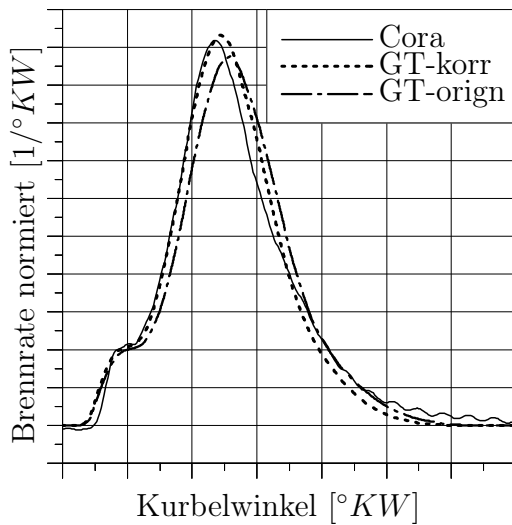


Abbildung 5.13: Basispunkt 001

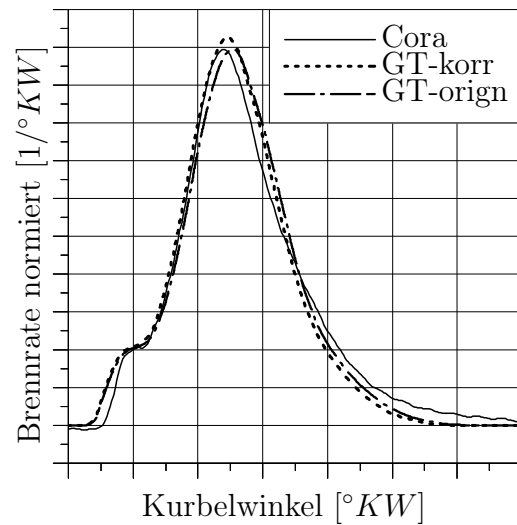


Abbildung 5.14: Basispunkt 002

Es ist zu erkennen, dass die korrigierte Version besser mit der Messung übereinstimmt. Der Grund dafür liegt in den Unsicherheiten bei der Messung des Luftverhältnisses wie in Kapitel 5.1.4 beschrieben. Zusätzlich reagieren die Stickoxide sehr sensibel auf Änderungen im Luftverhältnis. Durch die Verwendung der Stickoxide als Eingangsgröße kann also ein gemessenes Luftverhältnis überprüft bzw. korrigiert werden. Speziell im Anstieg stimmen die Verläufe sehr gut überein. Nun kann mit der Vorausberechnung begonnen werden.

## 6 Simulation

Die Grundlagen für die statistische Versuchsplanung wurden bereits im Kapitel 4.1 behandelt. In diesem Kapitel wird auf die Durchführung näher eingegangen.

Das Ziel der Arbeit ist die Bestimmung der optimalen Betriebsparameter unter verschiedenen Stickoxid-Grenzwerten. Auch die Antwort des Motors auf eine Verbesserung des Aufladegruppenwirkungsgrades war gefragt.

Dazu wurden folgende Eingangsgrößen gewählt:

- Lambda
- Zündzeitpunkt
- Faktor für Strömungsmaschinenwirkungsgrad
- Verdichtungsverhältnis
- Steuerzeit der Einlassventile

Als Antwortgrößen wurden gewählt:

- indizierter Wirkungsgrad
- Stickoxide
- Aufladegruppenwirkungsgrad
- Faktor für den Massendurchfluss der Turbinen
- Energieumsetzung 50%
- Pumpverluste
- Verbrennungsverluste
- Maximale Temperatur in der unverbrannten Zone
- Ladedruck
- Gegendruck

Der indizierte Wirkungsgrad ist sozusagen die Hauptgröße, die maximiert werden soll. Die Stickoxide sind durch gesetzliche Vorgaben definiert. Die Temperatur in der unverbrannten Zone ist ein Indikator für die Klopfneigung. Der Aufladegruppenwirkungsgrad wurde berechnet, weil dazu Messdaten vorhanden sind. Der Faktor für den Massendurchfluss der Turbinen wird zum initialisieren der nächsten Rechnung benötigt. Wenn zuerst die Randpunkte des Versuchsplans abgefahren werden, kann damit die Rechnung wesentlich beschleunigt werden. Die Pumpverluste und die Verbrennungsverluste geben einen Überblick über das Verhalten des Motors. Für eine genaue Verlustanalyse muss das gefundene Optimum aber nachgerechnet werden und anschließend eine Verlustanalyse durchgeführt werden. Der Ladedruck und der Gegendruck sind für den Prüfstandbetrieb notwendig.

## 6.1 Versuchsplan

Als nächstes muss ein Versuchsplan gewählt beziehungsweise erstellt werden. An dieser Stelle kann Vorwissen in Form von bekannten Fahrbarkeitsgrenzen und Modellordnungen einfließen. Für diese Arbeit war beides nicht vorhanden. Deshalb wurde auch ein vollfaktorieller Versuchsplan gewählt. Konvergiert die Rechnung bei einem Randpunkt nicht, kann dieser einfach weggelassen werden. Daraus ergibt sich jedoch der Nachteil, dass die Versuchsanzahl sehr hoch wird. Das kann aber bei Simulationen in Kauf genommen werden und hat den Vorteil, dass bei der Initialisierung mit der vorherigen Rechnung die Sprünge nicht so groß sind und die Rechnung damit schneller ist. Dabei konnte ein Faktor von etwa 2-3 beobachtet werden. Manche Randpunkte konvergieren auch nur, wenn als vorangegangener Punkt der nächstmittlere im Versuchsfeld berechnet wurde.

Damit entstehen auch genug Rechenpunkte, um ein kubisches Modell zu bilden.

Bei realen Versuchen wird der Testplan nicht von einem Punkt zum nächsten abgefahren, sondern durcheinander. Damit sollen zeitliche Einflüsse erkannt werden. Bei der Simulation ist das nicht notwendig. Die Rechenpunkte wurden zu Blöcken zusammengefasst wo immer nur der Zündzeitpunkt wechselt. Die Größe der Blöcke ist begrenzt durch die entstehenden Ausgabefiles, die eine bestimmte Datengröße nicht überschreiten können. Je nach Zyklusanzahl pro Punkt sind 5-10 Cases in einem Block möglich.

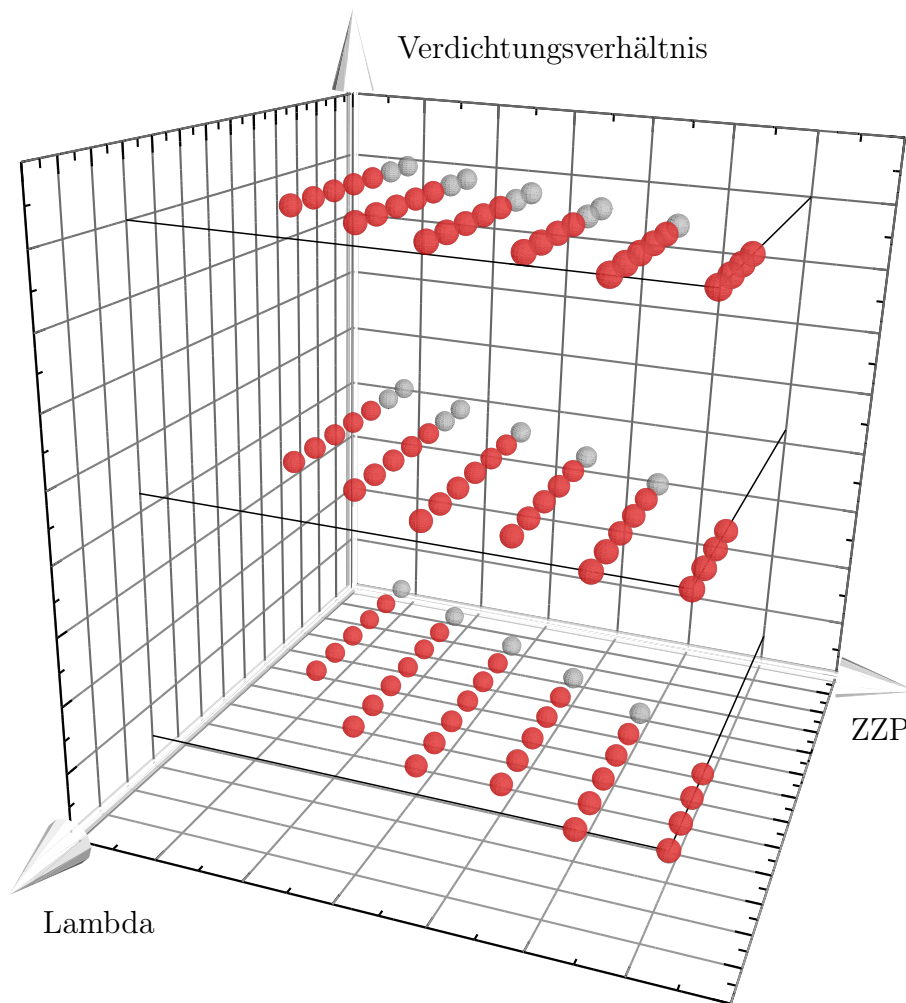


Abbildung 6.1: Versuchsplan 1

Die Ergebnisse wurden in einem Excel Arbeitsblatt zusammengefasst. Dabei wurden auch die Punkte gestrichen, wo der Brennverlauf nicht mehr in Ordnung war. Als Indikator dafür wird der Umsetzungsgrad herangezogen. Bei einem Klopfpunkt steigt der Umsetzungsgrad. Ist der errechnete Umsetzungsgrad höher als der höchste gemessene, handelt es sich wahrscheinlich um einen Klopfpunkt. Als zweiter Indikator werden die Formfaktoren für den Brennverlauf herangezogen. Wie in Abbildung 4.14 gezeigt, wird dadurch die Steigung variiert. Eine zu große Steigung deutet auch auf einen Klopfpunkt hin. Für die Entscheidung wird der Brennverlauf visuell kontrolliert.

