

Einflusspotenzial Variabler Ventiltriebe auf die Teillast-Betriebswerte von Saug-Ottomotoren – eine Studie mit der Motorprozess-Simulation

Von der Fakultät V – Verkehrs- und Maschinensysteme –
der Technischen Universität Berlin
zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor der Ingenieurwissenschaften

- Dr.-Ing. -

genehmigte Dissertation

von

Dipl.-Ing. Otmar Franz Scharrer
aus Oberkappel / Oberösterreich

Promotionsausschuss:

Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. H. Meyer

Berichter: Prof. Dr.-Ing. H. Pucher

Berichter: Prof. Dr.-Ing. P. U. Thamsen

Tag der wissenschaftlichen Aussprache: 16.12.2005

Berlin 2005

D 83

Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Tätigkeit in der Motorenentwicklung von GM Powertrain Europe in Zusammenarbeit mit der Technischen Universität Berlin.

Von Herrn Prof. Dr.-Ing. Helmut Pucher kam die entscheidende Anregung zu dieser Arbeit. Dafür sowie für die inspirierende Betreuung, die zahlreichen Diskussionen und für die Übernahme des Hauptreferates möchte ich mich an dieser Stelle herzlich bei ihm bedanken.

GM Powertrain Europe danke ich für die gebotene Möglichkeit, diese Arbeit neben meiner Berufstätigkeit anfertigen zu können. Herrn Martin Schneider und Frau Johanna Lomp-Knetsch danke ich für die Freigabe der Dissertation. Herrn Günter Graewert danke ich für das Bereitstellen aller Prüfstandsergebnisse, die in dieser Arbeit verwendet wurden.

Mein besonderer Dank gebührt den Herren Dr. Peter Gebhard und Dr. Uwe-Dieter Grebe. Durch ihre Initiative und die zahlreichen fachlichen Diskussionen haben beide viel zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Henning J. Meyer danke ich für die Übernahme des Vorsitzes im Promotionsausschuss und Herrn Prof. Dr.-Ing. Paul Uwe Thamsen für seine Bereitschaft zur Übernahme des Koreferates.

Besonders erwähnen möchte ich die Arbeit meiner Schwester Petra Zedlacher. Sie hat Rechtschreibung und Grammatik des Textes geprüft und überarbeitet.

Zuletzt möchte Herrn Dr. Christoph Heinrich danken. Er stand mir während des gesamten Verlaufs dieser Arbeit als Diskussionspartner, Kollege und als Freund zur Seite.

Wiesbaden, Januar 2006

Otmar Scharrer

für Marguis

in Erinnerung an die „5 Ursachen für Inspiration“ beim Schreiben

1	Einleitung.....	6
2	Zielsetzung der Arbeit.....	9
3	Stand der Technik bei VVT-Systemen.....	10
3.1	Mechanische Systeme	10
3.2	Hydraulische bzw. pneumatische Systeme	15
3.3	Elektrische bzw. elektromagnetische Systeme.....	16
4	Simulation von VVT-Systemen.....	18
4.1	Kenngößen bei der Simulation von VVT	19
4.2	Vollkommener Motor	20
4.3	Druckverlaufsanalyse (DVA)	21
4.4	Nulldimensionale Motorsimulation.....	21
4.5	Eindimensionale Motorsimulation.....	22
4.6	Modellierung der Verbrennung.....	23
4.6.1	Vorgabe des realen Brennverlaufs.....	23
4.6.2	Vorgabe eines Ersatzbrennverlaufs	23
4.6.3	Berechnung des Brennverlaufs mit quasidimensionalen Modellen	24
4.6.4	Brennverlaufsumrechnung	26
4.6.5	Neuronale Netze für Brennverlaufsumrechnung	27
5	Simulationsmodell und Simulationmethodik	28
5.1	Basismodell.....	28
5.2	Beschreibung der eindimensionalen Prozesssimulation	30
5.2.1	Grundgleichungen der Strömungssimulation	30
5.2.2	Verwendung von Durchflusskoeffizienten	33
5.2.3	Wandwärmeübergang im Zylinder	37
5.3	Verbrennung.....	40
5.3.1	Ermittlung des Brenn- bzw. Heizverlaufs.....	40

5.3.2	Ermittlung von Ersatzbrennverläufen	41
5.3.3	Vorgehensweise bei der Brennverlauf-Umrechnung.....	45
5.3.4	Empirisches Modell als Ersatz für die Brennverlaufsumrechnung.....	56
5.3.5	Anpassung des Wandwärmeüberganges.....	65
5.4	Triebwerksreibung.....	66
6	Motorprüfstand	70
6.1	Versuchsträger.....	70
6.2	Konstruktion der Ventilerhebungskurven.....	72
6.3	Vergleich Messergebnisse mit Simulationsergebnissen.....	74
7	Resultate der Simulation	79
7.1	Definition der Verluste durch den Gaswechsel.....	79
7.2	Auffinden der Laufgrenze im Phasenstellerkennfeld.....	87
7.3	Variable Steuerzeiten mit unveränderten Ventilhubkurven.....	89
7.4	Variable Steuerzeiten und Ventilsteuerbreite bei Standardventilhub.....	97
7.5	Variable Steuerzeiten und Ventilsteuerbreite bei variablem Ventilhub	106
7.6	Besonderheiten bei 2-stufigen Ventiltrieben.....	111
7.7	Unterschiedliche Hubkurven für die beiden Einlassventile	117
8	Zusammenfassung und Schlussfolgerungen.....	122
9	Symbole und Formelzeichen	125
10	Abkürzungen.....	127
11	Verwendete Literatur.....	129

1 Einleitung

Aus der Tatsache des sich ständig erweiternden Individualverkehrs und seinen bekannten Folgen für Mensch und Umwelt leitet sich die klare Forderung nach Schutz unseres Lebensraumes bzw. sparsamem Umgang mit den vorhandenen begrenzten Vorräten an fossilen Brennstoffen ab. Da der Verbrennungsmotor - hier insbesondere der Ottomotor - im Personenverkehr weltweit gesehen die dominierende Antriebsquelle ist, werden an die Motorenentwicklung in Zukunft immer höhere Anforderungen gestellt werden. Auch scheinbar kleine Potenziale zur Wirkungsgraderhöhung müssen ausgeschöpft werden, denn bedingt durch den großen Multiplikator der im Feld befindlichen Fahrzeuge können sich daraus erhebliche Verringerungen im globalen Energieverbrauch ergeben. Dennoch ist das Verhältnis von Kosten zu Wirkung einer Technologie immer genau abzuschätzen. Verbrauchersparende Technologien entfalten nur dann ihre Wirkung, wenn sie vom Kunden akzeptiert und damit gekauft werden [20]. Für die Motorenentwicklung bedeutet dies, dass sich die Randbedingungen in beschleunigtem Maße verändern. War die Aufgabenstellung noch vor einer Dekade ein konkretes Konzept zu untersuchen und zu optimieren, so wird dem entgegen heute bereits im Vorfeld eine umfangreiche Konzeptuntersuchung benötigt um daraus den vielversprechendsten Ansatz auszuwählen. Dieser Herausforderung kann nicht nur durch erhöhte Entwicklungsleistung begegnet werden, sondern sie erfordert teilweise auch ein Umdenken und ein sich Abwenden von jahrelang erprobten und verlässlichen Vorgehensweisen. Neben den bekannten Faktoren Zeit und Kosten werden in zunehmendem Maße auch kreative Lösungen, die sich zudem preisgünstig umsetzen lassen, darüber entscheiden, ob ein Entwicklungsprozess erfolgreich ist.

Für das Umsetzen solcher kreativer Lösungen ist deren genaue technische Bewertung im Vorfeld unerlässlich. Das Vorhandensein von entsprechenden Werkzeugen für diese Bewertung ist somit ein wichtiger Wettbewerbsvorteil. Daher wird die Methoden- und Werkzeugentwicklung für alle Motorenentwickler zunehmend an Bedeutung gewinnen. Hierbei ist jedoch nicht der klassische Ansatz gemeint, der zum Beispiel eine neue Software von Grund auf entwirft und umsetzt. Die Erfahrung von vielen Jahren hat gezeigt, dass diese Arbeit am besten bei Spezialisten aufgehoben ist. Die Forderung nach Methodenentwicklung richtet sich vielmehr an die Nutzer bereits eingeführter Werkzeuge. Es sollen vorhandene Methoden derart weiterentwickelt oder angepasst werden, dass damit auch neue Fragestellungen beantwortet werden können. Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit einer solchen Weiterentwicklung. Konkret geht es um die Simulation von variablen Ventiltrieben.

Der Variable Ventiltrieb (VVT) ist neben der Benzindirekteinspritzung (BDE) eine der wesentlichen Technologien zur Verbrauchssenkung des Ottomotors. Im Gegensatz zum Dieselmotor liegt beim Ottomotor der Schwerpunkt der Entwicklung auf einer wesentlichen Absenkung des Kraftstoffverbrauchs. Beim Emissionsverhalten der beiden Prinzipien verhält es sich genau umgekehrt. Der Ottomotor ist in der Lage die derzeit bekannten Emissionsvorschriften zu erfüllen. Erhöhten Anforderungen an die Abgasqualität wird in der Regel mit einer Effizienzsteigerung der

Abgasnachbehandlung begegnet, während beim Dieselmotor zunehmend weitere Technologien wie Dieselpartikelfilter oder DeNOx-Katalysatoren appliziert werden müssen um den gesetzlichen Vorgaben gerecht zu werden.

Die Ursachen für den hohen Teillastverbrauch von Ottomotoren sind gut bekannt und wurden oft beschrieben. Zu den prinzipbedingten Nachteilen des Ottomotors im Vergleich zum Dieselmotor zählt zunächst die geringere Verdichtung. Die Klopfneigung der ottomotorischen Verbrennung stellt die Hauptbegrenzung für höhere Verdichtungsverhältnisse dar. Die homogene, stöchiometrische Verbrennung ist sowohl ein Erfordernis der relativ engen Zündgrenzen des Kraftstoff-Luft-Gemisches als auch der Abgasnachbehandlung. Sie verursacht höhere Wandwärmeverluste als eine magere Verbrennung und beeinflusst damit ebenfalls den Verbrauch negativ. Diese beiden Nachteile sind nicht so leicht zu kompensieren, da eine Änderung der Verhältnisse immer zu geringeren Volllastwerten bzw. zu einer aufwändigen Abgasnachbehandlung führen würde. Weil im sehr preissensitiven Segment der kleinen PKW-Antriebe fast ausschließlich Ottomotoren zu finden sind, werden vor allem Lösungen gesucht, die einen minimalen Änderungsbedarf eines bestehenden Motors erfordern.

Damit gelangt man zum dritten wesentlichen Nachteil des Ottomotors in Bezug auf den Kraftstoffverbrauch: der Quantitätsregelung. Die Leistung des Ottomotors wird nicht wie beim Dieselmotor über die Qualität – also über das Kraftstoff/Luft-Verhältnis – der Ladung sondern über deren Menge eingestellt, was über die Drosselklappe erfolgt. Die daraus resultierenden Drosselverluste sind nicht unerheblich und machen einen großen Teil des Gesamtenergieumsatzes aus. Das wirkt sich auf den Kraftstoffverbrauch signifikant aus, da der Teillast- oder Drosselbetrieb im Fahrzeug am häufigsten vorkommt.

Um die Drosselverluste des Ottomotors zu reduzieren gibt es zunächst die Möglichkeit des Downsizing, welche auch häufig in Kombination mit Aufladung anzutreffen ist [55]. Damit ist eine Verkleinerung des Motorhubraumes bei gleichen Leistungswerten gemeint. Die dadurch erreichte Lastpunktverschiebung ermöglicht im Fahrzeug einen Teillastbetrieb mit insgesamt weniger Drosselung. Infolge der höheren Leistungsdichte muss allerdings das Verdichtungsverhältnis solcher Motoren reduziert werden um die erforderliche Volllast klopfrei darstellen zu können. Die damit verbundene Verkleinerung des Wirkungsgrades kompensiert einen Teil des Potenzials aus der Lastpunktverschiebung.

Zwei weitere Möglichkeiten zur Entdrosselung des Ottomotors sind Direkteinspritzung mit Schichtladung sowie variable Ventiltriebe (VVT). Der erste Weg hat umfangreiche Änderungen am Abgasnachbehandlungssystem zur Folge, da auf die bewährte 3-Wege-Katalysatortechnik nicht mehr zurückgegriffen werden kann. NOx-Speicherkatalysatoren sind zwar mittlerweile Stand der Technik, bedeuten jedoch noch immer hohe zusätzliche Systemkosten. Als zweiten Weg betrachtet man allgemein Variabilitäten im Ventiltrieb. Diese erfordern keine andere Abgasnachbehandlung, da vom Lambda-1-Konzept nicht abgegangen wird. Ziel dieser Variabilitäten ist die Drosselverluste zu verringern und dabei gleichzeitig die

Verbrennung zu stabilisieren. Eine Stabilisierung der Verbrennung erfolgt meist durch ansaugseitige Querschnittssteuerung [19]. Als Folge der höheren Stabilität kann der Restgasanteil an der Frischladung erhöht werden. Diese Maßnahme sorgt für einen höheren Hochdruckwirkungsgrad und eine Verringerung der Drosselung.

Vergleicht man geschichtete Bezindirekteinspritzung (BDE) mit der VVT-Technologie so wird beiden Ansätzen heute in etwa das gleiche Potenzial zur Verbrauchsverringering eingeräumt, während ältere Untersuchungen der BDE ein deutlich höheres Potenzial zusprechen [21]. Detailschwierigkeiten bei der Gemischbildung bzw. der Trade-Off zwischen guter Vollast und geringem Teillastverbrauch haben die Erwartungen an die BDE heute jedoch deutlich gedämpft. Welche Technologie letztendlich eingesetzt wird, hängt in hohem Maße vom vorhandenen Motorportfolio bzw. von der hausinternen Strategie des Motorherstellers ab. Infolge der ohnedies niedrigeren Drosselung beim Betrieb von kleinen Ottomotoren haben sich hier Variabilitäten in der ansaugseitigen Querschnittssteuerung als sehr effizient erwiesen [22]. BDE mit Ladungsschichtung wendet man sinnvoll ab einem Hubraum von 2 Liter an.

Im Bereich der VVT ist wieder vermehrte Aktivität zu beobachten. Unter anderem auch dadurch, dass eine Synergie von BDE und VVT mittlerweile als eine interessante Alternative gesehen wird [56]. VVT und BDE ergeben zusammen ein System mit erheblich mehr Freiheitsgraden. Potenzial liegt vor allem darin, dass die VVT-Technologie die für BDE ohnehin notwendige Steuerung der Ladungsbewegung übernehmen oder zumindest optimieren könnte. Aufgrund der Kostenstruktur dieser beiden Technologien erfolgt eine Umsetzung zunächst recht sparsam und beschränkt sich auf Motoren für Luxusfahrzeuge [26].

Für kleinere Motoren wird die VVT-Entwicklung auch durch die Einführung von Dieselmotoren im Hubraumsegment von unter 1.5 Litern vorangetrieben. Damit werden die Drehmoment- und Leistungswerte der Ottomotoren im mittleren Hubraumsegment bei deutlich kleineren Verbrauchswerten erreicht. Auf der Kostenseite sind die Ottomotoren zwar klar im Vorteil, dieser kann jedoch bedingt durch die Entwicklung des Marktes zu einem hohen Dieselanteil [12] nicht voll genutzt werden. Viele Hersteller verkaufen kleine Dieselmotoren mit deutlich weniger Gewinn als leistungsgleiche Ottomotoren. Das Spannungsfeld für den Ottomotor liegt demnach zwischen knappen zusätzlichen Kosten, die für neue Technologien akzeptiert werden und den Erwartungen des Marktes an die Entwicklung eines geringen Verbrauchs. Intelligente Simulation soll in Zukunft dazu beitragen, vorhandene Technologien zu optimieren bzw. das Potenzial, welches aus ihrer Kombination geschöpft werden kann, von vorne weg abzuschätzen.

2 Zielsetzung der Arbeit

Zum Thema „Variable Ventiltriebe“ findet man in der gegenwärtigen Literatur eine Vielzahl von Veröffentlichungen. Die meisten davon beschäftigen sich mit der konstruktiven Umsetzung eines variablen Ventiltriebes bzw. schlagen konkrete Prinzipien und Möglichkeiten vor. Häufig werden in einer sehr professionellen Form Vor- und Nachteile eines Konzeptes dargestellt, sodass auf umfangreiche Versuchstätigkeit geschlossen werden kann. Es entsteht der Eindruck, dass zunächst immer ein mechanisches Prinzip gefunden wird, und dieses dann als Prototyp umgesetzt und vermessen wird. Selten findet man den umgekehrten Zugang, der von einer für den motorischen Prozess optimierten Hubkurvenschar ausgeht und dann die Umsetzung dieser Variante beschreibt. Dieser Weg hat viele Vorteile, da damit die Wirkmechanismen variabler Ventilhubkurven überhaupt erst einzeln aufgeschlüsselt werden können. Ein Grund, warum es zu diesem Thema wenig in der Literatur gibt, liegt sicherlich auch darin, dass für die thermodynamische Optimierung von variablen Ventiltrieben die Prozessrechnung unerlässlich ist. Zu neuen Motorvarianten werden häufig zunächst im Bereich der Konstruktion Überlegungen angestellt und diese als Prototypen umgesetzt. Dieser Bereich verfügt meist über keine eigenen Simulationswerkzeuge. Die Simulation erhält jedoch nach und nach den ihr zustehenden Platz in den Voraussenwicklungsabteilungen der Motorenhersteller. Diese Arbeit soll einen Beitrag in diese Richtung leisten.