In das DoE Programm Modde werden nur die Punkte zwischen 120 und 600  $mg/m_n^3$  Stickoxidemissionen übergeben. Die gesuchten Optima liegen bei 200 und 500  $mg/m_n^3$ . Dadurch wird das Modell nicht durch ohnehin uninteressante Bereiche verzerrt. Bei der Optimumsuche hat sich gezeigt, dass die Ergebnisse genauer werden wenn der Versuchsraum weiter reduziert wird. Für die Ergebnisse mit 200  $mg/m_n^3$  wurden alle Rechenpunkte zwischen 120 und 300  $mg/m_n^3$  verwendet, für die 500  $mg/m_n^3$  Punkte die Versuche zwischen 350 und 600  $mg/m_n^3$ . In Abbildung 6.1 ist ein Ausschnitt des Versuchsplans dargestellt. Man kann gut die voll faktorielle Rasterung erkennen. Die Einlassventile schließen bei 480 °KW und die Aufladegruppe arbeitet mit den Standardwirkungsgraden. In rot dargestellt sind die Punkte für die Modellbildung mit Stickoxidemissionen von 200  $mg/m_n^3$ .

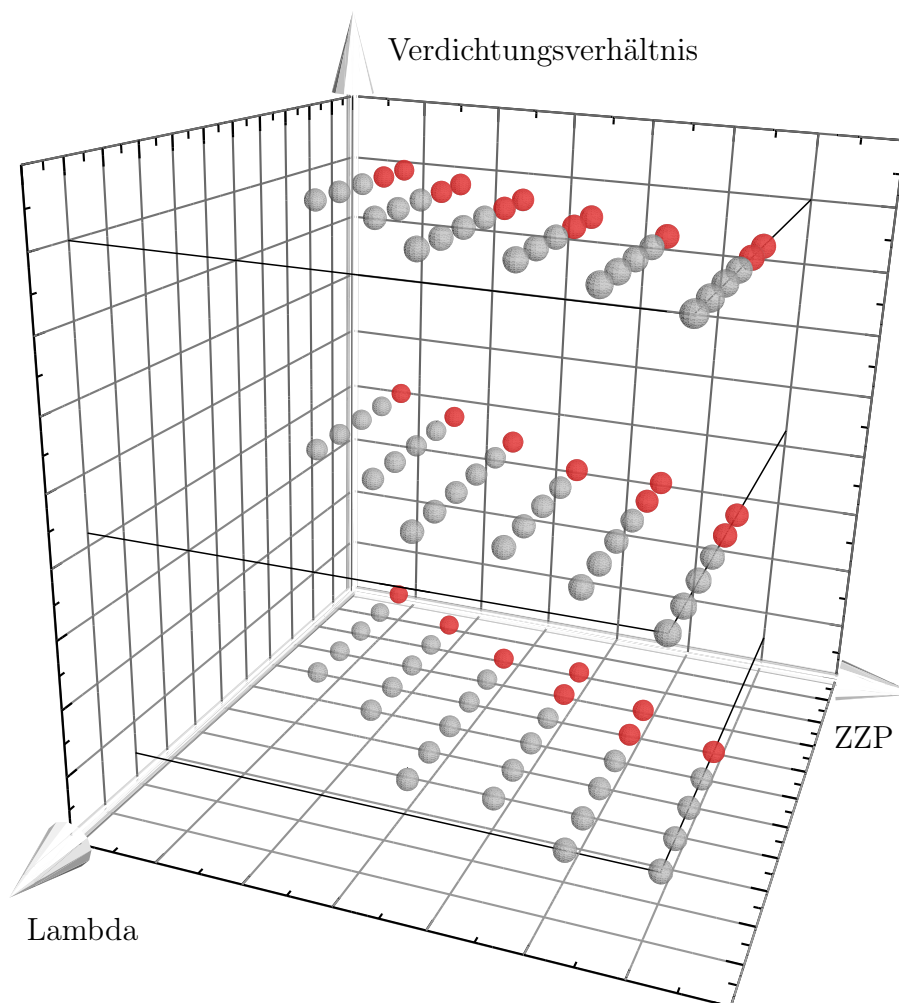


Abbildung 6.2: Versuchsplan 2

Abbildung 6.2 zeigt auch einen Ausschnitt des Versuchsplans mit Einlassschluss 500°KW und ebenfalls mit Standardwirkungsgraden der Aufladegruppe. Hier sind die Punkte für die Modell-

bildung für  $500 \text{ mg}/m_n^3$  Stickoxide rot eingefärbt.

## 6.2 Modellbildung

Die Anzahl der Punkte kann nur so weit reduziert werden, dass eine Modellbildung mit der vorgegebenen Modellordnung noch möglich ist. Der Ansatz des Modells in Lambda und Zündzeitpunkttrichtung ist kubisch und in den anderen Richtungen quadratisch mit den entsprechenden Wechselwirkungen.

Das Modell ist als Polynom folgendermaßen aufgebaut:

$$\eta_i = a_0 + a_1 \cdot Lam + a_2 \cdot Lam^2 + a_3 \cdot Lam^3 + a_4 \cdot Lam^2 \cdot Mil + \dots \quad (6.1)$$

Die Größenordnungen und die Variationsbreite der einzelnen Faktoren ist sehr unterschiedlich. Beim Luftverhältnis bewegt sich die Größenordnung um die 2 und die Variation um  $\pm 0.5$ . Beim Zündzeitpunkt hingegen ist der Wert um die 20 und die Variation ca.  $\pm 5$ . Das wirkt sich auch auf die Konstanten  $a_i$  aus. Um den Einfluss der einzelnen Parameter auf das Modell (in diesem Fall für den indizierten Wirkungsgrad) abschätzen und sortieren zu können, müssen die Konstanten normiert und zentriert werden. Das Ergebnis ist das gleiche, wie wenn jede der Einflussgrößen genau von -1 bis +1 variiert werden würde.

In der Abbildung 6.3 sind die normierten und zentrierten Größenordnungen der einzelnen Terme für den indizierten Wirkungsgrad für das Modell für  $500 \text{ mg}/m_n^3$  Stickoxide (kurz NOx500) dargestellt. Im Vergleich dazu zeigt Abbildung 6.4 das gleiche für das NOx200 Modell. Dabei wurden die Konstanten jeweils der Größe nach sortiert und nur die größten und einflussreichsten 20 Werte im Diagramm dargestellt.

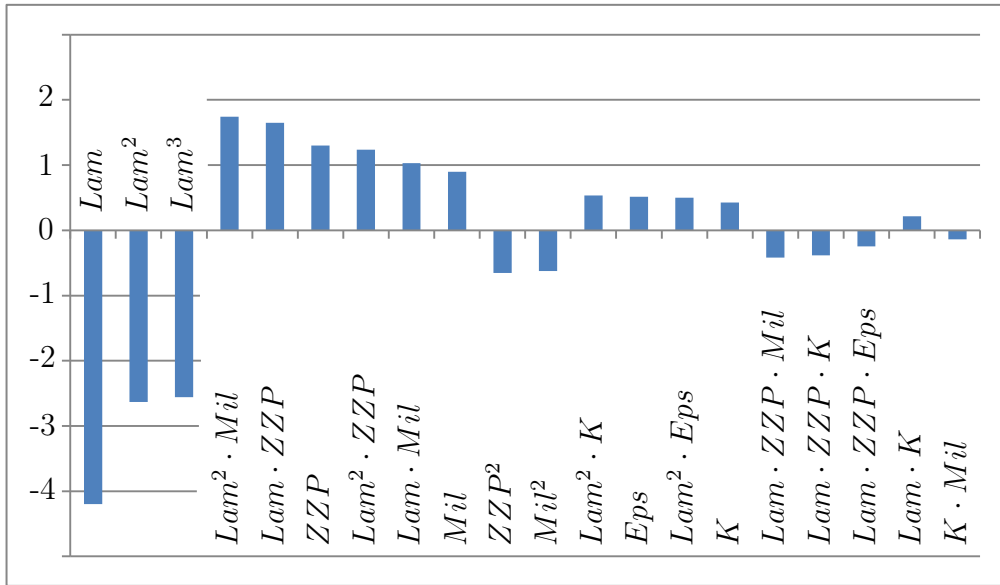


Abbildung 6.3: Koeffizienten indizierter Wirkungsgrad NOx500

Bei dem Modell für den indizierten Wirkungsgrad mit NOx500 hat den größten Einfluss die Variable *Lam*, gefolgt von *Lam<sup>2</sup>* und *Lam<sup>3</sup>*.

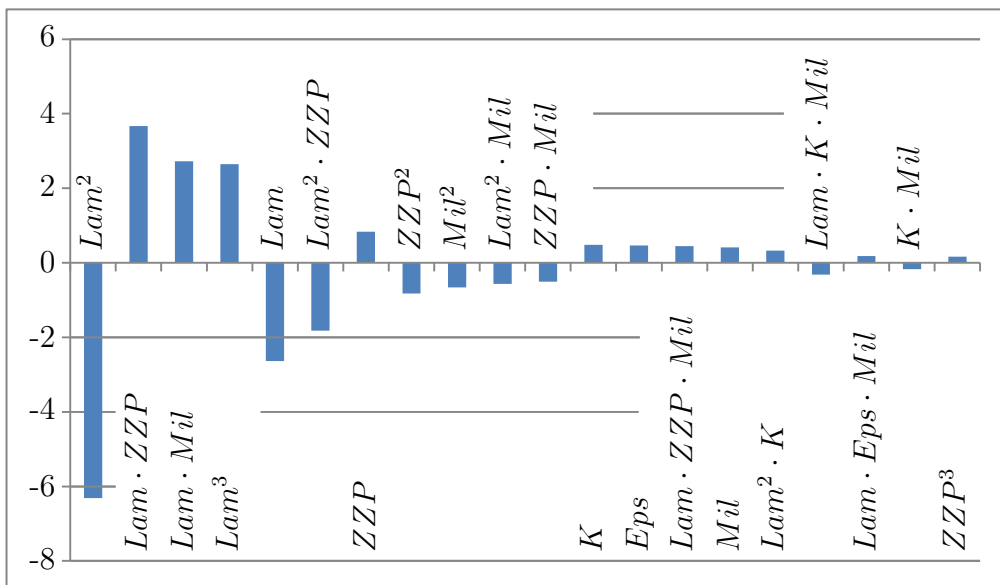


Abbildung 6.4: Koeffizienten indizierter Wirkungsgrad NOx200

Dieses Modell bildet ebenfalls den indizierten Wirkungsgrad ab, jedoch für NOx200. Hier hat den größten Einfluss auf das Modell *Lam<sup>2</sup>* gefolgt von *Lam · ZPP* und *Lam · Mil*. Der Einfluss von *Lam<sup>3</sup>* ist ebenfalls noch sehr hoch und wechselt zwischen den Modellen sogar das Vorzeichen.