Ziel dieser Arbeit ist es zunächst eine Simulationsmethode zu entwickeln, mit deren Hilfe folgende Aufgaben gelöst werden können:

- Optimierung von Ventilhubkurven für den drosselfreien Teillastbetrieb
- Aufschlüsseln der thermodynamischen Wirkmechanismen
- Potenzialanalyse von VVT in Bezug auf Kraftstoffverbrauch
- Aufbau einer Wissensbasis zum Thema VVT

Neben diesen Eigenschaften sollen weitere Kennzeichen der Methode Einfachheit, Robustheit und Effizienz sein. Ziel ist es auf vorhandene Tools zur Prozesssimulation zurückzugreifen und diese in geeigneter Weise zu modifizieren bzw. derart geschickt zu kombinieren, dass damit die Aufgaben gelöst werden können. Die Simulation soll deutlich schneller sein, als es der entsprechende Versuch bei vorhandener und aufgebauter Hardware wäre.

Das Hauptziel liegt jedoch in der Erstellung der Wissensbasis. Mit Hilfe einer solchen Wissensbasis kann man neue Projekte hinsichtlich ihrer Variantenvielfalt deutlich einschränken bzw. bewerten. Grundlegende Eigenschaften sollen erkannt und daraus Richtlinien für die Auslegung von VVT abgeleitet werden.

3 Stand der Technik bei VVT-Systemen

Die Variantenvielfalt bei VVT-Systemen ist außerordentlich hoch. Viele Patentanmeldungen dazu gehen bis auf den Beginn des 20. Jahrhunderts zurück. Einige Varianten wurden nie umgesetzt, weil es entweder nicht die nötige Technologie zur Herstellung gab, die notwendige Regelungstechnik nicht verfügbar war oder weil einem Prinzip einfach nicht das erforderliche Potenzial zur Wirkungsgradsteigerung zugestanden wurde. Moderne Herstellungsverfahren und moderne Motorsteuerungen mit den dazu gehörigen Aktuatoren ermöglichen es heute nahezu jedes mögliche VVT-System umzusetzen. Die Frage ob ein VVT auf einen Motor appliziert wird, hat sich also auf eine Kosten-Nutzen-Analyse reduziert. VVT-Systeme verursachen nach wie vor einen erheblichen Anteil an Mehrkosten für einen Motor. Genaue Daten sind von den einzelnen Herstellern schwer zu bekommen und variieren stark. Je nach Komplexität des Systems können die Zusatzkosten jedoch 10 bis 30% der Motorherstellkosten betragen. Angesichts solcher Zahlen muss natürlich die Implementierung eines VVT in jedem Fall genau abgewogen werden. Häufig sind auch Marketing-Aspekte an einer solchen Entscheidung beteiligt. Tatsache ist, dass es heute eine ganze Reihe von Variabilitäten im Ventiltrieb gibt.

Im Folgenden soll ein kurzer Abriss dieses Marktsegmentes wiedergegeben werden. Dazu werden vorhandene Variabilitäten nach der Anzahl ihrer Freiheitsgrade eingeteilt. Auf die geometrische Umsetzung soll im Detail nicht eingegangen werden. Es wird jedoch auf ausreichende weiterführende Literatur verwiesen. Die Auflistung ausgeführter VVT-Systeme soll grundlegende Wirkprinzipien darstellen. Sie ist nicht als vollständige Marktanalyse zu verstehen. Aus jeder Gruppe wird daher auch nur ein Beispiel gebracht. Grundsätzlich lassen sich Ventiltriebe nach der Art ihres Wirkprinzips in drei große Gruppen unterteilen.

1. Mechanische Systeme
2. Hydraulische bzw. pneumatische Systeme
3. Elektrische bzw. elektromagnetische Systeme

Die ersten zwei Gruppen können mit und ohne Nockenwelle ausgeführt sein. Eine Ausnahme bildet hier die Gruppe der elektromagnetischen Systeme, die nur ohne Nockenwellen anzutreffen sind. Eine Übersicht der daraus möglichen zahlreichen Kombinationen ist in [37] zu finden.

3.1 Mechanische Systeme

Diese Gruppe beinhaltet sicherlich die meisten verschiedenen Varianten, da sich solche VVT-Systeme häufig auf den bestehenden konventionellen Ventiltrieb aufsetzen lassen. Eine Basisvariante stellt sicherlich die Verwendung von Nockenwellenstellern dar. Solche Systeme befinden sich heute bei fast allen

Herstellern in Serienproduktion. Ursprünglich nur zur Vollaststeigerung verwendet, benützt man diese, auch Phasensteller genannten Systeme mehr und mehr auch zur Optimierung des Teillastverbrauchs der Motoren. Bei der Einteilung der Steuerstrategien sind die Bezeichnungen aus [38] in den täglichen Sprachgebrauch aufgenommen worden. Unterschieden wird dort zwischen der Basisvariante einer Verstellung auf Einlass- oder Auslasseite (Intake/Exhaust Only), einer gleichzeitigen, gekoppelten Verstellung von Einlass- und Auslassnockenwelle (Dual Equal) bzw. einer unabhängigen Ansteuerung der beiden Nockenwellen (Dual Independent). Welche Variante das größte Potenzial zur Verbrauchssenkung bietet, hängt auch vom jeweiligen Brennverfahren und dessen Restgasverträglichkeit ab. Im Allgemeinen darf jedoch ein Potenzial von 2 bis 4 % – in Abhängigkeit des Leistungsgewichtes des Fahrzeugs – bei Verstellung von beiden Nockenwellen erwartet werden [60]. Wird nur eine Nockenwelle verstellt, reduziert sich das Verbrauchspotenzial laut [38] auf 0.5 bis 1.5%, wogegen in [76] ein sehr optimistischer Wert von 6% angegeben wird. Eigene Messungen zu dieser Arbeit bestätigen den kleineren Wert. Aufgrund der Tatsache, dass eine neue Technologie häufig mit einem neuen Grundmotor ausgeführt wird, lassen sich die Verbrauchspotenziale nur schwer trennen. Abb. 3.1 zeigt einen typischen Vertreter dieser Systeme. Auf beiden Nockenwellen befinden sich so genannte Flügelzellenversteller, welche durch den Motoröldruck versorgt werden.

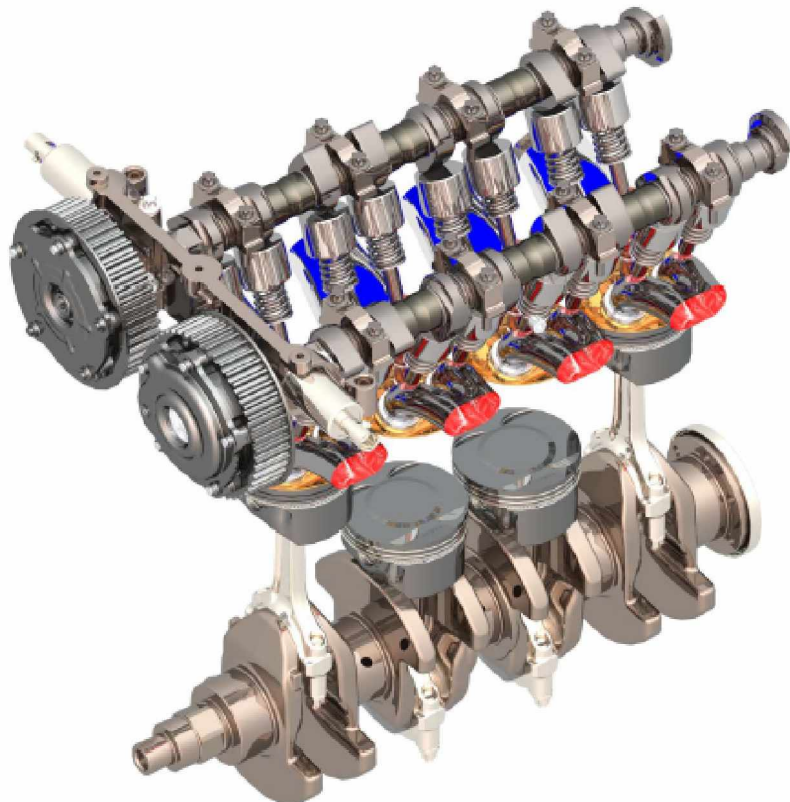


Abb. 3.1: Doppelte Nockenwellenverstellung aus [3]

Eine Ausnahmestellung beim Verbrauchspotenzial haben Motorradmotoren. Infolge der meist fehlenden externen Abgasrückführung kann mit einer doppelten Nockenwellenverstellung und der damit verbundenen Restgassteuerung eine Verbrauchsreduzierung von bis zu 7 % erreicht werden [45]. Gleichzeitig wird die Leerlaufqualität durch weniger Ventilüberschneidung signifikant angehoben.

Eine weitere Steigerung der Zahl der Freiheitsgrade wird durch einen zweistufigen Ventiltrieb erreicht. Diese Systeme bieten die Möglichkeit zwischen zwei Einlasshubkurven die jeweils wirkungsgradgünstigere auszuwählen. Es werden dabei zwei Wege verfolgt. Eine Standardhubkurve wird um eine kleine Hubkurve ergänzt um Vorteile im Teillastverbrauch zu erhalten oder eine Standardhubkurve wird mit einer auf Höchstleistung ausgelegten Hubkurve kombiniert. In Verbindung mit einem entsprechenden Triebwerk können damit die Ladungswechselverluste bei Hochdrehzahlkonzepten klein gehalten werden. Beispiele für ausgeführte Formen dieses VVT-Typs finden sich sowohl für den Schleppebeltrieb [64] als auch für den Tassenstößel-Ventiltrieb [6]. In beiden Fällen erfolgt die Umschaltung hydraulisch über das Motoröl. Die erreichte Verbrauchseinsparung, bezogen auf Motoren mit Standardventiltrieb und festen Steuerzeiten, wird mit 6 bis 7% beziffert. Abb. 3.2 zeigt das in [6] verwendete System.

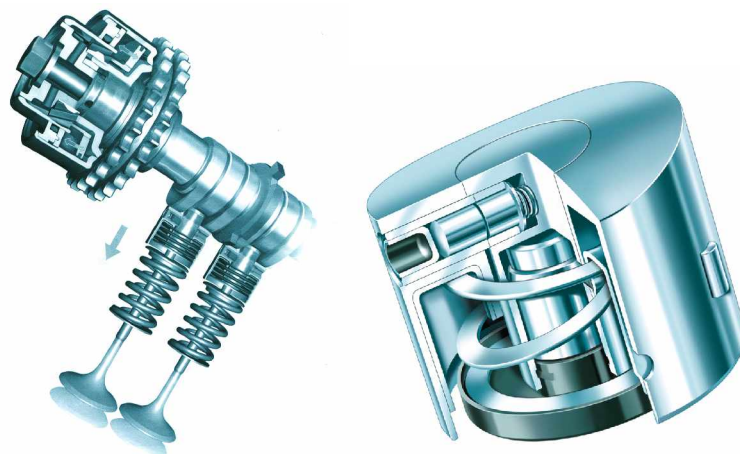


Abb. 3.2: Schalttasse und zweistufiger Ventiltrieb mit Nockenwellenversteller aus [6]

Eine Sonderform der Zweistufigkeit im Ventiltrieb ist die Zylinderabschaltung. Zu nahezu keinen Komforteinbußen führt dieses Konzept bei einem 8-Zylinder-Motor. Zylinderabschaltung wird jedoch auch bei kleineren Zylinderzahlen in Serienproduktion angewandt. Untersuchungen mit ausgeführten Systemen zeigen erhebliches Wirkungsgradpotenzial in der Teillast. In [32] wird eine Verbrauchssenkung im neuen europäischen Fahrzyklus (NEDC) von 7 bis 10% für einen 5 Liter-V8-Motor angegeben. Abb. 3.3 zeigt einige dazu mögliche Ausführungen. Bei Motoren mit weniger Zylindern (<6) hat die Zylinderabschaltung wegen der großen Ungleichförmigkeit des Motorlaufes eine schlechte Ausgangsposition und wurde daher kaum in einer Serie umgesetzt.

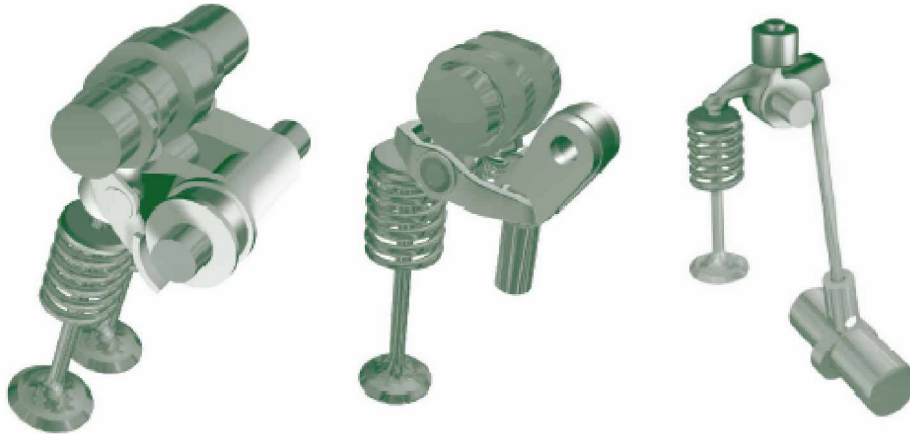


Abb. 3.3: Verschiedene Mechanismen zur Zylinderabschaltung [32]

Der nächste Schritt zum VVT ist eine Verstellung der Steuerbreite der Ventilhubkurve bei konstantem Hub. Ein Vertreter dieser Spezies ist in [63] beschrieben. Die Vorteile liegen in der Möglichkeit ein früheres Schließen der Einlassventile zu realisieren, ohne die sonst übliche hohe Überschneidung zu erzeugen. Daraus ergibt sich ein niedrigerer Restgasgehalt, der es erlaubt ein höheres Verdichtungsverhältnis zu verwenden. Aus der Kombination dieser beiden Maßnahmen erhält man laut [61] eine Verbrauchsverbesserung von etwa 5%. Die Steuerbreite kann mit dem System auf etwa 70% ihres ursprünglichen Wertes reduziert werden.

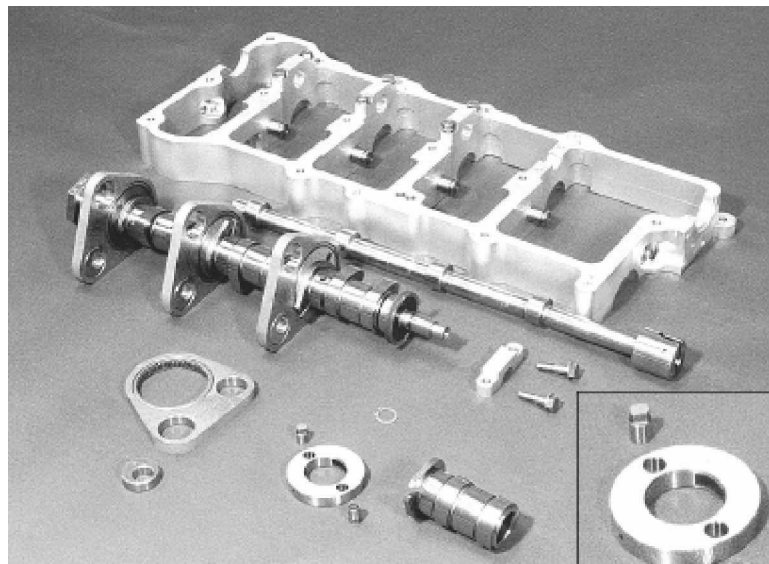


Abb. 3.4: System zur Variation der Steuerbreite aus [63]

Ermöglicht wird dies durch ein exzentrisches Verschieben der Nockenwelle zu ihrem Antrieb. Durch eine Art Kardaneffekt kommt es zum früheren Schließen der Ventile. Wie Abb. 3.4 zeigt, ist die Anzahl der benötigten Teile zwar gering, eine fertige Applikation erlaubt aber auch nur mehr ganz bestimmte Formen von Hubkurven.

Die Reduzierung des Ventilhubes bei konstanter Steuerbreite ist im Prinzip möglich, geht jedoch am Gedanken der Reduzierung der Drosselverluste vorbei, die eine möglichst kurze Steuerbreite der Ventilhubkurven benötigt. Vereinzelt wird dieses Verfahren dennoch angewendet, da sich die Gemischaufbereitung bei Niedriglast infolge der hohen Strömungsgeschwindigkeit am Ventilsplatt positiv beeinflussen lässt.

Die meisten Freiheitsgrade bietet eine vollvariable Verstellung von Hub und Steuerbreite. Bei mechanischen Systemen geschieht dies meist, indem man aus einer verfügbaren Schar von Hubkurven die für den jeweiligen Betriebszustand optimale auswählen kann. Der große Vorteil solcher Systeme besteht darin, dass es möglich ist, fast beliebig frühes Schließen der Einlassventile zu realisieren, ohne den Öffnungszeitpunkt der Einlassventile vorverlegen zu müssen. Das frühe Schließen der Einlassventile (FES) ist daher nicht mit der Nebenwirkung eines hohen Restgasgehaltes verbunden. Damit ist eine Entdrosselung des Motors bei konstantem internen Restgasgehalt möglich bzw. der interne Restgasgehalt kann in einem weiten Bereich über der Last gesteuert werden. Zahlreiche Systeme wurden zu Studienzwecken ausgeführt. Einige in der Literatur häufig anzutreffende Beispiele sind [30], [31], [33], [36], [39], [47], [48] und [66]. Bei der Realisierung solcher Systeme trifft man auf große Zurückhaltung seitens der Motorenentwickler. Das liegt zum einen sicherlich an der hohen mechanischen Komplexität der Systeme. Abb. 3.5 illustriert dazu eine mögliche Lösung eines mechanischen VVT. Zum anderen vergrößert sich durch solche Systeme häufig die Motorenhöhe, was zu Problemen mit dem Packaging und dem Fußgängerschutz führen kann.

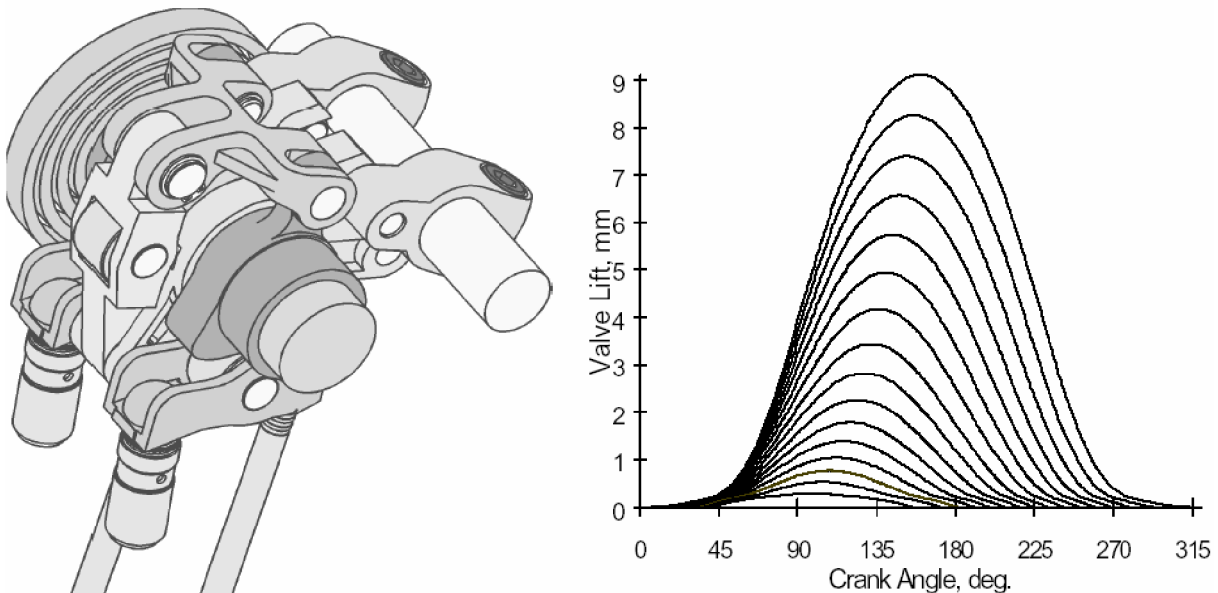


Abb. 3.5: VVT-Prinzip und erzielbare Hubkurvenschar, aus [48]

Andererseits ist jedoch auch die schwierige Vorhersage des Wirkungsgradgewinns durch einen VVT für die zaghafte Umsetzung verantwortlich. Ein Blick in die Literatur

zeigt, dass die Angaben zur Reduktion des Kraftstoffverbrauchs von 7% [21] bis 16% [65] schwanken. Die letzten Jahre haben gezeigt, dass sich die kurzfristig erreichbaren Werte eher im unteren Drittel dieser Skala befinden. Damit gelangt man jedoch in den kritischen Bereich bei der Gegenüberstellung von Systemkosten zu Kundennutzen. Der einzige VVT, der seit 2001 sukzessive bis zu einer Großserie umgesetzt wurde ist in [15, 26] beschrieben. Für den NEDC wird ein Verbrauchsvorteil, bezogen auf den Vorgängermotor, von 11.5% angegeben. Dieser gründet sich auf tribologische, thermodynamische und Ladungswechseltechnische Optimierung. Da der Optimierungsgrad des Vorgängermotors in den meisten Fällen nicht bekannt ist, gestaltet sich eine Bewertung dieser Ergebnisse recht schwierig. Das größte Potenzial wird aus dem um über 20% abgesenkten Leerlaufverbrauch geschöpft. Der Ladungswechsel kann hier wegen der verwendeten Hubkurven mit großen Steuerbreiten nur wenig zur Verbrauchsverbesserung beitragen. Bei der genannten Umsetzung hat man sich also weg von der Ladungswechseloptimierung und hin zur Verbrennungsoptimierung bewegt [72].

3.2 Hydraulische bzw. pneumatische Systeme

Pneumatische Systeme sollen hier nur der Vollständigkeit halber erwähnt werden. Praktisch kommt ihnen keine Bedeutung zu, da die damit zu erzeugende Kraftdichte nicht ausreicht, um ein Ventil eines Verbrennungsmotors zu bewegen.

Hydraulische Systeme bieten hingegen schon bei üblichen Industriehydraulikdrücken von etwa 200 bar ausreichend Kraftreserven. Der große Vorteil solcher Systeme liegt in der praktisch völlig frei wählbaren Ventilhubkurve. Die einzige Begrenzung bildet der Kontaktbereich zwischen den Ventilen und dem Kolben. Aus diesem Grund werden hydraulische Ventiltriebe bevorzugt zu Forschungszwecken eingesetzt. Die einfachste hydraulische Schaltung wird in Abb. 3.6 gezeigt und stammt aus [27].

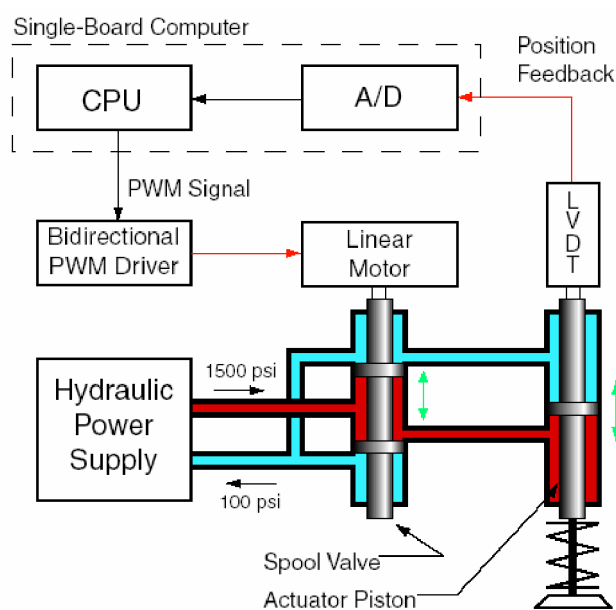


Abb. 3.6: Hydraulisches VVT-Prinzip aus [27]

Eine Umsetzung eines hydraulischen Ventiltriebs bis zum Jahr 2008 verspricht [70]. Hier werden für trapezförmige Ventilhubkurven auch signifikante Vollastpotenziale genannt. Der Mitteldruck im unteren Drehzahlbereich des Motors soll sich dadurch um bis zu 25% anheben lassen. Natürlich muss neben der Komplexität des Systems auch immer die Energiebilanz betrachtet werden. Während bei mechanischen VVT-Systemen für viele Betriebszustände mit einer geringeren Reibung gerechnet werden darf, haben hydraulische Systeme nach Abb. 3.6 jedenfalls einen deutlich höheren Energiebedarf. Dieser verringert sich bei kleinen Ventilhuben nicht direkt proportional, da das überschüssige Hydrauliköl abgesteuert wird (Lost-Motion-Prinzip).

Eine interessante Alternative dazu zeigt [1]. Das Lost-Motion-Prinzip wird dabei mit Hilfe eines hydraulischen Speichers umgangen. Für den Fahrzeugbetrieb wird ein Verbrauchsvorteil von 9% angegeben. Kritischer Parameter, wie bei allen hydraulischen Systemen, ist auch hier der Kaltstart bei niedrigen Außentemperaturen. Im vorliegenden Fall wird als tiefste Betriebstemperatur -25°C angegeben. Das ist zwar ein großer Schritt in der Entwicklung hydraulischer Systeme, deckt aber freilich nicht den gesamten Markt ab.

3.3 Elektrische bzw. elektromagnetische Systeme

Hierunter sind alle Ventiltriebe gemeint, deren Antrieb auf Magnetismus beruht. Bekanntester Vertreter dieser Systeme ist sicherlich das Prinzip nach Abb. 3.7.

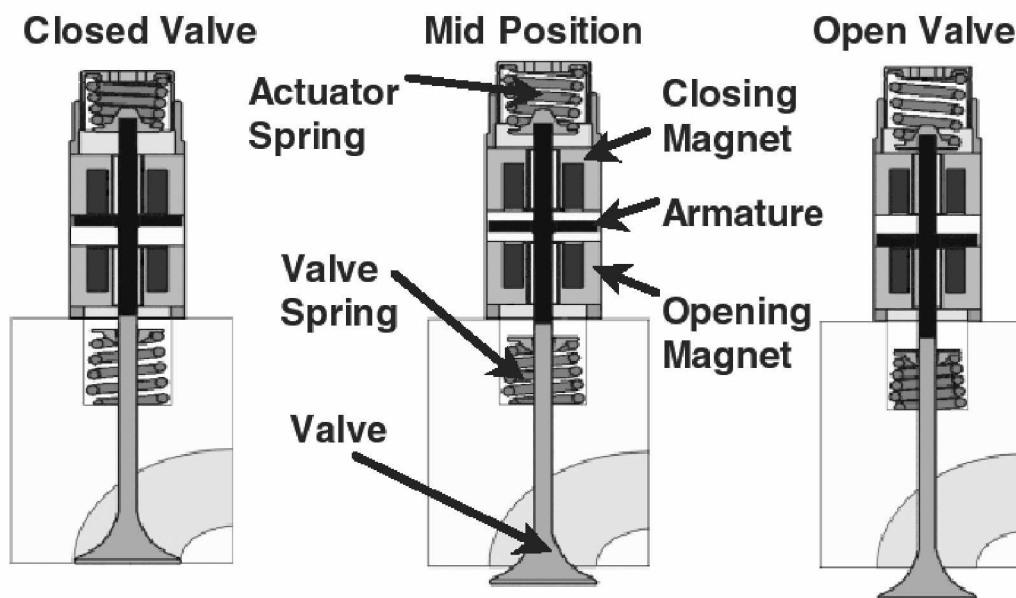


Abb. 3.7: Elektromechanischer Aktuator aus [23]

Ein mit dem Zylinderventil verbundener magnetischer Anker wird dabei zwischen zwei Elektromagneten nach dem Prinzip des Feder-Masse-Schwingers hin und her bewegt. Die Öffnungs- und Schließvorgänge werden durch den Energietransfer von der Aktuatorfeder zum Ventil bzw. von der Umwandlung von potenzieller in

kinetische Energie bestimmt. Die Nullposition liegt genau zwischen den beiden Magneten. Durch zwei Federn wird das Ventil bei stromlosen Magneten in der Nullposition gehalten. In den Endlagen wird der Anker über die Elektromagnete „eingefangen“ und in Position gehalten. Während in der Anfangsphase dieser Entwicklung nur eine Verstellung der Öffnungsphase des Ventils bei konstantem Ventilhub möglich war, kann nach einer Modifikation des Konzeptes inzwischen auch ein variabler Hub erreicht werden. Damit wird wie bei den hydraulischen Varianten größte Variabilität geboten. Durch die zeitabhängige Bewegung der Ventile und die fehlende Kurbelwinkelzuordnung ergeben sich auch bei der Simulation von nockenwellenlosen Systemen ganz neue Herausforderungen und Möglichkeiten. [62] zeigt ein gelungenes Beispiel dazu. Bei entsprechender Ausnutzung aller durch das Fehlen der Nockenwelle hinzugewonnenen Freiheitsgrade werden auch hervorragende Wirkungsgradsteigerungen genannt. Der elektromagnetische Ventiltrieb in Verbindung mit Zylinderabschaltung bewirkt nach [11] im NEDC eine Verbrauchssenkung von 16% und liegt damit deutlich über den Werten der vollvariablen mechanischen Ventiltriebe, denen in der selben Veröffentlichung ein Potenzial von 10% eingeräumt wird. Trotz dieses Potenzials lässt die Umsetzung noch auf sich warten, da auch hier hohe Zusatzkosten in Verbindung mit einem vergleichsweise hohen technischen Risiko den Vormarsch dieser Technologie zunächst einmal verzögern.

Bei allen in diesem Kapitel vorgestellten VVT-Systemen ist die Hubkurvenform in wesentlichen Parametern (Anlauf, Ablauf, Symmetrie der beiden Flanken, Rampenlänge) untrennbar mit dem Prinzip verbunden. Ist dieses einmal festgelegt, so können auch diese Parameter nicht mehr variiert werden. Das ist nicht in jedem Fall günstig für den motorischen Prozess. Um die Bedeutung des Hubprofils besser zu verstehen, ist daher eine Analyse der verschiedenen Mechanismen der Entdrosselung erforderlich. Diese kann am besten mit Hilfe von Computersimulation erfolgen, da sich dabei die verschiedenen Wirkmechanismen einzeln aufschlüsseln lassen. Das nächste Kapitel beschäftigt sich daher mit verfügbaren Simulationsmethoden für variable Ventiltriebe.

4 Simulation von VVT-Systemen

Die prozesstechnische Simulation von VVT-Systemen ist von der gegenwärtigen Literatur noch nicht ausreichend erfasst. Es werden wenige Verfahren angegeben, die sich konkret auf die Anforderungen bei VVT-Systemen beziehen. Das hängt sicherlich zum Teil mit der bislang seltenen Umsetzung von VVT an konkreten Motoren zusammen. Ein anderer wichtiger Aspekt ist jedoch auch die sehr schwierig vorauszuberechnende Verbrennung beim Teillastbetrieb von Ottomotoren. Manche Verfahren werden bei Motorenherstellern mit Erfolg angewendet aber nicht publiziert, sodass sich auch keine Diskussion darüber entwickeln kann. Das vorangegangene Kapitel zeigt, dass die wissenschaftliche Betrachtung der Entdrosselung von Ottomotoren hauptsächlich auf konkreten Konstruktionsprinzipien fußt und daher auch eher auf eine Umsetzung fokussiert als auf die thermodynamische Analyse des vorgestellten Systems.

Die bei kleinen Motoren mit hoher Produktionszahl vorherrschende Kostensensitivität macht eine Simulation von VVT-Systemen unabdingbar. Eine genaue Vorhersage des Potenzials ist zwingend erforderlich, um frühzeitig eine Entscheidung über die Umsetzung eines Konzeptes treffen zu können. Entsprechend dazu kommt der Simulation beim Verstehen von Abläufen eine zunehmend wachsende Bedeutung zu. Die Möglichkeit alle anderen Parameter festzuhalten und nur einen einzigen zu variieren ist eine wesentliche Eigenschaft von Simulation. Ein Hauptziel jeglicher Simulation ist daher auch immer aufgrund von Erkenntnissen folgerichtige, also logische Schlüsse ableiten zu können. Gerade im Bereich der variablen Ventiltriebe ist dies bei ausschließlicher Nutzung von Messdaten nicht immer einfach bzw. möglich.

Generell begnügt man sich bei der Vorhersage von Potenzialen mit Hilfe von Computersimulation häufig damit, dass ein Trend richtig wiedergegeben wird. Die absoluten Werte müssen nicht notwendigerweise exakt mit der Wirklichkeit übereinstimmen um aus den Ergebnissen die richtigen Schlüsse ziehen zu können. Um bei der Simulation von VVT-Systemen einen solchen Trend richtig wiedergeben zu können ist neben einer guten Kalibrierung des Modells mittels Messdaten vor allem auch die Trendentwicklung der Verbrennung genau zu untersuchen. Dies erfordert in der Regel umfangreiche Versuchsreihen mit Prototypen. Hier kommt es logischerweise zu einer bestimmten Systemverklemmung in der logischen Abfolge der Arbeitsschritte. Wenn erst simuliert werden kann, wenn schon ein Großteil der interessierenden Daten als Messwerte vorliegt, verliert die Simulation klarerweise eine Menge an Attraktivität. Um diesem Nachteil beizukommen verwendet man verschiedene Modellvorstellungen, die – meist in empirischer Form – die verbrennungstechnischen Zusammenhänge mehr oder weniger gut wiedergeben. Eine dreidimensionale Betrachtung der Verbrennung mit Lösung aller notwendigen reaktionskinetischen Gleichungen wird dabei meist nicht angestrebt, da der dafür notwendige hohe Rechenaufwand mit dem Wunsch ganze Kennfelder verschiedener Steuerzeiten zu berechnen nicht vereinbar ist.