Die Modelle für den indizierten Wirkungsgrad unterscheiden sich also je nach verwendeter Rechenpunkte deutlich. Eine Trennung je nach gesuchter Zielgröße ist daher sinnvoll. Um den gesamten Motor auf einmal abbilden zu können, müsste die Modellordnung wesentlich erhöht werden, vorausgesetzt, dass das Verhalten überhaupt durch ein Polynom vollständig beschrieben werden kann.

In Abbildung 6.5 und 6.6 ist das gleiche mit den Stickoxiden durchgeführt. Auch hier sind Unterschiede in den Modellen vorhanden.

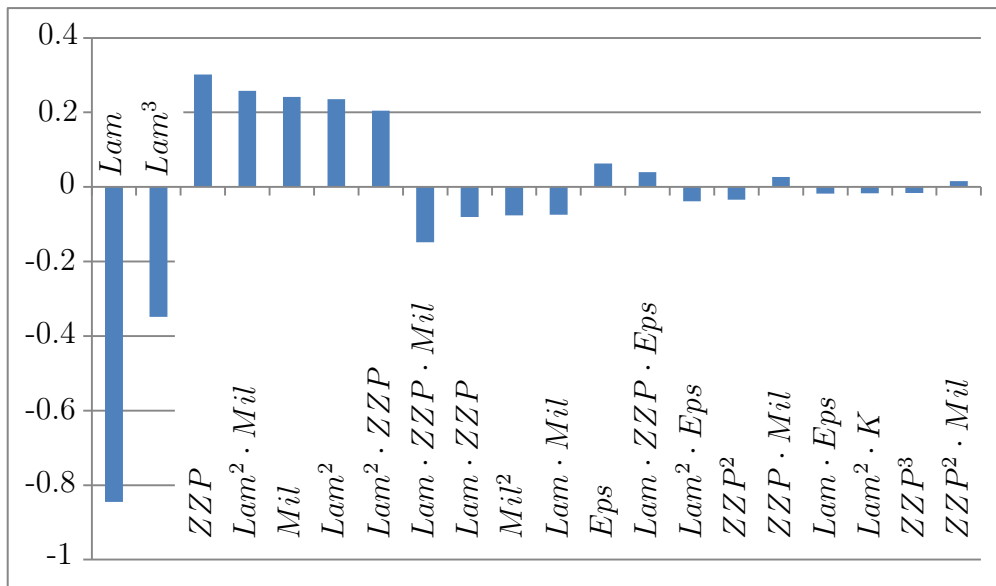


Abbildung 6.5: Koeffizienten Stickoxide NOx500

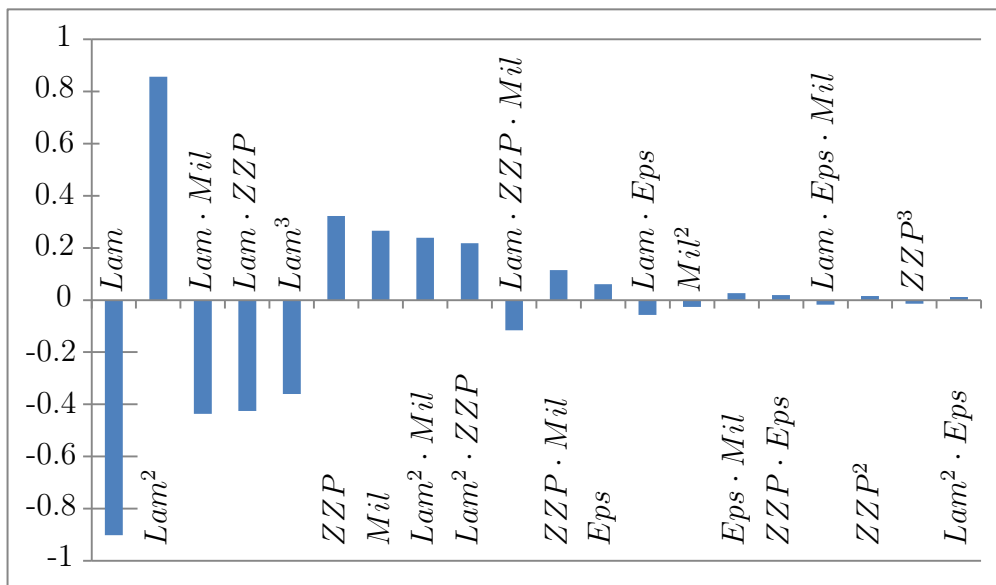


Abbildung 6.6: Koeffizienten Stickoxide NOx200

In diesen Abbildungen werden folgende Abkürzungen verwendet:

- Lam* ... Luftverhältnis Lambda [-]
- ZZP* ... Zündzeitpunkt [°KW]
- Mil* ... Miller Steuerzeit Einlassschluss [°KW]
- K* ... Faktor für die Wirkungsgrade der Strömungsmaschinen
- Eps* ... Verdichtungsverhältnis

Der Regressionskoeffizient  $R^2$  (siehe Kapitel 4.1.3) liegt bei beiden Modellen über 0.996. Der Vorhersage Regressionskoeffizient  $Q^2$  liegt über 0.995. Beides sind sehr gute Werte.

## 7 Ergebnisse

### 7.1 Ergebnisse des Modells

In diesem Abschnitt sind die Ergebnisse des DoE Modells in Tabellen zusammengefasst. Ein Ergebnis entsteht im DoE Programm Modde unter Definition der Zielgröße mit verschiedenen Randbedingungen und der Auswahl der zu variierenden Einflussgrößen.

Das Ziel ist klarerweise, den indizierten Wirkungsgrad zu maximieren. Dabei muss die Stickoxidgrenze und die Grenze für die maximale Temperatur in der unverbrannten Zone, die als Kriterium für die Klopfneigung herangezogen wird, als Randbedingung vorgegeben werden. Die Einflussgröße "Faktor für den Strömungsmaschinenwirkungsgrad" wird konstant gesetzt und manuell von 1 zu 1.015 bis 1.03 (kurz: K1, K1.015 und K1.03) variiert. Ansonsten würde das Programm immer das Optimum bei 1.03 finden. Es sollen aber die Zusammenhänge die mit der Steigerung des Aufladegruppenwirkungsgrades verbunden sind erkannt werden.

In den Tabellen werden folgende Kurzzeichen verwendet:

$\eta_i$	...	indizierter Wirkungsgrad [%Pk]
$NOx$	...	Stickoxide [ $mg/m_n^3$ ]
$\eta_{Auflg}$	...	Wirkungsgrad der Aufladegruppe [%]
$mf b_{50}$	...	50 % Energieumsetzungspunkt [ $^{\circ}KW$ ]
$LW$	...	Ladungswechselverlust [%Pk]
$UV$	...	Umsetzungsverlust [%Pk]

Dabei ist zu beachten, dass  $UV$  und  $LW$  vereinfacht berechnet werden und nicht über die Verlustteilung bestimmt sind. Weiters sind die Werte auf einen Basispunkt bezogen, der in der Tabelle fett hervorgehoben ist. Die Einflussfaktoren befinden sich in der Tabelle auf der linken, die Ergebnisse auf der rechten Seite.

Mit der manuellen dreistufigen Variation des Faktors  $K$  entstehen 3 Punkte die für die jeweilige Aufladegruppe das Optimum darstellen. Diese 3 Punkte sind in der nachfolgenden Tabelle kursiv dargestellt.

Um das Verhalten des indizierten Wirkungsgrades und der Verluste in einem gewissen Bereich um das Optimum abschätzen zu können, wurde zusätzlich das Luftverhältnis des Optimums etwas variiert und mit dieser Vorgabe ein neues Optimum gesucht. Diese Punkte befinden sich nach dem Luftverhältnis sortiert immer über und unter dem globalem Optimum.

In der Tabelle 1 sind die Ergebnisse für Stickoxidwerte  $200 mg/m_n^3$  dargestellt. Der erste Block (Zeile 1-6) beinhaltet den Bezugspunkt (Zeile 2) sowie das Optimum mit  $K=1$  (ebenfalls Zeile 2). Bei den Zeilen 1 sowie 3-6 wurde das Luftverhältnis abweichend vom Optimum vorgegeben. Im zweiten Block ist der Aufladewirkungsgrad um den Faktor 1.015 gesteigert. Das Optimum bildet dabei die Zeile 9.



Tabelle 1: Modellergebnisse NOx200, Mil=konst

	Lam	ZZP	K	Eps	Mil	$\eta_i$	NOx	$\eta_{Auflg}$	$mf b_{50}$	LW	UV
	[-]	[°KW]	[-]	[-]	[°KW]	[%Pk]	$\left[\frac{mg}{m^3}\right]$	[%Pk]	[°KW]	[%Pk]	[%Pk]
1	-0.025	0.0	1.00	-1.8	<b>0.0</b>	-0.56	200	0.1	-0.1	-0.64	-0.03
2	<b>0.000</b>	<b>0.0</b>	<b>1.00</b>	<b>0.0</b>	<b>0.0</b>	<b>0.00</b>	<b>200</b>	<b>0.0</b>	<b>0.0</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>
3	0.025	0.9	1.00	0.0	<b>0.0</b>	-0.04	200	0.1	-0.8	0.30	0.04
4	0.075	2.7	1.00	0.0	<b>0.0</b>	-0.29	200	0.2	-2.4	0.96	0.12
5	0.125	4.5	1.00	0.0	<b>0.0</b>	-0.74	200	0.5	-4.0	1.71	0.23
6	0.175	6.3	1.00	0.0	<b>0.0</b>	-1.37	200	0.8	-5.4	2.53	0.35
7	-0.025	0.0	1.015	-1.7	<b>0.0</b>	-0.02	200	2.3	0.1	-1.17	-0.03
8	-0.005	0.0	1.015	-0.1	<b>0.0</b>	0.52	200	2.1	0.3	-0.68	-0.01
9	<i>0.013</i>	<i>0.6</i>	<i>1.015</i>	<i>0.0</i>	<b>0.0</b>	<i>0.56</i>	<i>200</i>	<i>2.1</i>	<i>-0.2</i>	<i>-0.47</i>	<i>0.02</i>
10	0.075	2.8	1.015	0.0	<b>0.0</b>	0.38	200	2.3	-2.2	0.23	0.12
11	0.125	4.6	1.015	0.0	<b>0.0</b>	0.04	200	2.5	-3.6	0.88	0.22
12	0.175	6.5	1.015	0.0	<b>0.0</b>	-0.46	200	2.7	-5.0	1.59	0.34
13	-0.025	0.0	1.03	-1.6	<b>0.0</b>	0.35	200	4.6	0.2	-1.58	-0.03
14	0.005	0.3	1.03	0.0	<b>0.0</b>	0.97	200	4.3	0.1	-1.05	0.01
15	<i>0.029</i>	<i>1.2</i>	<i>1.03</i>	<i>0.0</i>	<b>0.0</b>	<i>0.99</i>	<i>200</i>	<i>4.4</i>	<i>-0.6</i>	<i>-0.84</i>	<i>0.04</i>
16	0.075	2.9	1.03	0.0	<b>0.0</b>	0.91	200	4.4	-2.0	-0.38	0.12
17	0.125	4.7	1.03	0.0	<b>0.0</b>	0.67	200	4.6	-3.4	0.17	0.22
18	0.175	6.6	1.03	0.0	<b>0.0</b>	0.30	200	4.8	-4.6	0.77	0.33

Die Steuerzeiten wurden vom Optimum aus konstant gehalten, weil dadurch eine Nachberechnung der vorhergesagten Werte in GT-Power möglich ist.

Betrachten wir zuerst nur die Zeilen 1 bis 6. Dabei ist die zweite Zeile das Optimum. Wird das Luftverhältnis erhöht, verschiebt sich der Zündzeitpunkt nach vorne, um die Stickoxide konstant zu halten. Das Verdichtungsverhältnis ändert sich nicht. Das ist aber auf die globalen Modellgrenzen zurückzuführen. Der 50% Energieumsatzpunkt ( $mf b_{50}$ ) verhält sich analog dem Zündzeitpunkt. Bei steigenden Lambda steigt der Ladungswechselverlust mit, weil mehr Masse in den Zylinder gefördert werden muss, um die gleiche Leistung zu erreichen. Die Umsetzungsverluste steigen hier auch mit steigendem Luftverhältnis, wobei das durch die Vorverlegung der Zündung etwas kompensiert wird.

Vergleicht man die einzelnen Optima mit den verschiedenen Aufladewirkungsgraden (kursiv), sieht man, dass mit steigendem Wirkungsgrad das Luftverhältnis für das Optimum zunimmt. Mit steigendem Wirkungsgrad kann der Ladedruck einfach leichter erzeugt werden, beziehungsweise der Gegendruck abgesenkt werden. Dabei sinken die Ladungswechselverluste. Der indizierte Wirkungsgrad steigt bei einer Erhöhung der einzelnen Wirkungsgrade der Aufladegruppe um 3% um etwa 1% Punkt. Die Umsetzungsverluste bleiben annähernd konstant.

Das gleiche kann jetzt mit dem Modell für  $500mg/m_n^3$  Stickoxide gemacht werden. Dabei wurde vorerst die Steuerzeit variabel belassen und wieder der Faktor für die Strömungsmaschinenwirkungsgrade manuell dreistufig variiert.

Tabelle 2: Modellergebnisse NOx500, Mil=var

	Lam	ZZP	K	Eps	Mil	$\eta_i$	NOx	$\eta_{Auflg}$	$mf_{b50}$	LW	UV
	[-]	[°KW]	[-]	[-]	[°KW]	[%Pk]	$\left[\frac{mg}{m^3}\right]$	[%Pk]	[°KW]	[%Pk]	[%Pk]
1	-0.037	-1.4	1.00	0.0	-1.2	-0.04	500	0.0	1.2	-0.19	0.00
2	<b>0.000</b>	<b>0.0</b>	<b>1.00</b>	<b>0.0</b>	<b>0.0</b>	<b>0.00</b>	<b>500</b>	<b>0.0</b>	<b>0.0</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>
3	0.013	0.0	1.00	0.0	2.5	0.00	500	0.0	-0.1	-0.12	0.07
4	0.063	1.4	1.00	0.0	6.8	-0.05	500	0.0	-1.4	-0.09	0.20
5	-0.037	-1.4	1.015	0.0	-1.0	0.35	500	2.3	1.4	-0.62	-0.01
6	<i>0.001</i>	<i>0.7</i>	<i>1.015</i>	<i>0.0</i>	<i>-2.9</i>	<i>0.43</i>	<i>500</i>	<i>2.3</i>	<i>-0.3</i>	<i>-0.20</i>	<i>-0.10</i>
7	0.013	0.6	1.015	0.0	-0.3	0.43	500	2.2	-0.4	-0.33	-0.02
8	0.063	1.9	1.015	0.0	4.0	0.38	500	2.2	-1.6	-0.33	0.10
9	-0.037	0.5	1.03	0.0	-8.3	0.818	500	4.6	0.4	-0.47	-0.23
10	<i>0.008</i>	<i>1.4</i>	<i>1.03</i>	<i>0.0</i>	<i>-4.3</i>	<i>0.844</i>	<i>500</i>	<i>4.5</i>	<i>-0.6</i>	<i>-0.46</i>	<i>-0.15</i>
11	0.013	1.3	1.03	0.0	-3.3	0.840	500	4.5	-0.6	-0.51	-0.12
12	0.063	2.8	1.03	0.0	0.0	0.800	500	4.5	-1.9	-0.44	-0.04
13	0.113	4.8	1.03	-0.5	4.3	0.572	500	4.6	-3.5	-0.55	0.02

Bei dieser Tabelle sind zusätzlich die Änderungen an den Steuerzeiten zu sehen. Mit steigendem Aufladewirkungsgrad verschiebt sich der Einlassschluss in Richtung früh (Zeile 2-6-10, Spalte Mil).

Bei manueller Erhöhung des Luftverhältnisses ist der gegenläufige Effekt erkennbar. Hier geht der Einlassschluss in Richtung spät (Zeile 1 bis 4, 5 bis 8 und 9 bis 13).

Die übrigen Werte verhalten sich analog der vorherigen Tabelle. Nur das Luftverhältnis steigt mit erhöhtem Laderwirkungsgrad nicht so stark, weil dieser Effekt bereits durch die Änderung der Steuerzeiten ausgenutzt wird.

Dazu ist nachfolgend noch die Tabelle mit konstanten Steuerzeiten des Optimums:

Tabelle 3: Modellergebnisse NOx500, Mil=konst

	Lam	ZZP	K	Eps	Mil	$\eta_i$	NOx	$\eta_{Auflg}$	$mf b_{50}$	LW	UV
	[-]	[°KW]	[-]	[-]	[°KW]	[%Pk]	$\left[\frac{mg}{m^3}\right]$	[%Pk]	[°KW]	[%Pk]	[%Pk]
1	-0.018	-0.8	1.00	0.0	<b>0.0</b>	-0.02	500	0.0	0.7	-0.15	0.02
2	<b>0.000</b>	<b>0.0</b>	<b>1.00</b>	<b>0.0</b>	<b>0.0</b>	<b>0.00</b>	<b>500</b>	<b>0.0</b>	<b>0.0</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>
3	0.032	1.5	1.00	0.0	<b>0.0</b>	-0.02	500	0.0	-1.2	0.27	-0.03
4	0.082	4.0	1.00	0.0	<b>0.0</b>	-0.18	500	0.1	-2.9	0.72	-0.07
5	0.132	7.0	1.00	0.0	<b>0.0</b>	-0.50	500	0.3	-4.6	1.18	-0.10
6	-0.018	-0.8	1.015	0.0	<b>0.0</b>	0.40	500	2.2	0.8	-0.59	0.01
7	<i>0.026</i>	<i>1.2</i>	<i>1.015</i>	<i>0.0</i>	<b>0.0</b>	<i>0.44</i>	<i>500</i>	<i>2.2</i>	<i>-0.8</i>	<i>-0.26</i>	<i>-0.03</i>
8	0.032	1.5	1.015	0.0	<b>0.0</b>	0.44	500	2.2	-1.0	-0.22	-0.03
9	0.082	3.9	1.015	0.0	<b>0.0</b>	0.34	500	2.3	-2.8	0.17	-0.07
10	0.132	7.0	1.015	0.0	<b>0.0</b>	0.11	500	2.4	-4.4	0.55	-0.10
11	-0.018	-0.8	1.03	0.0	<b>0.0</b>	0.76	500	4.5	0.9	-0.97	0.01
12	0.032	1.4	1.03	0.0	<b>0.0</b>	0.85	500	4.5	-0.9	-0.65	-0.04
13	<i>0.037</i>	<i>1.7</i>	<i>1.03</i>	<i>0.0</i>	<b>0.0</b>	<i>0.85</i>	<i>500</i>	<i>4.5</i>	<i>-1.1</i>	<i>-0.62</i>	<i>-0.04</i>
14	0.082	3.9	1.03	0.0	<b>0.0</b>	0.81	500	4.5	-2.6	-0.32	-0.07
15	0.132	6.9	1.03	0.0	<b>0.0</b>	0.66	500	4.6	-4.2	-0.01	-0.10

Das Luftverhältnis ändert sich mit variablen Steuerzeiten von Tabelle 2 Zeile 2 auf 10 um 0.008. Im Vergleich dazu mit konstanten Steuerzeiten des Optimums von Tabelle 3 Zeile 2 auf 13 um 0.037. Das Modell sagt damit aus, dass bei einer Erhöhung des Aufladewirkungsgrades eher die Steuerzeiten angepasst werden sollen und nicht das Luftverhältnis. Die praktische Durchführung muss aber separat abgeklärt werden.

Zum Abschluss werden noch alle Optima der Tabellen auf einen gemeinsamen Bezug gebracht um einen Überblick zu erhalten:

Tabelle 4: Modellergebnisse NOx=var, Mil=var

	Lam	ZZP	K	Eps	Mil	$\eta_i$	NOx	$\eta_{Auflg}$	$mf b_{50}$	LW	UV
	[-]	[°KW]	[-]	[-]	[°KW]	[%Pk]	$\left[\frac{mg}{m^3}\right]$	[%Pk]	[°KW]	[%Pk]	[%Pk]
1	-0.012	-2.2	1.000	0.0	-13.2	-1.264	-300	0.8	5.6	0.67	-0.29
2	0.001	-1.6	1.015	0.0	-13.2	-0.707	-300	3.0	5.4	0.19	-0.27
3	0.017	-1.0	1.030	0.0	-13.2	-0.275	-300	5.2	5.0	-0.17	-0.25
4	<b>0.000</b>	<b>0.0</b>	<b>1.000</b>	<b>0.0</b>	<b>0.0</b>	<b>0.000</b>	<b>0</b>	<b>0.0</b>	<b>0.0</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>
5	0.001	0.7	1.015	0.0	-2.9	0.432	0	2.3	-0.3	-0.20	-0.10
6	0.008	1.4	1.030	0.0	-4.3	0.844	0	4.5	-0.6	-0.46	-0.15
7	-0.019	-0.1	1.000	0.0	-3.2	-0.013	0	0.1	0.3	0.13	-0.08
8	0.007	1.0	1.015	0.0	-3.2	0.431	0	2.3	-0.5	-0.13	-0.11
9	0.017	1.5	1.030	0.0	-3.2	0.840	0	4.5	-0.8	-0.49	-0.12

Aus dieser Tabelle ist sehr gut zu sehen, dass das Luftverhältnis immer nahezu konstant bleibt. Die Variation erfolgt durch den Zündzeitpunkt und die Steuerzeiten. Die hervorgehobene Zeile stellt den Basispunkt dar. Die Wirkungsgradabweichungen von Zeile 4 bis 6 auf Zeile 7 bis 9

sind jedoch gering.