4.1 Kenngrößen bei der Simulation von VVT

Bei der Analyse von VVT-Systemen durch Messungen werden meist drei charakteristische Kenngrößen betrachtet:

- Kraftstoffverbrauch und Emissionen
- Pumparbeit (berechnet aus der Zylinderindizierung)
- Saugrohrdruck (als Maß für die Entdrosselung des Motors)

Diese Vorgehensweise ist einfach, nachvollziehbar und vor allem sehr aussagekräftig, wenn es um die Beurteilung einer Variabilität im Ventiltrieb geht. Bei der Simulation solcher Systeme möchte man neben der reinen Analyse des vorhandenen VVT aber auch generelle Aussagen erarbeiten bzw. das im untersuchten System noch vorhandene Optimierungspotenzial aufzeigen. Das ist auch möglich, da der Simulation nur schwer messbare Größen wie der Restgasgehalt im Zylinder ebenfalls leicht zugänglich sind. Für die Computersimulation sollen daher nach [58] die oben genannten Kenngrößen um folgende ergänzt werden:

- Interner Restgasgehalt
- Liefergrad
- Güte der Verbrennung in Abhängigkeit vom Restgasgehalt
- Abgastemperatur

Der letzte Punkt ist insbesondere für das gezielte Heizen des Abgaskatalysators von Interesse. Ein schnelles „Anspringen“ der Umwandlungsreaktion, das so genannte Light-Off des Katalysators bedeutet einen entscheidenden Vorteil beim Erfüllen der gesetzlichen Bestimmungen.

Unter der *Güte der Verbrennung* wird hier nicht die Abweichung der realen Verbrennung vom idealisierten Gleichraumprozess verstanden, sondern die Form und die zeitliche Position des Brennverlaufs. Die Basis für eine solche Betrachtung stellt ein gemessener Brennverlauf unter Teillast dar, der zu einem möglichst hohen thermodynamischen Wirkungsgrad führt. Die Brenndauer sollte also kurz sein, der Schwerpunkt der Umsetzung möglichst nahe am thermodynamisch günstigen Punkt, etwa 8°KW nach dem oberen Totpunkt (OT) und die Varianz des indizierten Mitteldruckes (COV) sollte möglichst klein sein. Die letzte Forderung ist vor allem bei VVT-Systemen mit Nachdruck zu stellen [53]. Typischerweise kann man einen solchen Brennverlauf erhalten, wenn man die Steuerzeiten derart wählt, dass sich ein kleiner interner Restgasgehalt einstellt. Details zur Berechnung des Brennverlaufes enthält Kap. 5.

Für die Simulation eines Verbrennungsmotors mit VVT-Technik wurden verschiedene Wege beschritten. Die folgenden Abschnitte sollen diese kurz in aufsteigender Komplexität skizzieren. Da der Fokus dieser Arbeit auf dem Aufbau einer Wissensbasis mit entsprechend vielen notwendigen Rechenläufen liegt, werden zwei- und dreidimensionale Methoden nicht berücksichtigt.

4.2 Vollkommener Motor

Die einfachste Methode einen VVT zu simulieren, besteht in der Verwendung eines so genannten idealisierten Vergleichsprozesses, mit dem der theoretische Wirkungsgrad errechnet werden kann. Eine Beschreibung dieses Prozesses findet sich häufig in der Literatur. Stellvertretend sei hier auf [49] verwiesen. Wesentliche Merkmale dieser Simulationsart sind:

- Die Verbrennung erfolgt schlagartig (Gleichraumprozess) und bis zum chemischen Gleichgewicht.
- Reine Ladung (kein Restgas).
- Das Arbeitsgas ist ein ideales Gas, die spezifischen Wärmen c_p , c_v und der Isentropenexponent κ sind temperaturabhängig.
- Der Wandwärmeübergang wird vernachlässigt.
- Die Triebwerksreibung wird vernachlässigt.
- Die Steuerzeiten liegen in den Totpunkten.
- Jedwede Strömungsverluste werden vernachlässigt (Druck und Temperatur zu Verdichtungsbeginn entsprechend daher dem Umgebungszustand).

Die Vorteile dieser Simulationsart sind die hohe Effizienz, mit der die Berechnung erfolgt und die einfach durchzuführende Verlustteilung. Ein Betriebspunkt benötigt auf üblicher PC-Architektur kaum mehr als ein paar Sekunden. Abweichend von obiger Definition können nach [75] der Anfangsdruck und der Restgasgehalt derart gewählt werden, dass die Ladungsmasse mit der des realen Prozesses übereinstimmt. Mit dieser Maßnahme können dann auch gedrosselte Betriebspunkte gerechnet werden. Aufgrund der zahlreichen Vereinfachungen hat der vollkommene Motor deutlich höhere Wirkungsgrade als der reale Motor. Dieses Konzept eignet sich daher nur für prinzipielle Überlegungen.

Dennoch wird diese Methode häufig verwendet um eine theoretische Abschätzung vorzunehmen. Ein gutes Beispiel aus der aktuellen Literatur ist [42]. Hier wird das Konzept einer drosselfreien Laststeuerung mit Hilfe einer FES-Strategie untersucht. Abweichend vom idealisierten Vergleichsprozess wurde hier zusätzlich ein einfaches Wandwärmemodell verwendet. Wirkungsgradsteigerungen um bis zu 15 Prozentpunkte im unteren Teillastbereich sind ein Ergebnis dieser Studie. Der

Einfluss der Verbrennung sowie die Gasdynamik des Ladungswechsels bei hohen internen Restgasgehalten können allerdings damit nicht wiedergegeben werden.

4.3 Druckverlaufsanalyse (DVA)

Dieses Verfahren erlaubt im Gegensatz zum vollkommenen Motor einige Anpassungen, die den motorischen Prozess deutlich besser modellierbar machen, nämlich:

- Wandwärmeverluste werden durch ein Modell berücksichtigt
- Triebwerksreibung wird berücksichtigt
- Reale Steuerzeiten können berücksichtigt werden
- Gaswechsel ist verlustbehaftet
- Gaszusammensetzung wird berücksichtigt

Mit der Methode der DVA lässt sich der Hochdruckprozess sehr gut studieren. Meist steht hier auch die Berechnung des Brennverlaufs (für eine Weiterverwendung in der Prozesssimulation) im Vordergrund. Ab dieser Komplexitätsstufe kann auch der Ladungswechsel gerechnet werden. Voraussetzung dafür ist allerdings, dass die Druckverläufe vor und nach dem Zylinder aus Messung oder Simulation bekannt sind. Ähnlich wie der vollkommene Motor ist auch die DVA ein äußerst schnelles Verfahren. Es gibt eine Vielzahl von Rechenprogrammen, die nach dieser Methode arbeiten. Die meisten wurden an Universitätsinstituten programmiert und kontinuierlich verbessert. Daher sind sowohl Güte als auch Validierung dieser Software sehr hoch. Die meist fehlende Benutzeroberfläche hat jedoch in vielen Fällen eine kommerzielle Vermarktung verhindert. Für die Analyse von VVT-Systemen ist die Methode nur bedingt geeignet, da schon im Voraus Messwerte für die Druckverläufe vor dem Einlassventil (EV) und dem Auslassventil (AV) benötigt werden.

4.4 Nulldimensionale Motorsimulation

Diese Art der Simulation erfordert im Gegensatz zur DVA die Modellierung des gesamten Motors. Alle gasführenden Bauteile des Motors werden dabei durch Volumina ersetzt, in denen die Zustandsänderungen unter Berücksichtigung instationärer Füll- und Entleervorgänge berechnet werden. Dabei wird angenommen, dass instationäre Vorgänge für kleine Zeitschritte jeweils stationär behandelt werden können und dass sich Druck und Temperatur in den Volumina ohne zeitliche Verzögerung unmittelbar ausgleichen. Zeitliche Druckschwankungen werden berücksichtigt, örtliche Unterschiede und gasdynamische Vorgänge jedoch nicht. Die wesentliche Vereinfachung dieser Methode besteht in der Annahme der sofortigen, vollständigen Durchmischung des Behälterinhaltes und unendlich kurzer

Wellenlaufzeiten (unendlich hohe Schallgeschwindigkeiten). Durch den sofortigen Druck- und Temperatenausgleich kommt es zu Abweichungen gegenüber den realen Gegebenheiten, die proportional zur Drehzahl und Größe der Volumina zunehmen. Einflüsse wie die Gasdynamik bei der Schwingrohr- oder Resonanzaufladung können daher nicht wiedergegeben werden. Diese Problematik wurde ausgiebig in [51] diskutiert. Als zentrales Ergebnis dieser Arbeit kann festgehalten werden, dass für den Drehzahlbereich von Automotoren die eindimensionale Berechnung der nulldimensionalen praktisch immer überlegen ist.

4.5 Eindimensionale Motorsimulation

Sollen gasdynamische Phänomene im Motor rechnerisch erfasst werden, so sind eindimensionale numerische Strömungsprogramme anzuwenden. Bei der eindimensionalen Methode sind die Rohrleitungen entsprechend ihrer tatsächlichen Ausführung berücksichtigt. Zentrale Annahme ist dabei, dass die Zustandsgrößen durch Mittelwerte über die Rohrquerschnitte repräsentiert werden. Damit können die Erhaltungssätze der instationären, eindimensionalen, kompressiblen Fadenströmung mit Reibung und Wärmeübergang angewendet werden. Das resultierende System aus nichtlinearen, inhomogenen partiellen Differentialgleichungen ist in geschlossener Form nur unter bestimmten Randbedingungen lösbar. Eine anschauliche graphische Lösung bietet das Charakteristikenverfahren [49]. In der Regel erfolgt die Lösung der Gleichungen jedoch numerisch. Da mit der eindimensionalen Methode die Wellenlaufzeiten berücksichtigt werden, müssen die Rohrleitungen mit einem Netz diskretisiert werden. Die Diskretisierung sollte klein genug gewählt werden, um den numerischen Anforderungen zu genügen (siehe Kap. 5). Eine zu geringe Schrittweite verursacht jedoch hohe Rechenzeiten.

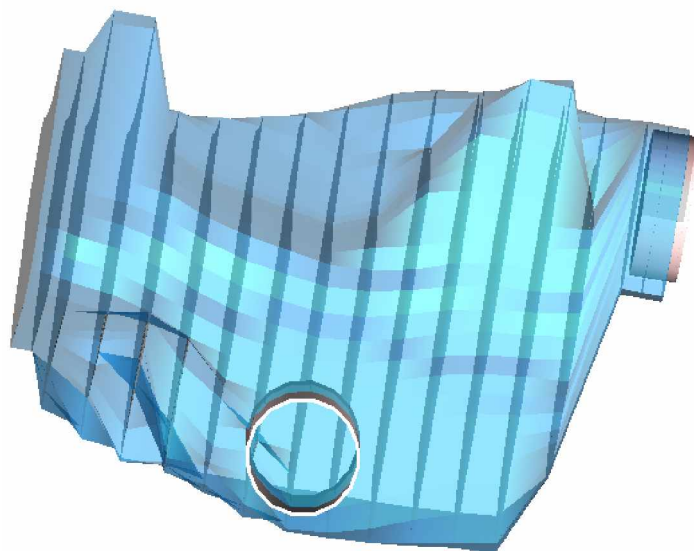


Abb. 4.1: Quasi-dreidimensionale Modellierung eines Luftfilters

Komplexe Bauteile können durch Einlesen der Oberfläche aus dem CAD-System automatisch „vernetzt“ werden. Das Bauteil wird dabei entlang der vorher wählbaren

Hauptströmungsrichtung in beliebig viele Scheiben unterteilt. Abb.4.1 zeigt eine solche Unterteilung angewendet auf einen Luftfilter. Die Systemgrenzen zwischen den einzelnen Elementen sind jeweils durch die dunkel schraffierten Flächen dargestellt. Ursprünglich für das Abgassystem entwickelt, kommt diesen Werkzeugen nun auch für die Saugseite gestiegene Bedeutung zu, da damit unter anderem eine verbesserte Berechnung der saugseitigen Schalldruckpegel möglich ist.

Aufgrund der gestiegenen Rechenleistung ist die eindimensionale Betrachtung des Motors heute ein Standard in der Entwicklung von Verbrennungsmotoren. Aktuelle Saugmotoren nutzen fast ausnahmslos die Vorteile der Saugrohrdynamik zum Erzielen eines höheren Liefergrades. Daher ist die Verwendung von instationären Simulationsmethoden auch zwingend erforderlich, um richtige Ergebnisse zu erhalten. In der Teillast eines Motors ist naturgemäß die genaue Berechnung des Liefergrades nicht so bedeutend. Hier interessiert man sich vor allem für die auftretende Ladungswechselarbeit. Dennoch hat auch hier die eindimensionale Simulation Vorteile. Bei interner Restgasrückführung wird das Restgas in der Regel durch Ausschleiben und Wieder-Ansaugen auf Aus- oder Einlassseite in den Zylinder gebracht. Dieser Vorgang wird von der Saugrohr- und Abgasdynamik überlagert. Je besser also die Abbildung dieses Phänomens im Modell ist, umso genauer sind auch die Resultate für Ladungswechsel und Restgasgehalt.

4.6 Modellierung der Verbrennung

Neben dem Ladungswechsel muss auch die Verbrennung richtig abgebildet werden. Für deren Modellierung in der Prozessrechnung gibt es im Wesentlichen fünf verschiedene Methoden.

4.6.1 Vorgabe des realen Brennverlaufs

Auf Basis einer Druckindizierung im Zylinder lässt sich ohne Berücksichtigung eines Wandwärmemodells nur der Heizverlauf, bei Anwendung eines Wandwärmemodells auch der Brennverlauf errechnen. Dieser gibt die differenzielle Wärmefreisetzung im Zylinder pro Grad Kurbelwinkel wieder. Verwendet man nun diesen Brennverlauf als Eingangsgröße für die Prozesssimulation und benutzt dasselbe Wandwärmemodell, so erhält man in der Rechnung wieder den ursprünglichen, gemessenen Zylinderdruckverlauf.

4.6.2 Vorgabe eines Ersatzbrennverlaufs

Ein auf der Basis der DVA bestimmter Brennverlauf kann mit Hilfe von Polynomen meist recht gut angenähert werden. Der dabei am häufigsten verwendete Ansatz ist der nach Vibe [71]. Die meisten kommerziellen Simulationsprogramme verfügen über ein solches Modul, so dass lediglich charakteristische Umsatzpunkte angegeben werden müssen und das Programm daraus den gesamten Brennverlauf errechnet. Die Vorteile dieses Ersatzbrennverlaufs beruhen vor allem auf seiner kompakten mathematischen Form. Dadurch ist eine einfache Variationsmöglichkeit gegeben.

Häufig basieren daher auch empirische Modelle zur Vorausberechnung des Brennverlaufs bei geänderten Betriebsbedingungen auf solchen Ersatzbrennverläufen. Ebenso ist ein Ersatzbrennverlauf sehr gut für Studienzwecke geeignet. Beispielsweise kann man den Beginn der Verbrennung verschieben, ohne jedoch die darauf folgende Energiefreisetzung zu verändern, was im Motorversuch kaum möglich wäre.

4.6.3 Berechnung des Brennverlaufs mit quasidimensionalen Modellen

Diese Art der Verbrennungsmodellierung ist die mit Abstand aufwändigste. Dabei wird versucht auf nulldimensionaler Basis den Brennverlauf im Motor vorzuberechnen. Der dreidimensionalen Realität dieses Vorgangs wird man dabei gerecht, indem man den Brennraum in verschiedene Zonen unterteilt. An jeder Zonengrenze werden die Massenerhaltungs- und die Energieerhaltungsgleichung gelöst. Die Flammenausbreitung folgt ebenso wie die Turbulenz der Flammenfront einem Modell. Die Ausbreitungsgeschwindigkeit der Flammenfront kann auch vom Strömungsfeld im Zylinder abhängen. Dieses wird aufgrund von entsprechenden Koeffizienten für die Bewegung der Ladung beim Einströmen in den Zylinder angenähert. Eine genaue Kenntnis der Zylinderkopfgeometrie ist ebenso wichtig wie die Form der Kolbenoberfläche. Diese Geometriedaten können mit Hilfe von CAD-Daten direkt in das Simulationsprogramm eingelesen werden.

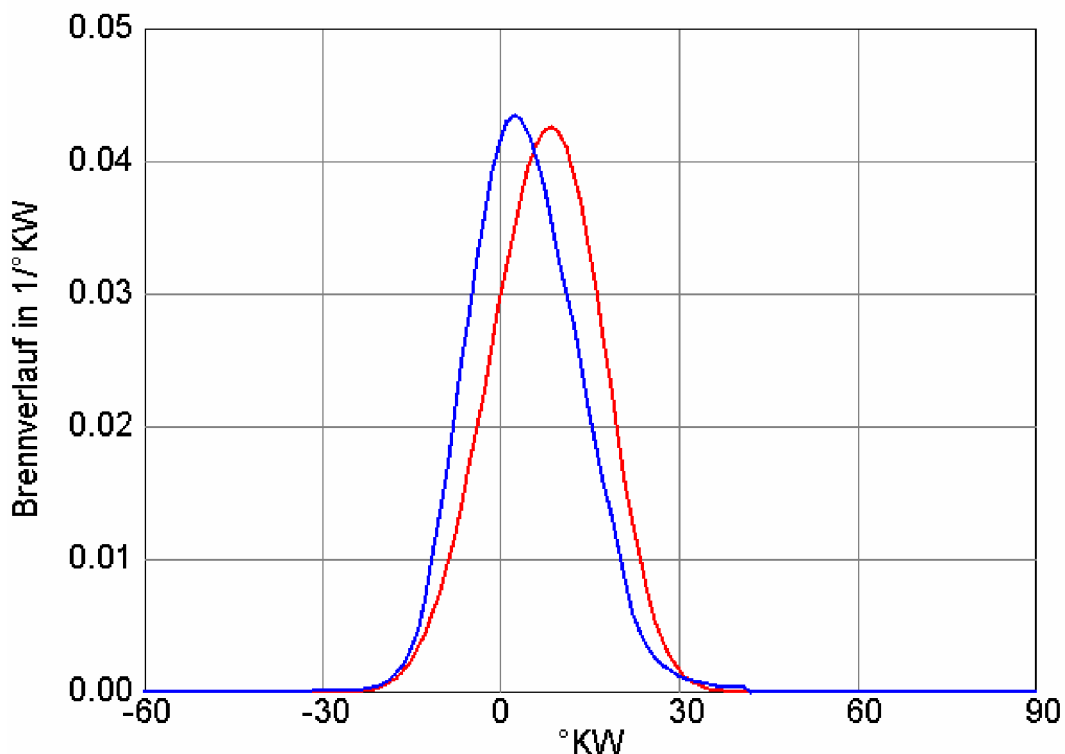


Abb. 4.2: Vergleich eines auf Basis einer Messung berechneten (rot) mit einem nach einem phänomenologischen Modell [44] vorausberechneten Brennverlauf (blau) bei 2000 1/min und 2bar Mitteldruck

Allen diesen Modellen ist gemeinsam, dass sie sehr rechenzeitintensiv sind. Die Abstimmung eines solchen Modells ist meist schwierig und erfordert ein genaues Verständnis darüber, welcher Parameter der kritische ist, also die stärkste Auswirkung auf das Ergebnis hat. Häufig müssen auch Stoffkonstanten wie die maximale laminare Flammgeschwindigkeit angepasst werden, um ein brauchbares Ergebnis zu erhalten. Typische Ergebnisse mit einem solchen Modell zeigt Abb. 4.2. Sowohl der Zündverzug (ZV) als auch die Brenndauer (BD) stimmen bei gleicher Wahl des Zündzeitpunktes (ZVP) überein. Alle geometrischen Werte wurden korrekt eingestellt. Trotzdem liegt der Punkt der maximalen Energiefreisetzung im Modell deutlich früher als in der Messung, bedingt durch einen zu schnellen Anstieg des Brennverlaufes. Bei der Kalibrierung solcher Modelle ist das Ziel einen möglichst großen Last- und Drehzahlbereich ohne Nachkalibrierung abdecken zu können. Nur dadurch ist ein effektives Vorausberechnen von neuen Motoreinstellungen möglich.

Trotz aller Schwierigkeiten bleibt natürlich der Vorteil einer echten Vorausberechnung erhalten. Aus diesem Grund werden solche Modelle auch häufig dort eingesetzt, wo es nur wenig bis keine Messdaten gibt. Ein Beispiel eines solchen Modells ist in der in dieser Arbeit verwendeten kommerziell erhältlichen Software implementiert [44]. Die Theorie zum Modell fußt unter anderem auf der Arbeit [41].

Bei allen vorgestellten Ansätzen steht die Berechnung des korrekten Druckverlaufs im Zylinder im Vordergrund. Emissionsberechnungen können damit nicht durchgeführt werden. Das wird häufig durch zusätzliche Unterprozeduren erledigt, die ihrerseits wieder auf einfachen Modellvorstellungen basieren und mit Hilfe von empirischen Faktoren an die jeweiligen Messdaten angepasst werden können.

Ein Beispiel aus der aktuellen Literatur ist [4]. Am Beispiel eines 1.2 Liter-Vierzylinder Ottomotors wurden die Vorteile von VVT ermittelt. Die Abstimmung des quasidimensionalen Verbrennungsmodells erforderte 250 Messpunkte.

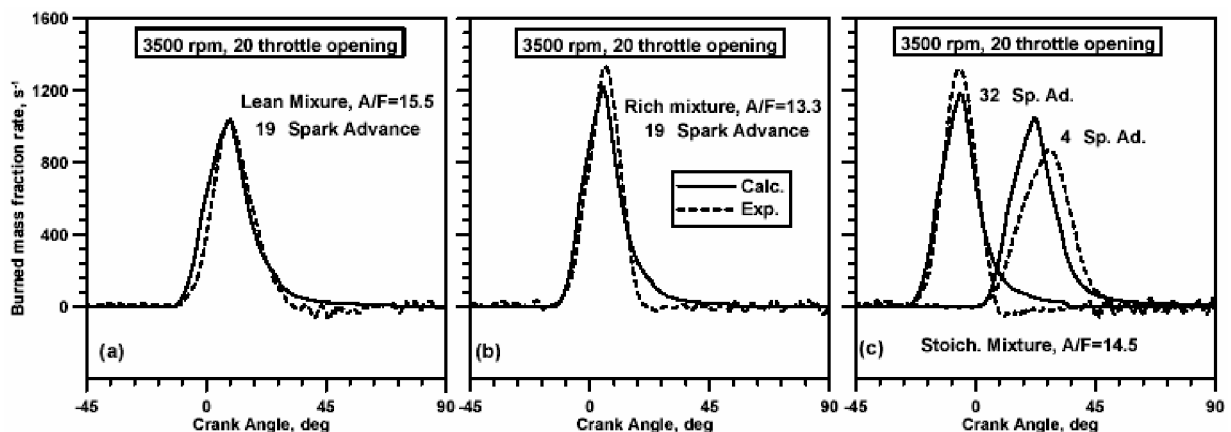


Abb. 4.3: Erreichte Abstimmungsgüte des Brennverlaufs bei Teillast, aus [4]

Bemerkenswert dabei ist, dass der Brennverlauf für die Teillast basierend auf einer Volllastabstimmung vorgenommen wurde. Als größte Verbesserung im

Kraftstoffverbrauch wird hier ein Wert von 10.5% genannt. Dieser ist wesentlich näher an der Realität als die Werte, die mit dem einfacheren Modell aus Abschnitt 4.2 erzielt wurden. Im rechten Bild von Abb. 4.3 ist deutlich zu sehen, dass bei Variation des ZZP die vorausberechnete Verbrennung deutlich schneller als die im Experiment ermittelte ist. Bei VVT-Systemen ändert sich im Teillastbereich sowohl die Ladungszusammensetzung als auch (als Folge des geänderten Ladungswechsels) der indizierte Mitteldruck. Für ein vorhersagefähiges Verbrennungsmodell sind das ungünstige Randbedingungen. Die von den Autoren von [4] gezeigte Qualität des Verbrennungsmodells darf als Referenz für quasidimensionale Modelle gesehen werden.

4.6.4 Brennverlaufsumrechnung

Als Alternative zum vorhersagefähigen Verbrennungsmodell wird ein Ersatzbrennverlauf in Abhängigkeit von bestimmten Größen mit Hilfe von mathematischen Funktionen verändert. Der klassische Ansatz dazu wurde in [8] vorgestellt. Auf Basis von Vibe-Ersatzbrennverläufen wird eine Umrechnungsvorschrift für die Parameter Zündverzug, Brenndauer und Formparameter angegeben. Die Umrechnungsvorschrift ist nur für Restgasgehalte von 0 bis 10% gültig. Aus diesem Grund eignet sich der Ansatz nicht für die Untersuchung des Teillastbetriebs in Verbindung mit VVT-Systemen, da hier wesentlich höhere Restgasraten auftreten.

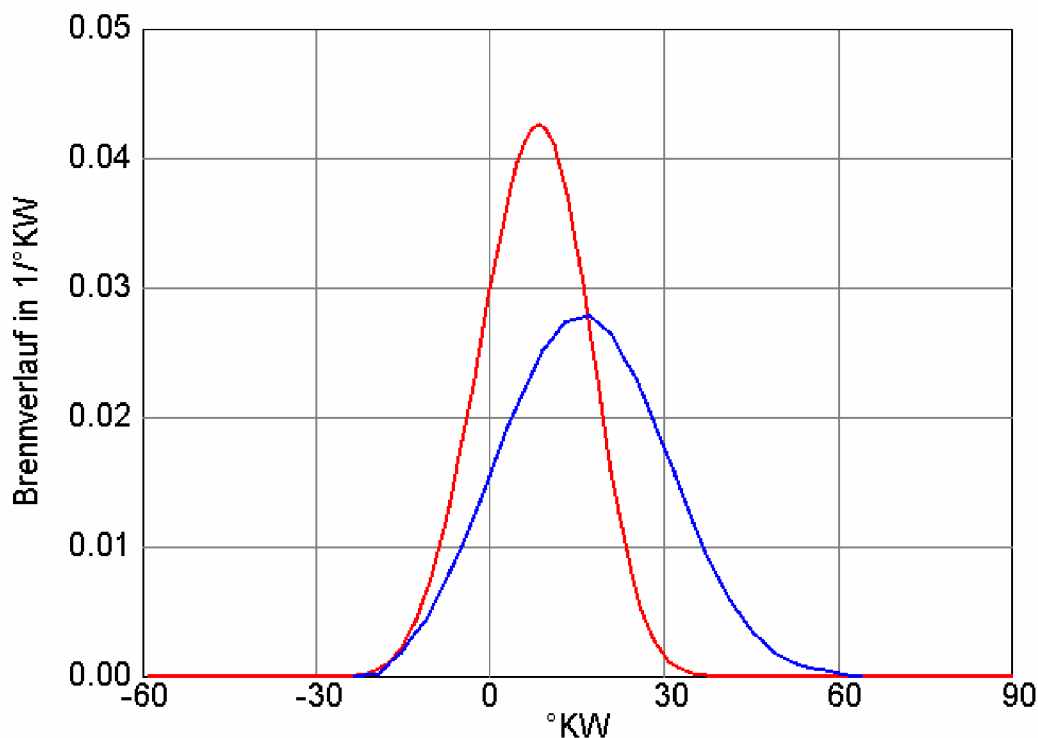


Abb. 4.4: Gegenüberstellung zweier Brennverläufe mit niedriger (rot) und erhöhter Restgasmenge (blau) bei 2000 1/min und 2bar Mitteldruck, aus [75]

Ein neuerer Ansatz [75] geht daher davon aus, dass die Restgasgehalte zwischen 10 und 26% liegen, womit ein großer Teil des Teillastgebietes moderner Ottomotoren mit variablen Steuerzeiten abgedeckt ist. Beide Ansätze sind multiplikativ, d.h. es werden eine Reihe von Faktoren auf einen Referenzwert aufmultipliziert. Eine Zusammenfassung inklusive aller Berechnungsvorschriften und Faktoren kann in [40] gefunden werden.

Der große Vorteil dieser Methode besteht in der kurzen Rechenzeit, die eine Analyse von ganzen Kennfeldern möglich macht. Als Nachteil ist die Anpassung der Umrechnungsparameter zu nennen, die entweder von Hand, besser aber rechnergestützt mit Hilfe eines Computerprogramms erfolgt. Für eine gute Anpassung benötigt man jedenfalls ausreichend viele Messwerte. In [75] wurden zur Entwicklung dieses Ansatzes 400 Messpunkte verwendet. Abb. 4.4 zeigt den geänderten Brennverlauf bei Restgaserhöhung von 12 auf etwa 25% und konstantem Brennbeginn.

4.6.5 Neuronale Netze für Brennverlaufsumrechnung

Neben den bereits vorgestellten analytischen Methoden zur Vorausberechnung des Brennverlaufs gibt es noch eine weitere Möglichkeit der Brennverlaufsvorhersage in Abhängigkeit von seinen Einflussgrößen. Ähnlich wie in Punkt 4.3.4 werden wieder die Vibe-Parameter des Referenz-Ersatzbrennverlaufs verändert. Die Veränderung basiert auf einem neuronalen Netz, welches dazu mit einer Vielzahl von vermessenen Betriebspunkten trainiert werden muss. Nach [40] ist die Qualität der Ergebnisse mit dieser Methode deutlich höher. Allerdings ist eine Extrapolation nicht möglich. Ebenfalls nachteilig ist die fehlende Transparenz bezüglich der Abhängigkeiten einzelner Einflussgrößen im Vergleich zu den analytischen Ansätzen. Schließlich werden auch hier sehr viele Messdaten benötigt um eine gute Qualität des Netzes zu erreichen.

Zusammenfassend kann man sagen, dass die Simulation von VVT-Systemen mit großen Schwierigkeiten behaftet ist, die vor allem auf dem fehlenden Wissen über das Verhalten der Verbrennung bei geänderten Steuerzeiten und Hubkurven begründet sind. Die vorgestellten Verfahren zur Brennverlaufvorausberechnung benötigen eine große Anzahl von gemessenen Werten, um gut abgestimmt werden zu können. Einzig das Verfahren der Brennverlaufsumrechnung kann ganz ohne Messwerte angewandt werden, indem man sich der in der Literatur vorgegebenen Werte bedient. Diese Werte wurden in der Regel für konkrete Motoren ermittelt. Aufgrund der gewissen geometrischen Ähnlichkeit von Motoren einer Hubraumklasse lassen sich diese Parameter in eingeschränktem Maße auch übertragen. Die Erfahrung zeigt, dass damit meist bessere Ergebnisse als mit einem wenig trainierten neuronalen Netz oder mit einem schlecht kalibrierten quasidimensionalen Verbrennungsmodell erzielt werden können. Zudem bleibt der Vorteil der kurzen Rechenzeiten erhalten. Aus diesen Gründen wurde die Methode der Brennverlaufsumrechnung auch zum Ausgangspunkt für die Betrachtungen im nächsten Kapitel gewählt.

5 Simulationsmodell und Simulationsmethodik

Für alle Untersuchungen dieser Arbeit wurde das kommerziell erhältliche Simulationsprogramm *GT-Power* verwendet. Dieses Programm hat den Vorteil, dass es eine sehr große Bibliothek von Werkzeugen enthält, mit denen sich praktisch jede Fragestellung der Motorenentwicklung simulieren lässt. Durch die große Verbreitung dieses Codes ist auch eine entsprechende Validierung gegeben, die gerade in Grenzbereichen von Simulationaufgaben unverzichtbar ist. Das Programm bietet die Möglichkeit durch so genannte User-Subroutinen den eigenen Code aktiv in den Simulationsablauf einzubauen.

Aufgrund der rasanten Entwicklung auf dem Softwaremarkt erscheint es heutzutage nicht mehr zweckmäßig, einen eigenen Simulationscode zu programmieren und weiterzuentwickeln. Die kommerziell erhältliche Software verfügt – unabhängig vom Hersteller - über eine gute Oberfläche und eine regelmäßige Wartung. Die Gestaltungsmöglichkeiten sind dabei derart vielfältig, dass es schwer fällt, sich eine Fragestellung vorzustellen, die ein zusätzliches Modul benötigen würde [9]. Dennoch entsteht gerade im Preprocessing, also beim Aufbereiten der Eingangsdaten für die Simulation, häufig eine Situation, die ein automatisiertes Vorgehen erfordert. Letztlich entsteht aus der geschickten Kombination aller dieser Unterprogramme mit dem Simulationsprogramm eine neue Methode eine Problemstellung zu bearbeiten.

5.1 Basismodell

Abb. 5.1 zeigt die Struktur des Basismodells. Ausgehend von einem gut abgestimmten Modell für die Vollast des Motors wurden einige Veränderungen vorgenommen, die auch die Behandlung des Teillastbetriebs ermöglichen bzw. erleichtern sollen. Die Hauptaufgabe bei der Modellerstellung besteht generell in der genauen Abbildung der Geometrie der gasführenden Teile. Jedes Bauteil kann dabei im Modell mit Hilfe einer weiteren Unterebene zu so genannten „Subassemblies“ zusammengefasst werden. Diese Submodelle erscheinen im Bild als graue Rechtecke. Submodelle erhöhen nicht nur die Übersichtlichkeit des Gesamtmodells, sondern erleichtern auch erheblich den Bauteiltausch.

Besondere Aufmerksamkeit sollte bereits bei der Basismodellerstellung der Lastregelung entgegengebracht werden. Dieses Modul ist in Abb. 5.1 durch die Aufschrift „Drosselregelung“ gekennzeichnet. Wird mit einer Vielzahl unterschiedlicher Steuerzeiten simuliert, so kann es infolge der Änderung der Zustandseigenschaften des Motors zum Oszillieren der Regelung bzw. zu einem schleppenden Einlaufen in den Regelendwert kommen. Die Folge davon ist eine Abweichung des effektiven Mitteldrucks der Kennfeldpunkte. Aufgrund der starken Lastabhängigkeit des Kraftstoffverbrauchs werden die Ergebnisse dadurch unbrauchbar. Bei einer Mitteldruckabweichung von wenigen Millibar entsteht beispielsweise im Betriebspunkt 2000 1/min bei 2 bar Mitteldruck bereits ein Fehler in der Größenordnung von 1% wie Abb. 5.2. zeigt. Diese Abweichung resultiert rein aus

der Wirkungsgradänderung des Motors infolge Laständerung, die Reibung wurde für die Berechnung konstant gehalten.