Mit den oben ausgeführten Bemerkungen kann dieses Modell als plausibel angesehen werden. Im Anschluss müssen diese Modellpunkte noch nachgerechnet werden.

## 7.2 Ergebnisse der Nachberechnung

Nach der Optimumsbestimmung mittels des Modells, sind die Punkte (Tabelle 1 und 3) nochmals nachgerechnet worden. Damit konnte eine Verlustanalyse wie in Kapitel 4.2 beschrieben durchgeführt werden.

Die Ergebnisse sind graphisch dargestellt wobei wieder ein Basispunkt gewählt wurde. Dieser ist bei dem Optimum mit  $500 \text{ mg}/\text{m}_n^3$  Stickoxidemissionen (kurz: NOx500) und dem Standardwirkungsgraden der Aufladegruppe (kurz: K1). Davon ausgehend sind die Diagramme vorhanden für  $200 \text{ mg}/\text{m}_n^3$  Stickoxide (NOx200) und den Abstufungen für die Aufladegruppe (K1, K1.015, K1.03).

Die Abbildungen sind in drei Teile aufgeteilt. Im ersten Diagramm ist der indizierte Wirkungsgrad in rot dargestellt. Zusätzlich ist der mfb50 (auch auf das Optimum bezogen) sowie die maximale Temperatur in der unverbrannten Zone (bezogen auf die kritische maximale Temperatur für Klopfneigung) dargestellt.

Das Optimum des indizierten Wirkungsgrades ist hier abzulesen.

Im zweiten Diagramm ist die Verlustteilung durchgeführt. Die Wirkungsgrade sind wiederum auf den gleichen Punkt bezogen. Die Abszisse ist ebenfalls auf das Optimum bezogen und für eine Abbildung immer in der gleichen Skalierung gehalten. Der Reihe nach (von unten nach oben) sind hier folgende Verläufe zu sehen:

- indizierter Wirkungsgrad
- zusätzlich mit Ladungswechselverlusten
- zusätzlich mit Wandwärmeübergang
- zusätzlich mit realer Verbrennung
- zusätzlich mit unvollkommener Verbrennung

Die oberste Linie stellt also den vollkommenen Motor dar.

Das dritte Diagramm zeigt die Differenzen des zweiten. Das bedeutet die einzelnen Verluste in Prozentpunkten. Diese Werte sind Absolutwerte (kein Bezug).

Diese Abbildungen können mit den Modellergebnissen von Tabelle 4 verglichen werden. Dabei fallen die Abweichungen kleiner als 0.15 Prozentpunkte im indizierten Wirkungsgrad aus. Das erste Diagramm zeigt das Verhalten mit  $200 \text{ mg}/\text{m}_n^3$  Stickoxidemissionen (Nox200) und dem Faktor 1 für die Strömungsmaschinen (K1). Anschließend wird der Faktor K auf 1.015 und weiter auf 1.03 erhöht, was die nächsten beiden Diagramme darstellen. Darauf folgend sind diese drei Diagramme nochmals für NOx500 erstellt worden.