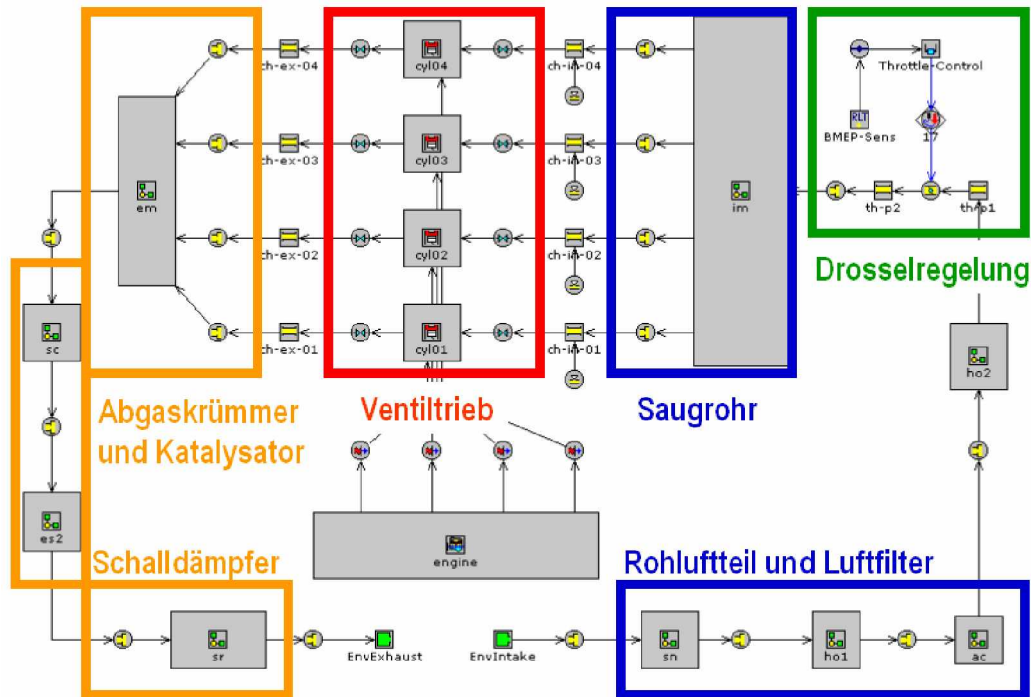


Abb. 5.1: Struktur des Motormodells

Aufgrund der Kleinheit des zu untersuchenden Potenzials ist dieser Wert im unteren Teillastbereich des Motors durchaus relevant und muss bei der Auswertung berücksichtigt werden.

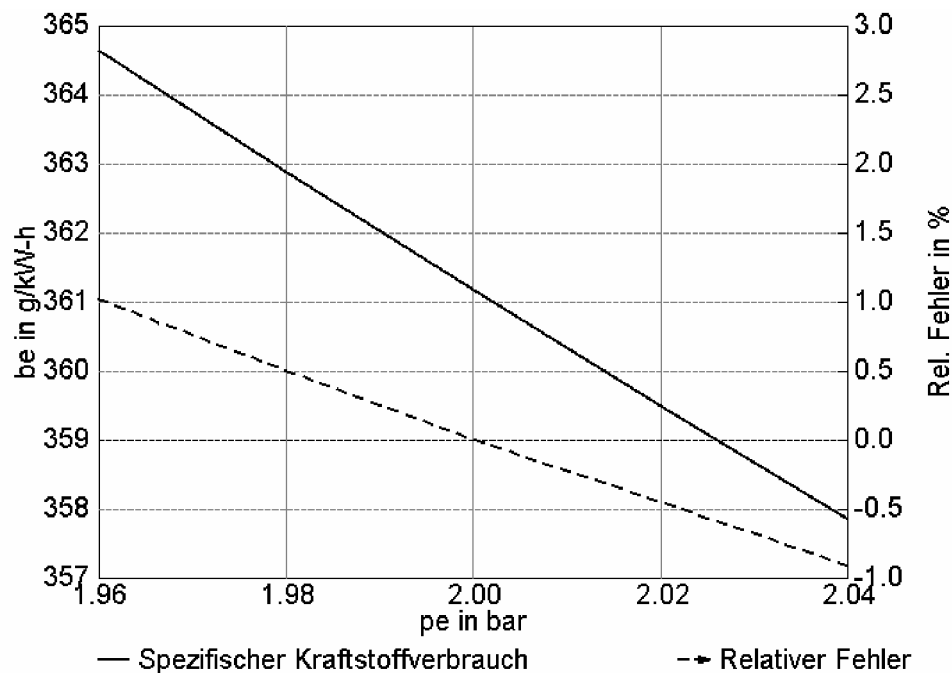


Abb. 5.2: Einfluss von Mitteldruckfehlern auf den spezifischen Kraftstoffverbrauch

Neben einer stabilen Regelung können auch gute Startwerte helfen, das Konvergenzverhalten des Modells zu verbessern. Eine wichtige Möglichkeit ist beispielsweise alle Bauteile nach der Drosselklappe mit einem Druck zu initialisieren, der weitestgehend dem realistischen Druck entspricht. Damit wird eine große Anzahl von Arbeitsspielen vermieden, die nur dazu dienen würden, das Saugrohr auf das richtige Druckniveau zu bringen. Entsprechende Druckniveaus sind meist aus Messungen oder vorangegangenen Simulationen bekannt.

5.2 Beschreibung der eindimensionalen Prozesssimulation

In Abschnitt 4.5 wurden bereits die Vorteile der eindimensionalen Prozesssimulation für die Aufgabe der VVT-Simulation erläutert. Eine wesentlich genauere Simulation, als sie über die nulldimensionale Simulation möglich ist, setzt natürlich auch mehr geometrische Information voraus. Dazu werden von den Programmen eine ganze Reihe von vordefinierten Bausteinen wie Blenden, Rohrverzweigungen, Behälter, Katalysatoren etc. zur Verfügung gestellt. Diese Bauteile verursachen in der Regel mehrdimensionale Effekte und haben entscheidenden Einfluss auf das Ergebnis. Die Vorgehensweise bei der rechnerischen Abbildung des Motors mit Hilfe von eindimensionaler Simulation wird in den folgenden Abschnitten schrittweise erläutert.

5.2.1 Grundgleichungen der Strömungssimulation

Die Strömungsberechnung im verwendeten Simulationsprogramm beruht auf einer eindimensionalen Finite-Volumen-Formulierung der Navier-Stokes-Gleichungen. Dies beinhaltet sowohl die allgemeine strömungsmechanische Betrachtung von Gasen im Rohrleitungssystem eines Verbrennungsmotors als auch die thermodynamische Betrachtung innerhalb des Zylinders. Das Rohrleitungssystem des Motors wird dabei in viele kleine Rohrsegmente unterteilt. Alle diese Segmente sind durch Übergangsbedingungen verbunden. Gemäß der Definition der eindimensionalen Strömungssimulation werden die Zustandsgrößen als homogen über den gesamten Rohrquerschnitt angenommen. Auf numerischem Weg werden die Erhaltungsgleichungen für Kontinuität (5.1), Energie (5.2) und Impuls (5.3) simultan gelöst. Die vom Programm verwendete Formulierung dieser Gleichungen lautet dabei wie folgt:

$$\frac{dm}{dt} = \sum_{\text{Randfläche}} \rho \cdot A \cdot u \quad (5.1)$$

$$\frac{d(m \cdot e)}{dt} = \frac{p \cdot dV}{dt} + \sum_{\text{Randfläche}} (\rho \cdot A \cdot u \cdot h) - h_g \cdot A \cdot (T_{\text{Gas}} - T_{\text{Wand}}) \quad (5.2)$$

$$\frac{d(\rho \cdot A \cdot u)}{dt} = \frac{dp \cdot A + \sum_{\text{Randfläche}} (\rho \cdot A \cdot u^2) - 4C_f \cdot \frac{\rho u^2}{2} \cdot \frac{dx \cdot A}{D} - C_p \cdot \left(\frac{\rho \cdot u^2}{2}\right) \cdot A}{dx} \quad (5.3)$$

Bedeutung der Variablen:

m	Masse
ρ	Dichte
A	durchströmter Querschnitt
V	Volumen
p	statischer Druck
e	spezifische innere Energie
h	spezifische Enthalpie
h_g	Wärmeübertragungskoeffizient
u	Strömungsgeschwindigkeit
C_f	Reibungskoeffizient
C_p	Druckverlustkoeffizient
D	äquivalenter Rohrdurchmesser
T	absolute Temperatur

Die spezifische Enthalpie wird über die Gl. (5.4) definiert

$$h = e + \frac{p}{\rho} \quad (5.4)$$

Mit der Reynolds-Zahl für den Rohrdurchmesser D

$$\text{Re}_D = \frac{u \cdot D}{\nu} \quad (5.5)$$

mit ν als der kinematischen Viskosität erhält man den Reibungskoeffizienten für laminare Strömung ($\text{Re}_D < 2300$)

$$C_f = \frac{16}{\text{Re}_D} \quad (5.6)$$

und für turbulente Strömung ($Re_D > 4000$)

$$C_f = \frac{0.08}{Re_D^{0.25}} \quad (5.7)$$

Zwischen den beiden Bereichen gibt es eine Übergangsformulierung. Im Programm wird ab einer Reynoldszahl von 4000 mit turbulenter Strömung gerechnet. Die kinematische Viskosität von Luft bei üblichen Umgebungsbedingungen beträgt $1.8 \cdot 10^{-5} \text{m}^2/\text{s}$. Heutige Automotoren haben nahezu unabhängig vom Hubraum ein Rohrleitungssystem mit etwa 50mm Durchmesser. Um eine Reynoldszahl von 4000 zu erreichen ist demnach eine Geschwindigkeit von etwa 1.45m/s ausreichend. Diese Geschwindigkeit wird fast unter allen Betriebsbedingungen überschritten, sodass mehrheitlich von turbulenter Strömung ausgegangen werden kann. Für alle Rohre kann zusätzlich je eine Oberflächenrauigkeit r angegeben werden, die über die Höhe der Erhebungen in mm definiert ist. Diese geht, sobald die Strömung turbulent ist, über die Gl. (5.8) in die Berechnung des Reibungskoeffizienten ein. Ein Skalieren der gesamten Rohrreibung über einen Multiplikator ist ebenfalls möglich.

$$C_f = \frac{0.25}{(2 \cdot \log_{10} \cdot \frac{D}{2r} + 1.74)^2} \quad (5.8)$$

Der Druckverlustkoeffizient dient zur Berechnung des Druckverlustes in gebogenen Rohren mit konstantem oder sich änderndem Querschnitt. Das Programm verwendet dazu folgende Formel:

$$C_p = \frac{p_1 - p_2}{\frac{1}{2} \rho_1 \cdot u_1^2} \quad (5.9)$$

wobei p_1 und p_2 die Totaldrücke am Anfang und Ende des Rohres darstellen, u_1 die Eintrittsgeschwindigkeit und ρ_1 die Dichte am Eintritt. Bei der Berechnung der Druckverlustkoeffizienten wird auf eine programminterne Datenbasis zurückgegriffen, welche jedoch keine Wandreibungseffekte enthält. Diese werden immer extra mit den Formeln (5.6) bis (5.8) angegeben.

Schließlich benötigt man noch die Definition des Wärmeübertragungskoeffizienten nach der Colburn-Analogie [44]

$$h_g = \frac{1}{2} \cdot C_f \cdot \rho \cdot u_{eff} \cdot C_p \cdot Pr^{(-\frac{2}{3})} \quad (5.10)$$

mit u_{eff} als effektiver Geschwindigkeit an der Randfläche und der Prandtl-Zahl Pr . Die Gl. (5.10) wird bei turbulenter und bei laminarer Strömung verwendet. Der Wärmeübertragungskoeffizient wird gemeinsam mit der vorgegebenen Wandtemperatur und der berechneten Gastemperatur dazu verwendet, den gesamten Wärmetransport zu berechnen. Die Wandtemperatur kann dabei konstant

gehalten oder auch über den eingebauten Wandtemperatur-Solver berechnet werden. Die zweite Möglichkeit ist vor allem für Aufheizstudien zum Abgassystem von besonderem Interesse.

Die Lösung der Gln. (5.1) bis (5.3) erfolgt durch Aufintegrieren über der Zeit. Dazu wird ein explizites Verfahren verwendet, welches kleine Zeitschritte benötigt. Ein Zeitschritt darf nicht größer werden als die Zeit, die ein Teilchen benötigt um sich vollständig durch ein Rohrsegment zu bewegen. Anders ausgedrückt kann man auch sagen, dass die Unterteilung der Rohre und Volumina in einzelne Segmente, also die Diskretisierung des Modells, direkt die Zeitschrittweite beeinflusst. Eine grobe Unterteilung der Rohre ermöglicht größere Zeitschritte, resultiert jedoch auch in einer geringeren Qualität der Ergebnisse bzw. niedrigeren Auflösung von Frequenzen. Eine feinere Unterteilung erhöht die Qualität der Rechenergebnisse zu Lasten der Rechenzeit. Es gibt eine Grenze für die Feinheit der Unterteilung unterhalb der kein weiterer Zugewinn an Genauigkeit mehr erzielt werden kann. Die Beziehung zwischen Zeitschrittweite und Diskretisierung wird durch die Courant-Bedingung wiedergegeben [44].

$$\frac{\Delta t}{\Delta x} \cdot (|u| + c) \leq 0.8 \cdot mult \quad (5.11)$$

Δt Zeitschrittweite

Δx Länge des kürzesten Segments im Modell

u Geschwindigkeit des strömenden Mediums

c Schallgeschwindigkeit

$mult$ Skalierfaktor

Wird dieses Kriterium mit einem Skalierfaktor von 1 erfüllt, so darf davon ausgegangen werden, dass die numerische Lösung des Gleichungssystems konvergiert. Eine Faustregel zur Bestimmung von Δx schlägt vor, 40% des Bohrungsdurchmessers für die Einlassseite und 55% des Bohrungsdurchmessers für die Auslassseite anzusetzen.

5.2.2 Verwendung von Durchflusskoeffizienten

Alle Arten von Ventilen, Drosselklappen oder Blenden erfordern die Angabe von Durchflusskoeffizienten für beide Strömungsrichtungen um der Einschnürung der Strömung Rechnung zu tragen. Dieser Einschnürungseffekt kann von der eindimensionalen Berechnung definitionsgemäß nicht erfasst werden und muss aus dem Versuch bestimmt werden. Der Durchflusskoeffizient ist dabei nach folgender Gleichung definiert:

$$C_D = \frac{A_{eff}}{A_{geo}} \quad (5.12)$$

A_{eff} effektive, durch die Strömungseinschnürung verkleinerte Querschnittsfläche

A_{geo} geometrische Querschnittsfläche

Für die Bestimmung des Durchflusskoeffizienten benötigt man die Durchflussgleichung für kompressible Medien und isentrope Strömung.

$$\dot{m} = A \cdot \sqrt{2p \cdot \rho} \cdot \psi \quad (5.13)$$

mit der Durchflussfunktion

$$\psi = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \left[\left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (5.14)$$

Die Durchflussfunktion hat einen Verlauf gemäß Abb. 5.3. Sie nimmt ausgehend vom Druckverhältnis 1.0 mit kleiner werdendem Druckverhältnis bis zu ihrem Maximum zu. Das dort herrschende Druckverhältnis nennt man das kritische Druckverhältnis. Bei Luft unter Umgebungsbedingungen ($\kappa = 1.4$) gilt dafür der Wert 0.5283.

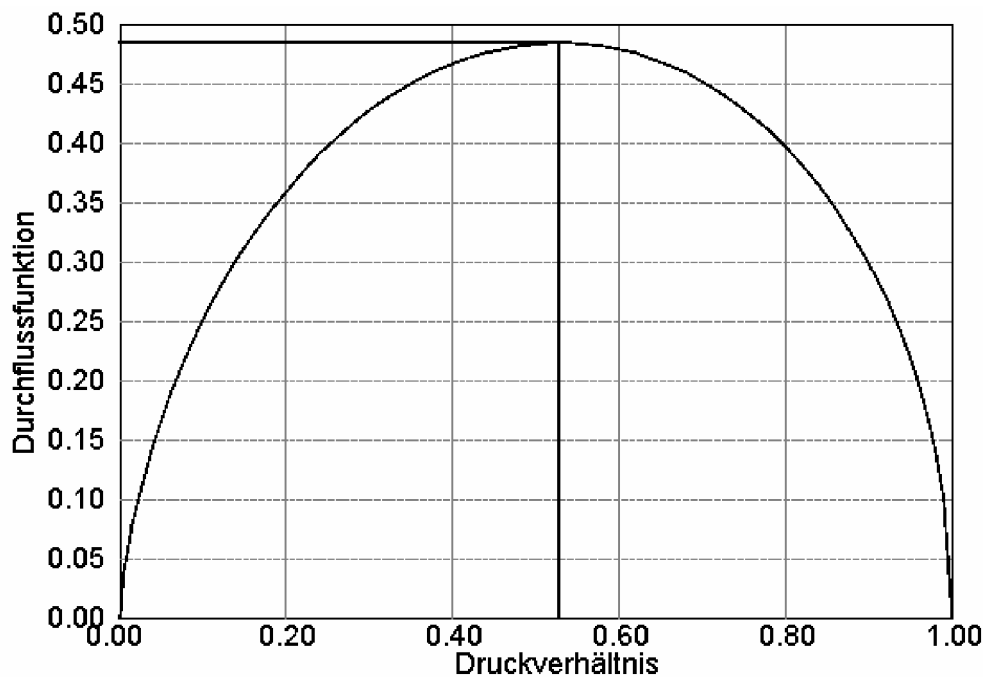


Abb. 5.3: Verlauf der Durchflussfunktion bei isentroper Strömung und $\kappa=1.4$

Das kritische Druckverhältnis π_k errechnet sich daraus, dass Gl. (5.14) nach p/p_0 differenziert und dann zu Null gesetzt wird.

$$\pi_k = \left(\frac{p_k}{p_0} \right) = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad (5.15)$$

Sobald das kritische Druckverhältnis auftritt, erreicht die Strömung die kritische Geschwindigkeit u_k , die der örtlichen Schallgeschwindigkeit entspricht.

$$u_k = \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T_k} \quad (5.16)$$

R ist dabei die spezifische Gaskonstante und T_k die im Querschnitt unter kritischen Druckbedingungen auftretende Temperatur. Die Lavaldüse ausgenommen, ist die Schallgeschwindigkeit die höchste Geschwindigkeit, die an einer einfachen Verengung des Querschnittes auftreten kann. Die Durchflussfunktion wird daher nur bis zum kritischen Druckverhältnis verwendet. Wird das aktuelle Druckverhältnis noch kleiner, belässt man die Durchflussfunktion auf ihrem Maximalwert. In Abb. 5.3 ist dies durch die horizontale Linie angedeutet. An den Auslassventilen von Verbrennungsmotoren treten oft überkritische Druckverhältnisse auf, die in den engen Querschnitten zu kritischen Geschwindigkeiten führen.