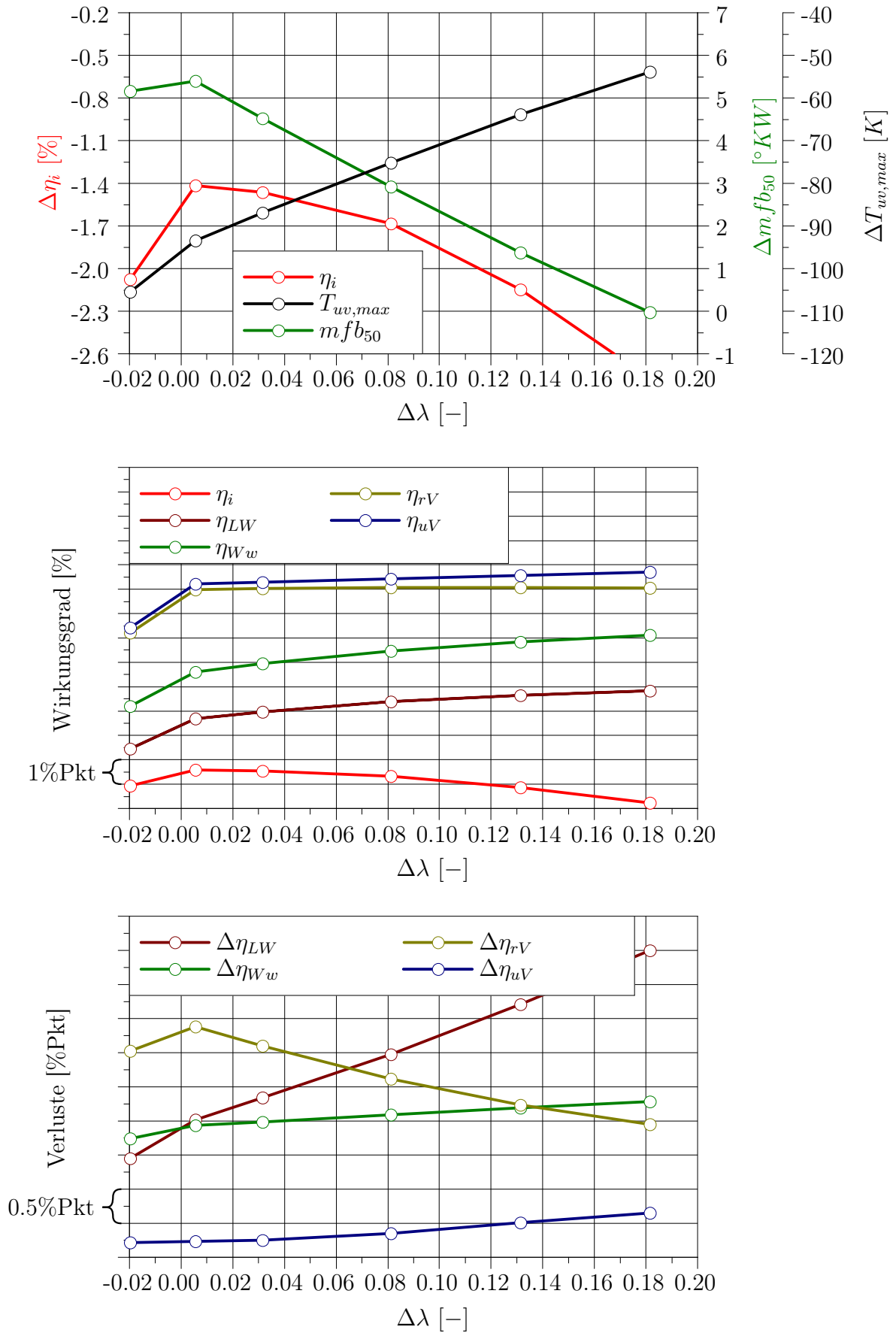


Abbildung 7.1: Verlustteilung NOx200 K1

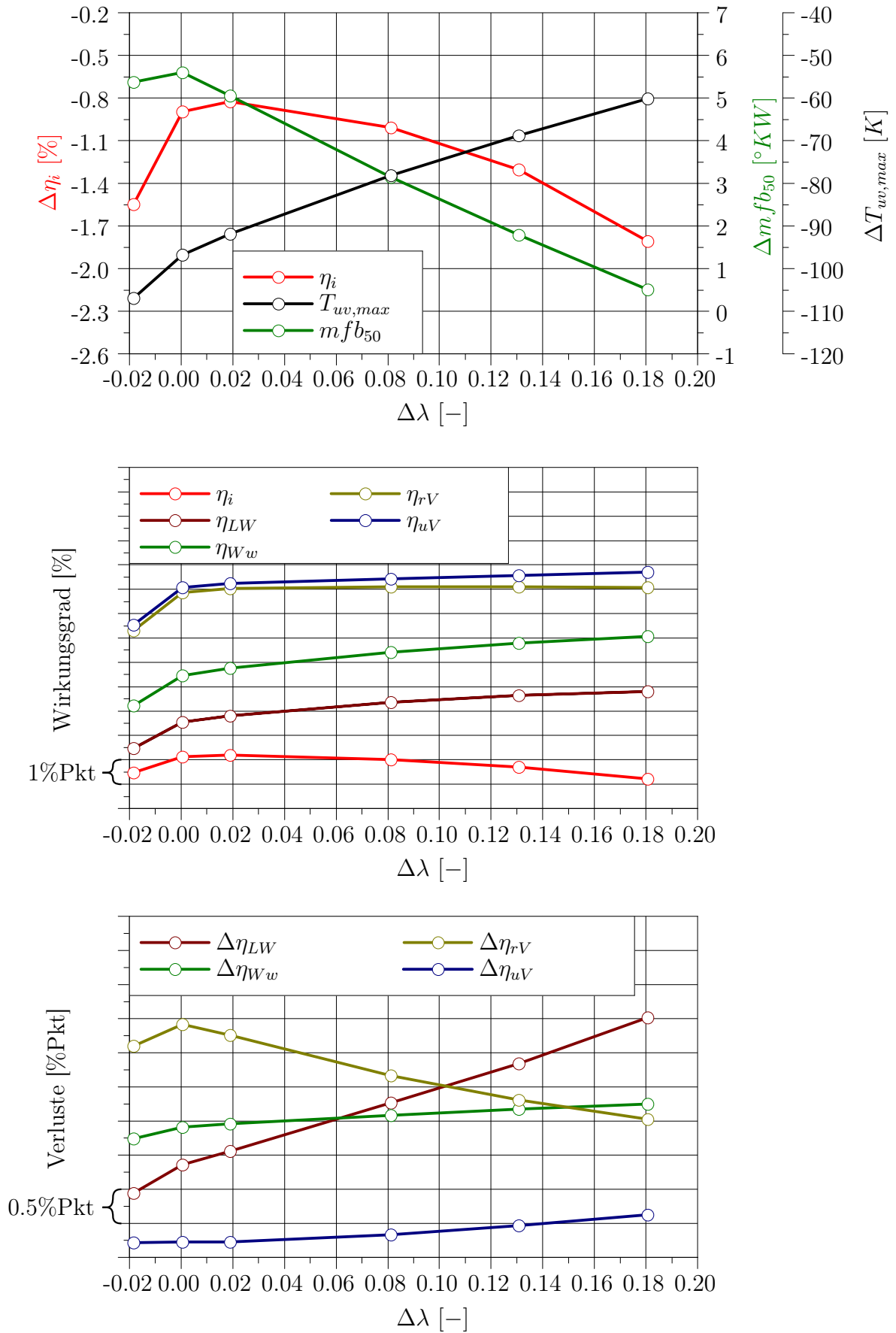


Abbildung 7.2: Verlustteilung NOx200 K1.015

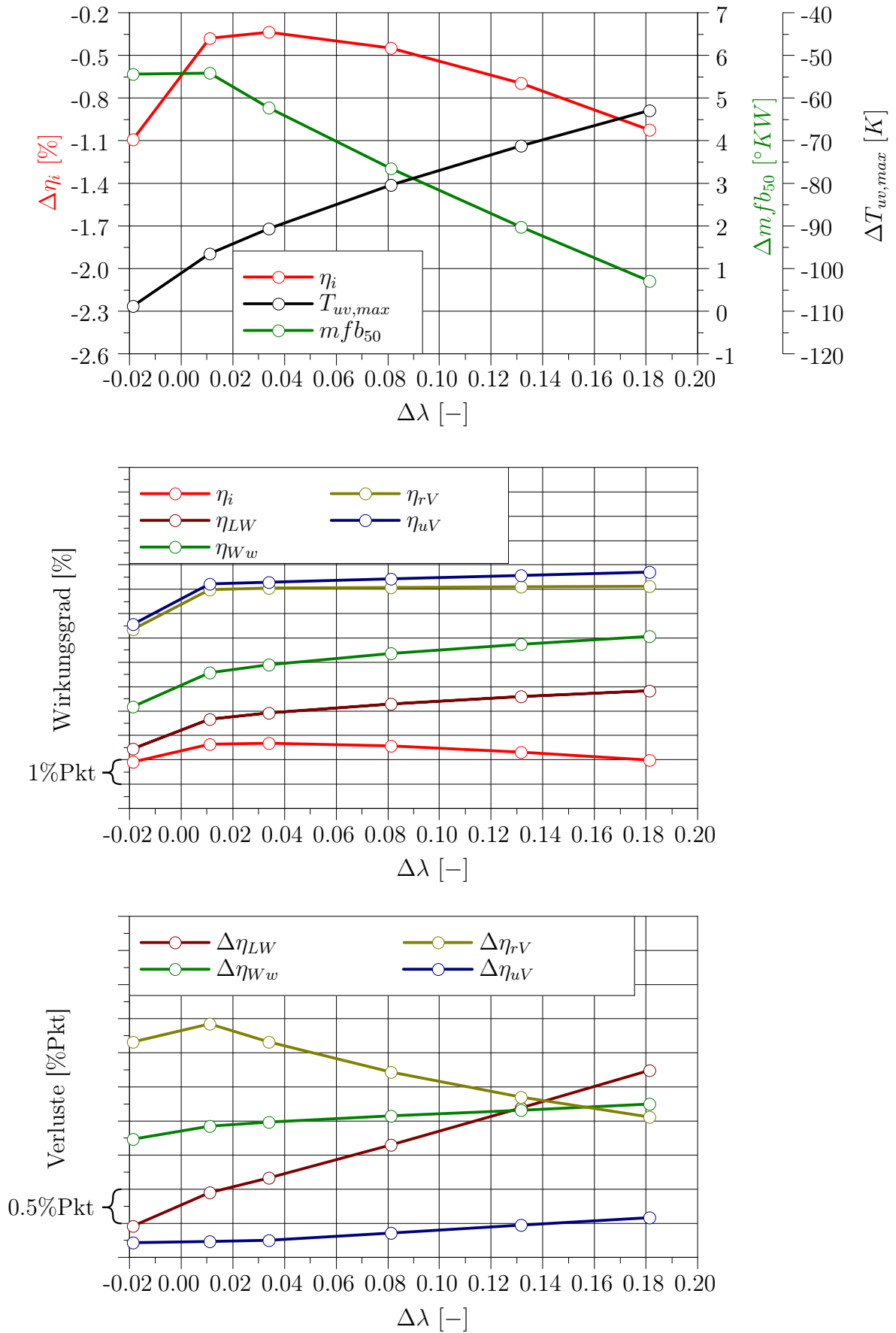


Abbildung 7.3: Verlustteilung NOx200 K1.03

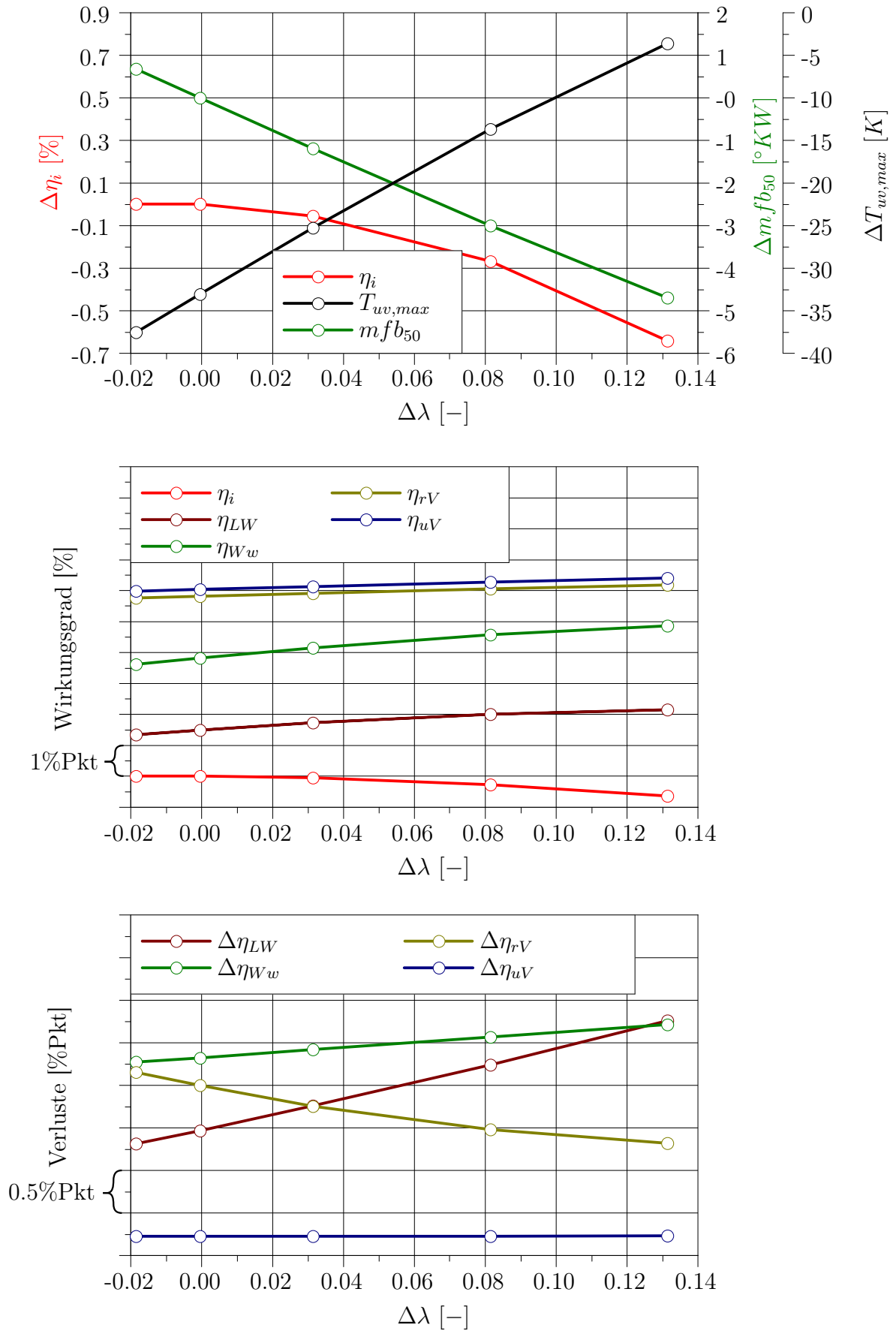


Abbildung 7.4: Verlustteilung NOx500 K1



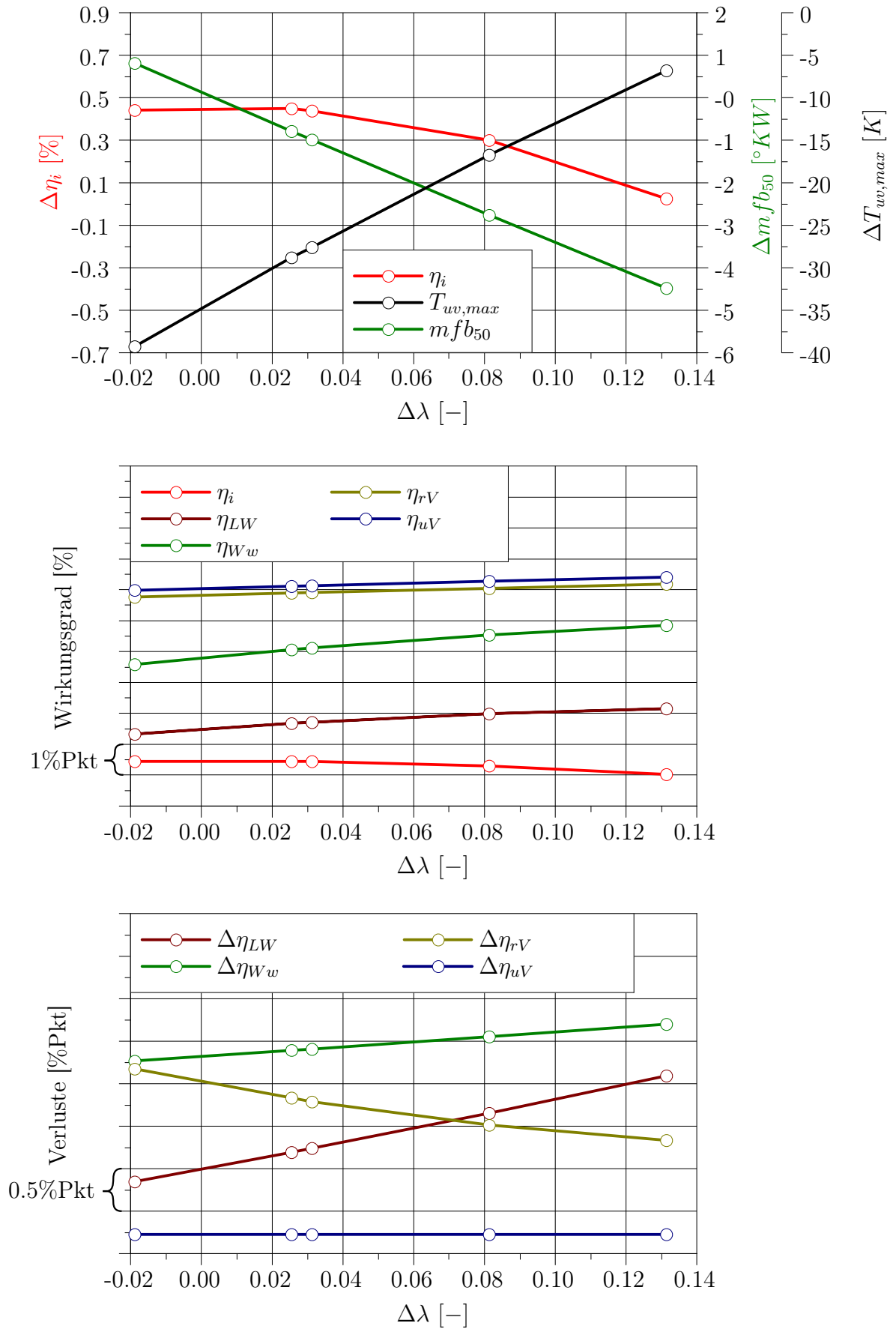


Abbildung 7.5: Verlustteilung NOx500 K1.015

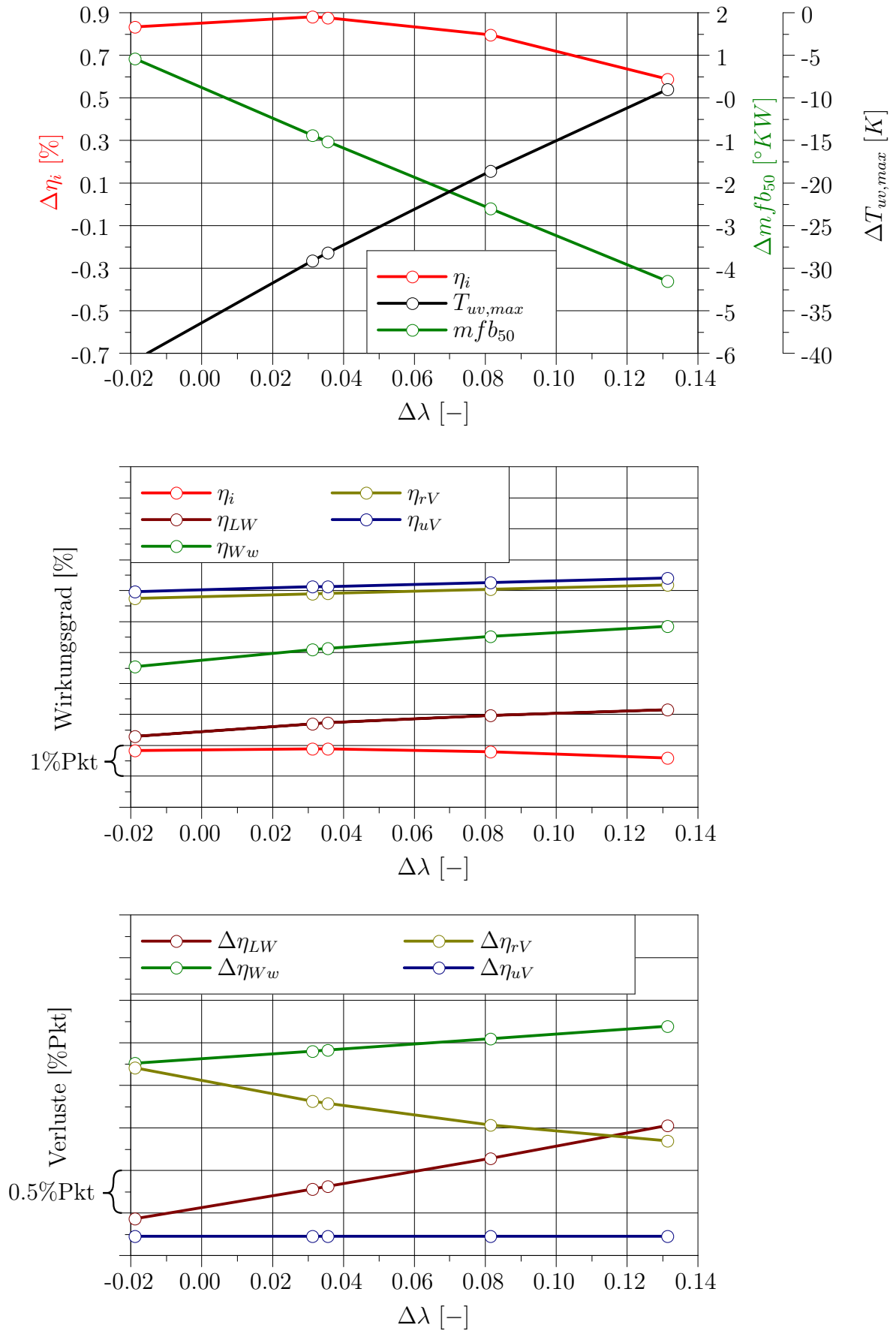


Abbildung 7.6: Verlustteilung NOx500 K1.03

#### Abbildung 7.1:

In dieser Abbildung fällt als erstes auf, dass der Wirkungsgrad links vom Optimum sehr stark abfällt. Der Grund dafür ist die Änderung des Verdichtungsverhältnisses laut Tabelle 1 Zeile 1. Das wirkt sich auch auf die Verbrennungslage und die maximale Temperatur in der unverbrannten Zone aus. Der Abstand der maximalen Temperatur in der unverbrannten Zone zum kritischen Wert ist ausreichend.

Bei den Verlusten ist zu sehen, dass der Ladungswechselverlust mit steigendem Luftverhältnis am stärksten ansteigt. Das wurde bei der vereinfachten Betrachtung in der Tabelle auch schon festgestellt. Der Wandwärmeverlust steigt mit zunehmendem Lambda auch leicht an was mit der früher gehenden Verbrennungslage erklärbar ist. Damit sinkt natürlich der Verlust durch reale Verbrennung.

#### Abbildung 7.2:

In dieser Abbildung ändert sich zur vorhergehenden nur der Wirkungsgrad der Strömungsmaschinen um den Faktor 1.015. Dadurch steigt der indizierte Wirkungsgrad leicht an und verschiebt sich in Richtung eines höheren Luftverhältnisses. Auch das wurde aus den Tabellen im Vorfeld so erwartet.

Bei den Verlusten wird speziell der Ladungswechselverlust um etwa 0.5 Prozentpunkte besser.

#### Abbildung 7.3:

In dieser Abbildung setzt sich das Verhalten von Abbildung 7.1 auf 7.2 fort. Es ist zusätzlich noch erkennbar, dass die maximale Temperatur in der unverbrannten Zone mit steigendem Wirkungsgrad der Aufladung etwas abfällt. Auch das geht mit dem steigenden Luftverhältnis einher (Die Temperatur nach Ladeluftkühler ist konstant gehalten).

#### Abbildung 7.4:

Dieser Betriebspunkt stellt den Basispunkt dar. Der indizierte Wirkungsgrad und die Schwerpunktlage der Verbrennung liegen genau auf Null. Das übrige Verhalten ist analog.

Bei Abbildung 7.5 und 7.6 wird wiederum der Aufladewirkungsgrad gesteigert. Bei einem Faktor von 1.03 erhöht sich der indizierte Wirkungsgrad um etwa 0.85 Prozentpunkte gegenüber der Basis.

## 8 Zusammenfassung

In diesem Abschnitt werden die wichtigsten Ergebnisse der Arbeit zusammengefasst. Zum einen wird kurz auf die Ergebnisse des Modells eingegangen und zum anderen die Methodik nochmals dargestellt.