Zur Berechnung der Durchflusskoeffizienten wird Gl. (5.13) in einer etwas abgewandelten Form verwendet.

$$\dot{m} = A_{eff} \cdot \rho_0 \cdot \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{1}{\kappa}} \cdot \sqrt{R \cdot T_0 \frac{2\kappa}{\kappa-1} \left[1 - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right]} \quad (5.17)$$

Einsetzen von (5.12) führt auf

$$\dot{m} = C_D \cdot A_{geo} \cdot \rho_0 \cdot \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{1}{\kappa}} \cdot \sqrt{R \cdot T_0 \frac{2\kappa}{\kappa-1} \left[1 - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right]} \quad (5.18)$$

In einem Fließversuch werden unter konstantem Druckverhältnis (Druckdifferenz üblicherweise 50mbar) der Massenstrom und die Temperatur gemessen. Die Stoffgrößen können errechnet werden. Aus Gl. (5.18) lässt sich dann C_D bestimmen. Wichtig ist, die starke Richtungsabhängigkeit zu beachten. Das Ansaugen durch die Einlassventile ist strömungstechnisch günstiger als das Ausschleiben des verbrannten Gases durch die Auslassventile. Daher sind die Durchflusskoeffizienten der Auslassventile meist kleiner als die der Einlassventile. Als geometrische Fläche dient meist eine Referenzfläche. Praktisch hat sich dabei die Ventiltellerfläche erwiesen, da dadurch leicht Studien über die Ventilgröße gemacht werden können, ohne dass die Durchflusskoeffizienten verändert werden müssen.

Die dimensionslosen Durchflusskoeffizienten werden für Motorventile meist über dem Quotienten aus Ventilhub bezogen auf Ventildurchmesser angegeben. Abb. 5.4 zeigt einen solchen Verlauf dieser Koeffizienten für einen Zylinderkopf. Im Fließversuch werden immer die Werte des gesamten Kopfes (Ventile und Kanäle) ermittelt. Das Ventil alleine zu fließen wäre falsch, da die Kanalform erheblichen Einfluss auf den Durchfluss hat. In der Motorsimulation trägt man dieser Tatsache Rechnung, indem

die Kanäle im Zylinderkopf als verlustfrei modelliert werden. Die gesamten Strömungsverluste vom Zylinderkopfflansch bis zum Ventilsitz werden ja bereits über die Durchflusskoeffizienten abgebildet. Die Werte des Auslasskanals sind infolge des umgekehrt durchflossenen Ventils deutlich kleiner als die für den Einlasskanal. Die Verläufe für die Durchflusskoeffizienten der Einlass- und Auslasskanäle können direkt in das Simulationsprogramm eingelesen werden. Bei einer Änderung der Nockenform müssen diese Werte nicht verändert werden.

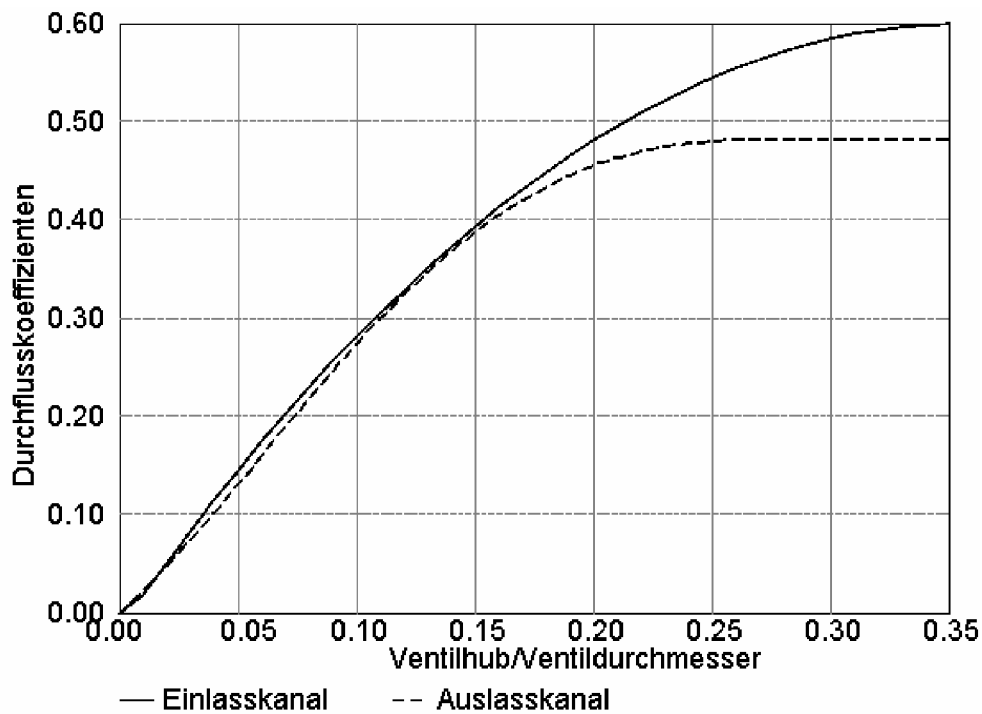


Abb. 5.4: Durchflusskoeffizienten beim Einströmen über den Einlasskanal bzw. beim Ausströmen aus dem Auslasskanal des Zylinderkopfes

Häufig werden Durchflusskoeffizienten auf die Kolbenfläche A_k bezogen angegeben. In diesem Fall trägt der Koeffizient die Bezeichnung α_k .

$$\alpha_k = \frac{A_{eff}}{A_k} \quad (5.19)$$

α_k und C_D können dabei folgendermaßen ineinander umgerechnet werden:

$$C_D = \alpha_k \cdot \frac{A_k}{A_{Ventil}} \quad (5.20)$$

Bei Mehrventilmotoren muss jeweils die Fläche aller Einlass- bzw. Auslassventile für die Berechnung verwendet werden. Auch wenn die Verwendung von α_k recht häufig ist, so hat doch die Formulierung von C_D mit der Ventilfläche als Referenzfläche entscheidende Vorteile. Hier können unterschiedliche Zylinderköpfe mit unterschiedlichen Ventilgrößen miteinander verglichen werden. Die Größe von C_D ist

ein Maß für die strömungstechnische Güte eines Kanals. Bei Verwendung von α_k wird letztlich die Güte eines Kanals bezogen auf den Bohrungsdurchmesser angegeben, wodurch ein Vergleich deutlich erschwert wird. Kleine Werte können hier auch bedeuten, dass die Ventile bezogen auf den Bohrungsdurchmesser zu klein sind. Dabei können die strömungstechnischen Eigenschaften des Kanals selbst durchaus sehr gut sein.

5.2.3 Wandwärmeübergang im Zylinder

Die korrekte Modellierung des Wandwärmeübergangs in den Zylindern einer Verbrennungskraftmaschine ist sehr wichtig. In der Vollast des Motors kann mit dem Wärmeübergang die Leistung relativ stark variiert werden und in der Teillast beeinflussen die Wandwärmeverluste den Verbrauch maßgeblich. Um eine gute Vorhersage zu erhalten ist daher eine realistische Modellierung des Wandwärmeübergangs unerlässlich. Prinzipiell gibt es drei Arten von Wärmetransport: Leitung, Konvektion und Strahlung. Alle drei findet man in einem Verbrennungsmotor. Der mit der Zylinderwand ausgetauschte Wärmestrom kann gemäß dem Wärmeübergangsgesetz nach Newton für jeden Kurbelwinkel φ berechnet werden.

$$\frac{dQ_w}{d\varphi} = \alpha \cdot A \cdot (T_{Gas} - T_{Wand}) \quad (5.21)$$

A ist dabei die Brennraumoberfläche, die sich mit der Zeit ändert. T_{Gas} stellt die örtlich mittlere, aber zeitlich veränderliche Ladungstemperatur dar. T_{Wand} ist die örtlich und zeitlich mittlere Wandtemperatur und α der örtlich mittlere Wärmeübergangskoeffizient zwischen dem Gas und der Brennraumwand. Zur Ermittlung dieses Koeffizienten wird im Simulationsprogramm das Modell nach [73] verwendet, welches α nach folgender Gleichung berechnet:

$$\alpha = 110 \cdot D^{-0.2} \cdot p^{0.8} \cdot T^{-0.53} \cdot \left[C1 \cdot c_m + C2 \cdot \frac{V_h \cdot T_1}{p_1 \cdot V_1} \cdot (p - p_0) \right]^{0.8} \quad (5.22)$$

Dabei ist D der Zylinderdurchmesser. Der Index 0 kennzeichnet den ungefeuerten Zyklus, der Index 1 den Beginn der Verdichtung. c_m ist die mittlere Kolbengeschwindigkeit und V_h das Hubvolumen. $C1$ und $C2$ sind Modellkonstanten. T und p sind konsistente Momentanwerte für Temperatur und Druck im Zylinder. Der in eckigen Klammern befindliche Ausdruck von (5.22) beschreibt eine charakteristische Geschwindigkeit, wobei der erste Summand die Ladungsbewegung ohne Verbrennung modelliert und der zweite Summand den Verbrennungseinfluss wiedergibt. Gl. (5.22) wurde zunächst für Dieselmotoren formuliert, kann jedoch laut [74] ohne Änderungen auch für Ottomotoren verwendet werden.

Der Wandwärmeübergang ist ein erheblicher Anteil in der gesamten Energiebilanz eines Motors. So entfallen bei einem typischen Teillastbetriebspunkt (2000 1/min und

2bar Mitteldruck) etwa 30% des Gesamtenergieumsatzes auf den Wandwarmenubergang. Entsprechend empfindlich ist daher auch eine Anpassung durch einen Faktor bezuglich des errechneten Verbrauchswertes. Abb. 5.5 zeigt den Verlauf des simulierten spezifischen Verbrauchs über dem internen Restgasgehalt bei einer angenommenen Erhöhung des Wandwarmenuberganges um 10% durch den Skalierungsfaktor. Praktisch unabhängig vom Restgasgehalt steigt der spezifische Verbrauch um etwa 1.3% an. Der Skalierungsfaktor für den Wandwarmenubergang ist damit ein leistungsfähiger Abstimmungsparameter für das Simulationsmodell. Ziel einer solchen Abstimmung mit Hilfe von Faktoren ist immer, dass der Faktor möglichst nur bei einer Prozessänderung variiert werden soll. Geänderte Betriebsbedingungen sollen mit der vorhandenen Abstimmung richtig wiedergegeben werden. Eine typische Prozessänderung ist der Austausch von Ventilhubkurven oder das Verändern von Steuerzeiten. In allen Fällen, in denen das Strömungsfeld verändert wird, ändert sich typischerweise auch die Charakteristik des Wandwarmenuberganges. Der für den Verbrauch maßgebliche kumulierte Wandwärmeverlust bleibt dabei oft in engen Grenzen gleich.

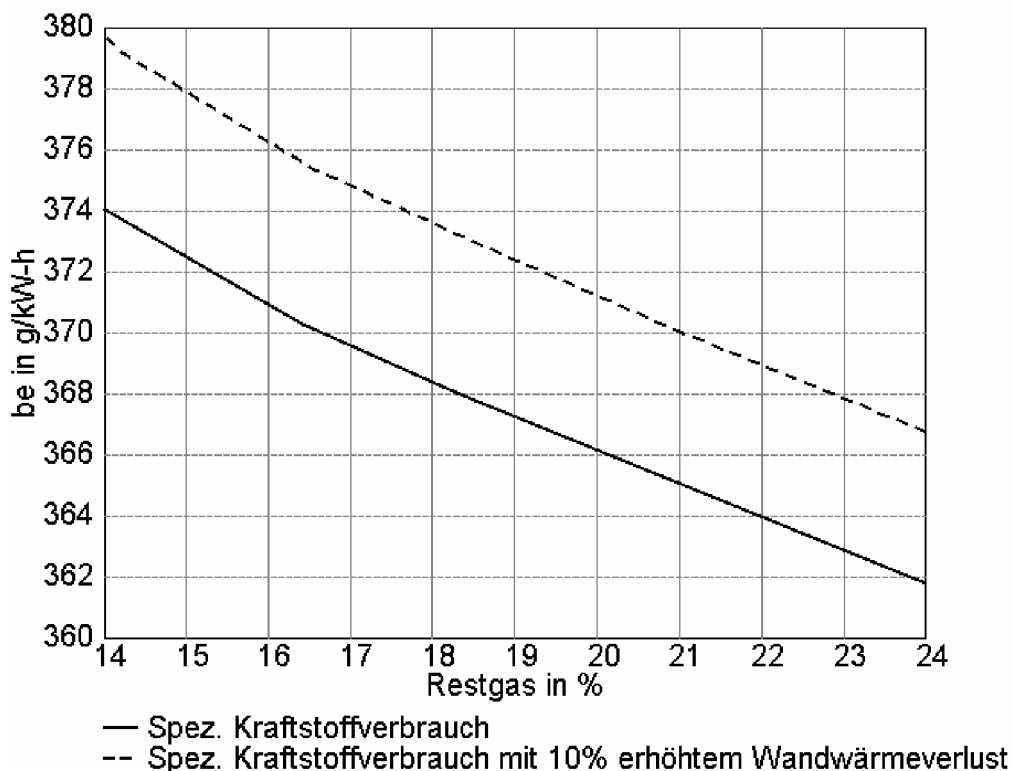


Abb. 5.5: Einfluss des Wandwarmenuberganges auf den Kraftstoffverbrauch in Abhängigkeit vom int. Restgas im Betriebspunkt 2000 1/min und $p_e=2\text{bar}$

Für die Berechnung des Wandwarmeverlustes ist die Kenntnis der zeitlich mittleren Wandtemperaturen notwendig. Diese können entweder vorgegeben oder direkt im Simulationsmodell berechnet werden. Eine Berechnung erfordert die Eingabe der gesamten Zylinderkopfgeometrie. über ein Finite-Elemente-Modell werden anschließend die Bauteiltemperaturen ermittelt. Das dabei verwendete Netz ist zwar recht grobmaschig, dennoch ermöglicht diese Eigenschaft des Simulationscodes die

Bestimmung eines guten Schätzwertes für die Wandtemperaturen des Brennraumes. Dieses Modell benötigt klarerweise deutlich mehr Rechenzeit als die reine Vorgabe der Wandtemperaturen. Weil die Kennfeldberechnung mit vielen Stützstellen in dieser Arbeit im Vordergrund stand, wurden die Wandtemperaturen vorgegeben. Eine genaue Abschätzung der brennraumseitigen Wandtemperaturen von Kolben, Zylinderkopf und Buchse ist schwierig. Messungen sind sehr teuer und werden daher nur vereinzelt durchgeführt. Zudem erhält man nicht die genaue Oberflächentemperatur, sondern die Werte am Ort der Messelemente, die etwas unter der Oberfläche liegen. Meist begnügt man sich damit, an ähnlichen Motoren gemessene Werte zu verwenden.