### 8.1 Ergebnisse

Das interessanteste Ergebnis aus den Diagrammen ist, dass sich das Luftverhältnis unabhängig von den Randbedingungen nur in einem sehr engen Fenster bewegt. Diese Abhängigkeit ist auf die Änderung des Wirkungsgrades der Aufladegruppe zurückzuführen. Eine sich ändernde Grenze der Stickoxidemissionen verändert das Luftverhältnis nicht.

Um die Stickoxidemissionen von  $500 \frac{mg}{m^3_n}$  auf  $200 \frac{mg}{m^3_n}$  ohne Wirkungsgradeinbuße zu senken, müssen die Wirkungsgrade der Strömungsmaschinen um etwa 3% steigen.

### 8.2 Methodik

Um diese Arbeit auch auf andere Motoren übertragen zu können, ist hier die Methodik nochmals zusammengefasst dargestellt.

- Analyse des zu behandelnden Motors:  
Hier ist die Frage zu klären, welche Besonderheiten der Motor besitzt, wie er sich von anderen Bauarten unterscheidet und welche Eingriffsmöglichkeiten am realen Motor realistisch sind.
- Definition der zu untersuchenden Parameter:  
Bei der Wahl der zu untersuchenden Parameter sollte immer bedacht werden, dass die DoE Modelle mit geringerer Parameteranzahl zuverlässiger arbeiten. Es sollten daher so viele Parameter wie für die Untersuchung nötig, aber nicht mehr verwendet werden. Speziell die Modellerstellung und die Optimumsuche unter mehreren Randbedingungen wird dadurch erheblich erleichtert beziehungsweise überhaupt erst ermöglicht. Bei hohen Modellordnungen sind weniger Einflussgrößen sinnvoll behandelbar.
- Ertüchtigung des 1D-Modells für DoE:  
Nachdem die zu variierenden Parameter festgelegt sind, kann das Simulationsmodell erstellt werden. Hier ist im Vorfeld zu definieren, mit welchen Regeleinriffen die oben definierten Parameter eingehalten werden. Beispielsweise kann der Mitteldruck durch Verstellen der Drosselklappe, durch Variation der Turbinengröße, der Verdichtergröße oder deren Wirkungsgrade geregelt werden. Weitere Möglichkeiten sind je nach Motor ein Wastegate beziehungsweise ein Bypassventil. Hier ist, wenn möglich, darauf zu achten, dass sich die Regelungen gegenseitig nicht stark beeinflussen. Ansonsten wird, um eine vernünftige Simulationszeit einhalten zu können, die Regelung sehr schnell kompliziert und unübersichtlich.
- Modellabgleich:  
Nach Fertigstellung des Simulationsmodells muss dieses mit Messungen abgeglichen und abgesichert werden. Nachdem die Simulationszeiten sehr lange sind, ist dieser Schritt besonders sorgfältig durchzuführen. Eine Änderung am Simulationsmodell, und sei es nur bei der Regelung, macht die bereits durchgeführten Simulationen für eine DoE Anwendung unbrauchbar.

In dieser Arbeit wurde im ersten Schritt der Brennverlauf bei jedem einzelnen Zylinder mit Messungen verglichen, ebenso der Wirkungsgrad des gesamten Motors. Im zweiten Schritt wurde nochmals der Brennverlauf des gesamten Motors und die Stickoxidemissionen, die nur für den Gesamtmotor als Messung vorliegen, abgeglichen.

- Überprüfung der Fahrbarkeit:  
Auch bei den Simulationen ist es möglich, dass ein Betriebspunkt unter gegebenen Randbedingungen nicht erreicht werden kann. Gründe dafür liegen vor allem in den Kennfeldern der Strömungsmaschinen. Um sicherzugehen, dass die im DoE Design festgelegten Punkte auch berechnet werden können, ist es sinnvoll, die Extrempunkte im Vorfeld anzufahren. In dieser Arbeit wurden die Extrempunkte nur erreicht, indem die Rechnung bereits mit einfacheren Parametern eingeschwungen war, und der Extrempunkt damit initialisiert wurde. Stellt man im Nachhinein fest, dass eine ganze Parameterreihe nicht angefahren werden kann, ist zum einen die Vorhersagekraft des DoE Modells geringer, beziehungsweise sind die gewünschten Modellordnungen nicht mehr einzuhalten. Auch in diesem Fall müsste nochmals von vorne begonnen werden.
- Erstellen des Versuchsplans:  
Nachdem die Parameter und deren Fahrbarkeitsgrenzen bekannt sind, kann überlegt werden, welcher DoE Plan abgefahren werden soll. Bei der Wahl des D-optimalen Plans entstehen weniger Rechenpunkte. Dadurch ergibt sich eine kürzere Simulationszeit. Man ist aber in der nachfolgenden Punkteauswahl und der Modellbildung eingeschränkt. In dieser Arbeit wurde der Versuchsraum abgerastert. Dadurch entstanden über 1000 Rechenpunkte mit einer Simulationszeit von etwa einer Stunde pro Punkt. Durch die vielen Punkte kann jetzt ein spezifischeres DoE Modell erstellt werden. In dieser Arbeit wurde ein Modell für den Bereich um  $500 \frac{mg}{m^3}$  und eines für  $200 \frac{mg}{m^3}$  Stickoxidemission erstellt. Der Unterschied der beiden Modelle bestätigt diese Vorgehensweise.
- Simulation:  
Die Simulation ist nach dem Aufbau der Regelung des Motors die nächstaufwendige Aufgabe. Bei entsprechender Vorbereitung anhand der oben erwähnten Punkte ist hier kein Problem zu erwarten.
- Kontrolle der Simulationsergebnisse:  
Bei der Ausgabe der Simulation sind Kennzahlen eingearbeitet, die eine Vorbewertung der einzelnen Ergebnisse ermöglicht. Wird hier eine Simulation ausgewiesen, muss diese näher kontrolliert werden. Die Kontrollpunkte sind zum Beispiel eine Verletzung der Konvergenzkriterien, eine abweichende Zyklusanzahl der Berechnung, ein klopfender Brennverlauf, ein zu großer Energieumsatz in der Vorkammer, ein zu steiler Brennverlauf, ein Abweichen des Druckverhältnisses der zweistufigen Aufladung oder eine Berechnung am Kennfeldrand der Strömungsmaschinen.
- Festlegung der Modellbereiche:  
Hier sind die zu untersuchenden Bereiche festzulegen. In dieser Arbeit wurde, wie oben beschrieben, ein Bereich mit  $500 \frac{mg}{m^3}$  und ein Bereich mit  $200 \frac{mg}{m^3}$  Stickoxidemission gewählt.
- Erstellen des Modells:  
In diesem Schritt wird festgelegt, welche Parameter mit welcher Modellordnung abgebildet werden. Daraus ergibt sich auch die benötigte Punkteanzahl. Die Auswahl der Rechenpunkte erfolgt rund um den untersuchten Bereich, sodass etwa 30% mehr Punkte als benötigt eingearbeitet sind.

- **Optimumsuche:**  
Bei sorgfältiger Durchführung der vorangegangenen Punkte ist man hier beinahe fertig. Bei der Optimumsuche können verschiedene Maximalwerte definiert werden, unter denen dann das Optimum des Motors gesucht wird. Das Ergebnis ist nur ein Rechenpunkt. In dieser Arbeit wurde nach der Bestimmung des Optimums das Luftverhältnis abweichend vom Optimum etwas variiert und mit diesem eingefrorenen Luftverhältnis wiederum ein Optimum festgelegt. Dadurch erhält man Verläufe der einzelnen Größen um das Optimum, die bei weitem aussagekräftiger sind als nur ein Punkt.
- **Bestätigung des Optimums:**  
Das so erhaltene Optimum ist ein Ergebnis des DoE Modells. Es ist keine Simulation in diesem diskreten Punkt vorhanden. Um das DoE Modell abzusichern und um detailliertere Ergebnisse, wie eine Verlustanalyse, zu erhalten, werden die Punkte nochmals nachgerechnet.
- **Darstellung der Ergebnisse & Interpretation:**  
Die Berechnung ist mit dem vorherigen Punkt abgeschlossen. Als letzter Schritt fehlt noch die grafische Aufbereitung der Ergebnisse sowie deren Interpretation wie in Abschnitt 7.2 durchgeführt.

# Abbildungsverzeichnis

4.1	Konventionelle Methode vgl. DoE . . . . .	6
4.2	Vertrauensbereich eines Modells . . . . .	7
4.3	Extrapolation . . . . .	7
4.4	Versuchsanzahl . . . . .	8
4.5	Begiffbestimmung . . . . .	10
4.6	Beispiel Overfit . . . . .	11
4.7	Beispiel Underfit . . . . .	12
4.8	verschiedene Verläufe . . . . .	13
4.9	reale Ladung . . . . .	14
4.10	Verbrennungsverlust . . . . .	16
4.11	Wandwärmeverlust . . . . .	17
4.12	Ladungswechselverlust . . . . .	18
4.13	finite Volumen eines Rohres im 1D . . . . .	19
4.14	Variation des Formfaktors m . . . . .	21
4.15	3-fach Vibe Verlauf . . . . .	22
4.16	Aufladegruppe . . . . .	26
4.17	Kennfeld Niederdruckverdichter . . . . .	28
4.18	Kennfeld Hochdruckverdichter . . . . .	29
5.1	Motoraufbau . . . . .	32
5.2	Regelung: I-Anteil . . . . .	38
5.3	Regelung des Mitteldrucks . . . . .	41
5.4	Regelung des Luftverhältnisses . . . . .	42
5.5	Regelung des Spitzendrucks . . . . .	44
5.6	Regelung der Umblasereserve . . . . .	45
5.7	Regelung des Druckverhältnisses . . . . .	47
5.8	Regelung: Schalter Umblasereserve . . . . .	48
5.9	Regelung des Aufladegruppenwirkungsgrads . . . . .	49
5.10	Brennverläufe Zyl.1 . . . . .	50
5.11	Brennverläufe Zyl.6 . . . . .	50
5.12	Brennverläufe der Einzelzylinder . . . . .	51
5.13	Basispunkt 001 . . . . .	52
5.14	Basispunkt 002 . . . . .	52
6.1	Versuchsplan 1 . . . . .	54
6.2	Versuchsplan 2 . . . . .	55
6.3	Koeffizienten indizierter Wirkungsgrad NOx500 . . . . .	57
6.4	Koeffizienten indizierter Wirkungsgrad NOx200 . . . . .	57
6.5	Koeffizienten Stickoxide NOx500 . . . . .	58
6.6	Koeffizienten Stickoxide NOx200 . . . . .	58
7.1	Verlustteilung NOx200 K1 . . . . .	64
7.2	Verlustteilung NOx200 K1.015 . . . . .	65
7.3	Verlustteilung NOx200 K1.03 . . . . .	66
7.4	Verlustteilung NOx500 K1 . . . . .	67
7.5	Verlustteilung NOx500 K1.015 . . . . .	68
7.6	Verlustteilung NOx500 K1.03 . . . . .	69

## Tabellenverzeichnis

1	Modellergebnisse NO <sub>x</sub> 200, Mil=konst . . . . .	60
2	Modellergebnisse NO <sub>x</sub> 500, Mil=var . . . . .	61
3	Modellergebnisse NO <sub>x</sub> 500, Mil=konst . . . . .	62
4	Modellergebnisse NO <sub>x</sub> =var, Mil=var . . . . .	62



## Literaturverzeichnis

- [1] A. WIMMER, G. PIRKER, M. ENGELMAYER E. SCHNESSL: *Gas Engine versus Diesel Engine - a comparison of Efficiency*. MTZ Industrial 11.2011, 2011.
- [2] M.KOEGELER: *Statistische Versuchsplanung*. Vorlesungsskript, 2011.
- [3] KARL SIEBERTZ, THOMAS HOCHKIRCHEN, DAVID VAN BEBBER: *Statistische Versuchsplanung*. Springer, 1. Auflage, 2010.
- [4] R.PISCHINGER, M. KLELL, TH. SAMS: *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*. Springer, 1. Auflage, 2002.
- [5] N.N.: *GT-Suite Flow Theory Manual*. Gamma Technologies, 2011 Auflage, 2011.
- [6] MARKUS, KRENN: *experimentielles Brennratenmodell*. Diplomarbeit, 2012.
- [7] KONSTANTIN PATTAS, GÜNTHER HÄFNER: *Stickoxidbildung bei der ottomotorischen Verbrennung*. MTZ Industrial 1973, 1973.
- [8] BRÄUNLING, WILLY J. G.: *Flugzeugtriebwerke*. Springer, 3. Auflage, 2009.