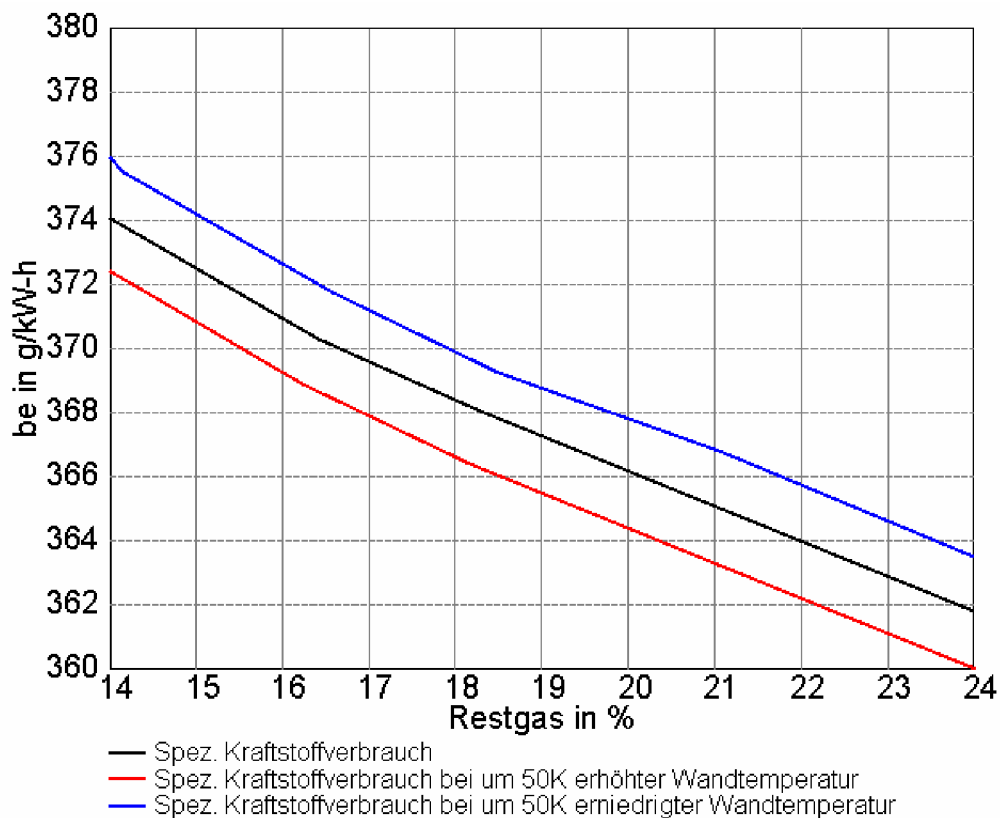


Abb. 5.6: Einfluss der Brennraumwandtemperaturen auf den Verbrauch in Abhängigkeit vom int. Restgas im Betriebspunkt 2000 1/min und $p_e=2\text{bar}$

Abb. 5.6 zeigt das Verhalten des Modells bei einer Änderung der Brennraumwandtemperaturen um insgesamt 100K. Trotz dieser sehr großen Spannweite in der Temperaturwahl verändert sich der Verbrauch nur um etwa 1%. In der Praxis wird man durch eine gute Abschätzung wesentlich näher an die tatsächlichen Wandtemperaturen herankommen. Dieser Parameter ist damit als nicht kritisch im Hinblick auf die Modellabstimmung anzusehen.

5.3 Verbrennung

Die Modellierung der Verbrennung stellt bei jeder Motorprozesssimulation einen zentralen Punkt dar. Ihre Güte entscheidet im Wesentlichen darüber, ob in der Vollast Drehmomente richtig vorausberechnet werden können bzw. ob beim Teillastbetrieb der Wirkungsgrad des Motors durch die Berechnung richtig wiedergegeben werden kann. Zur Verbrennungsmodellierung finden unterschiedliche Modelle Anwendung. Nulldimensionale Ein- oder Mehrzonenmodelle bilden typische Basisvarianten. Sie zeichnen sich durch hohe Rechengeschwindigkeit und akzeptable Genauigkeit aus. Der Verbrennungsvorgang wird dabei so betrachtet, als ob er nur von der Zeit nicht aber vom Ort abhängig wäre. Der Druck ist zu einem Zeitpunkt überall im Brennraum gleich. Die Temperatur und die Gaszusammensetzung können bei Mehrzonenmodellen in den einzelnen Zonen unterschiedlich sein. Eine andere Möglichkeit der Verbrennungsmodellierung stellen so genannte phänomenologische bzw. quasidimensionale Modelle dar. Ihr Ziel besteht darin den Brennverlauf, also die zeitliche Abfolge der Energiefreisetzung vorauszuberechnen, während er bei der nulldimensionalen Modellierung vorgegeben werden muss. Dabei wird auch die Ausbreitung der Flamme im Brennraum sowie dessen Geometrie berücksichtigt. Grundlage für alle Modellbetrachtungen ist die Kenntnis des realen Brenn- oder Heizverlaufs. Auf Basis der gemessenen Energiefreisetzung im Zylinder kann eine Grundabstimmung der Modelle vorgenommen werden.

5.3.1 Ermittlung des Brenn- bzw. Heizverlaufs

Ausgehend vom ersten Hauptsatz der Thermodynamik kann man die durch die Verbrennung freigesetzte Wärme bestimmen, sofern entweder der Druck oder die Temperatur im Zylinder als zeitlich veränderliche Messgröße zur Verfügung steht. Aufgrund der hohen Geschwindigkeit der Abläufe im Motor wird immer der Druck gemessen, der praktisch verzögerungsfrei erfasst werden kann. Mit Hilfe der Zustandsgleichung für ideales Gas ist bei Kenntnis der Gasmasse im Zylinder eine Berechnung der Temperatur im Brennraum möglich. Die Gasmasse kann gemessen oder aber auch einer Ladungswechselberechnung entnommen werden. Die Genauigkeitsanforderungen an alle Mess- und Rechenwerte für die Ermittlung des Brennverlaufs sind außerordentlich hoch. Die tatsächliche Berechnung des Brennverlaufs kann entweder mit Hilfe einer DVA erfolgen oder wird direkt simultan zur Messwertaufnahme von der Prüfstandselektronik durchgeführt. Hierbei handelt es sich allerdings häufig um den Heizverlauf, also die Energiefreisetzung abzüglich der Wandverluste, während beim Brennverlauf die tatsächliche Wärmefreisetzung berücksichtigt wird. Für diese Arbeit wurde über ein Unterprogramm [44] aus dem gemessenen Zylinderdruck der Heiz- und Brennverlauf errechnet. Zur Kontrolle erfolgte zusätzlich eine Auswertung des Heizverlaufs am Prüfstand über das Modul „Thermodynamik 2“ des Indiziersystems. Die Gleichungen für diese Auswertung sind in [46] aufgeführt.

5.3.2 Ermittlung von Ersatzbrennverläufen

In Abschnitt 4.6 wurden bereits auf die Vorteile von Ersatzbrennverläufen hingewiesen. Sie eignen sich durch ihre kompakte mathematische Form sehr gut für Brennverlaufsumrechnungen bzw. für Studienzwecke im Hinblick auf die Verbrennung. Vibe [71] hat bei seinen Untersuchungen zahlreicher Ottomotoren in den sechziger Jahren erkannt, dass sich fast alle Brennverläufe durch eine einfache Funktion ausreichend genau annähern lassen. Diese Funktion erlangte im Laufe der Jahrzehnte eine außerordentliche Popularität und findet sich heutzutage in jedem kommerziell erhältlichen Simulationsprogramm. Wesentliche Gründe dafür sind sicher die einfache Handhabung und die kurze Rechenzeit. Die entsprechende Formulierung lautet:

$$\frac{Q(\varphi)}{Q_{ges}} = 1 - \exp\left(-C \left(\frac{\varphi - \varphi_{BB}}{\Delta\varphi_{BD}}\right)^{m+1}\right) \quad (5.23)$$

Q gibt dabei den Summenbrennverlauf, also die kumulierte freigesetzte Energie über dem Kurbelwinkel φ an. Die Indizes BB und BD stehen für „Brennbeginn“ bzw. „Brenndauer“, m ist der Formparameter der Funktion. Gl. (5.23) gilt für

$$\varphi_{BB} \leq \varphi \leq \varphi_{BB} + \Delta\varphi_{BD} \quad (5.24)$$

Die gesamte dem Brennraum zugeführte Kraftstoffenergie lässt sich aus dem Produkt der Kraftstoffmasse und dem Heizwert berechnen:

$$Q_{ges} = m_B \cdot H_u \quad (5.25)$$

Am Ende der Verbrennung soll ein bestimmter Prozentsatz der insgesamt über den Kraftstoff zugeführten Energie umgesetzt sein. Für diesen Umsetzungsgrad gilt:

$$\frac{Q(\varphi)}{Q_{ges}} \Big|_{\varphi=\varphi_{BE}} = 1 - \exp(-C) = \eta_u \quad (5.26)$$

Der Umsetzungsgrad η_u wird meist mit 0.999 angenommen, woraus sich für den Faktor C folgende Beziehung ableiten lässt:

$$C = -\ln(1 - \eta_u) = 6.908 \quad (5.27)$$

Leitet man den Summenbrennverlauf (5.23) nach dem Kurbelwinkel ab, so erhält man den Brennverlauf oder die momentane Energiefreisetzungsrates.

$$\frac{dQ}{d\varphi} = Q_{ges} \cdot C \cdot (m+1) \cdot \left(\frac{\varphi - \varphi_{BB}}{\Delta\varphi_{BD}}\right)^m \cdot \exp\left(-C \cdot \left(\frac{\varphi - \varphi_{BB}}{\Delta\varphi_{BD}}\right)^{m+1}\right) \quad (5.28)$$

Für die praktische Handhabung wird zunächst aus einem gemessenen Zylinderdruckverlauf der zugehörige Brennverlauf errechnet. An diesen muss dann ein Ersatzbrennverlauf über die drei Parameter Brennbeginn (φ_{BB}), Brenndauer ($\Delta\varphi_{BD}$) und Formparameter (m) angepasst werden. Dazu gibt es unterschiedliche Verfahren. Der einfachste Weg besteht darin, die Parameter durch Ausprobieren anzupassen. Es gibt jedoch auch mathematische Verfahren, die diese Aufgabe erledigen. Wichtig ist, dass durch die Abstimmung die wichtigsten Prozessdaten wie Spitzendruck, indizierter Mitteldruck und Abgastemperatur richtig wiedergegeben werden.

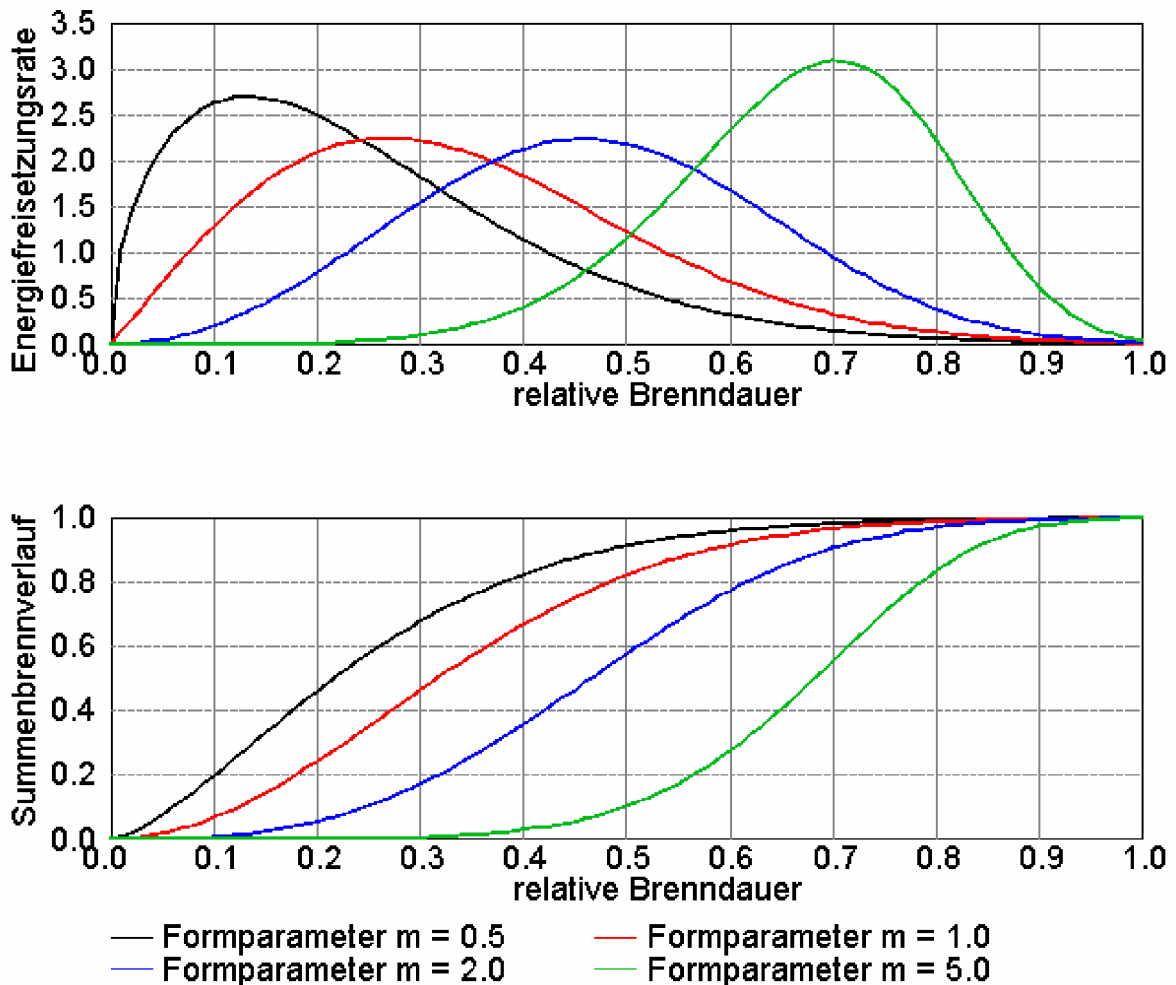


Abb. 5.7: Ersatzbrennverlauf für verschiedene Formparameter

Abb. 5.7 zeigt den Verlauf der Energiefreisetzungsrate nach Gl. (5.28) für verschiedene Formparameter. Die Kurbelwinkelskala ist dabei normiert auf die Brenndauer. Kleine Werte des Formparameters entsprechen einer raschen Steigerung der Energiefreisetzung mit anschließendem langem Ausbrennen der Ladung. Große Werte wirken genau umgekehrt. Der dargestellte Wertebereich von m entspricht ungefähr den Werten, die für Voll- und Teillast in dieser Arbeit errechnet wurden. Der Formfaktor 2 führt zu einem symmetrischen Verlauf bezogen auf die maximale Energiefreisetzung.

Anstelle des gesamten Brennverlaufs werden häufig auch nur charakteristische Umsatzpunkte angegeben. Üblich sind die Kurbelwinkelwerte für 10%, 50% und 90% des Energieumsatzes. An diese Punkte kann beispielsweise über die Methode der kleinsten Fehler-Quadrate ein Ersatzbrennverlauf angepasst werden. Als Ergebnis dieser Anpassung erhält man den Formparameter m . Dieser reicht unter Angabe der charakteristischen Umsatzpunkte ebenfalls aus um daraus den gesamten Kurvenverlauf wieder rekonstruieren zu können. Ausgehend von den Umsatzpunkten 10% und 90% lässt sich die Brenndauer $\Delta\varphi_{BD1090}$ ermitteln. Setzt man beide Punkte jeweils in Gl. (5.23) ein und löst das entstehende Gleichungssystem nach $\Delta\varphi_{BD}$ auf, so erhält man:

$$\Delta\varphi_{BD} = \Delta\varphi_{BD1090} \cdot \frac{1}{\left(\frac{\ln(0.1)}{C}\right)^{\frac{1}{m+1}} - \left(\frac{\ln(0.9)}{C}\right)^{\frac{1}{m+1}}} \quad (5.29)$$

Nun kann man den 50% Umsatzpunkt $BP50$ in Gl. (5.23) einsetzen und mit Hilfe der aus Gl. (5.29) erhaltenen gesamten Brenndauer erhält man den Ausdruck für den Verbrennungsbeginn.

$$\varphi_{BB} = BP50 - \Delta\varphi_{BD} \cdot \left(\frac{\ln(0.5)}{C}\right)^{\frac{1}{m+1}} \quad (5.30)$$

Damit stehen wieder alle Parameter zur Verfügung um nach Gln. (5.23) und (5.29) den Summenbrennverlauf bzw. die Energiefreisetzungsrate berechnen zu können.

Der Vorteil, nicht die gesamte aus dem Druckverlauf berechnete Verbrennungsdauer, sondern $\Delta\varphi_{BD1090}$ anzugeben, besteht darin, dass dadurch Messfehler nicht in die Berechnung des Ersatzbrennverlaufs mit eingebracht werden. Der Verbrennungsanfang ist aus der Messung nicht so leicht festzulegen, da sich die Flamme noch in einer Art Formierungsprozess befindet und erst bei Vorliegen von turbulenter Verbrennung ein sicheres Erkennen der Energiefreisetzung über den Drucksensor im Zylinder erfolgt. Am Ende der Verbrennung kann ein Drucksensor infolge des Thermoschocks Fehlmessungen ausgeben. Vor allem ungekühlte Sensoren zeigen dieses Verhalten. Abb. 5.8 zeigt eine solche Messung mit scheinbar langer Nachbrennphase.

Eine einfachere Beurteilung ist möglich, wenn anstelle einer langen Nachbrennphase, wie in Abb. 5.8, ein zu kleiner Druck gemessen wird, der zum Unterschreiten der Nulllinie des Brennverlaufs führt. Das kann aufgrund der Prozessführung nicht möglich sein, sodass derartige Messungen leicht als Fehlmessungen zu erkennen sind. In beiden Fällen ist eine genaue Nachbildung des gemessenen Brennverlaufs durch einen Ersatzbrennverlauf nach Gl. (5.23) nicht möglich.

Abb. 5.8 zeigt dazu den automatisch ermittelten Ersatzbrennverlauf im Vergleich zur Messung. Die lange Ausbrennphase erzwingt einen kleinen Formfaktor (siehe Abb. 5.7) und ermöglicht damit nicht mehr das deutlich langsamere Ansteigen der Energiefreisetzung zu modellieren. Bei der Berechnung des Summenbrennverlaufs zeigen sich solche Fehlmessungen entsprechend durch asymptotisches Annähern an den Endwert bzw. durch ein Abfallen in Richtung zum Ende der Verbrennung.

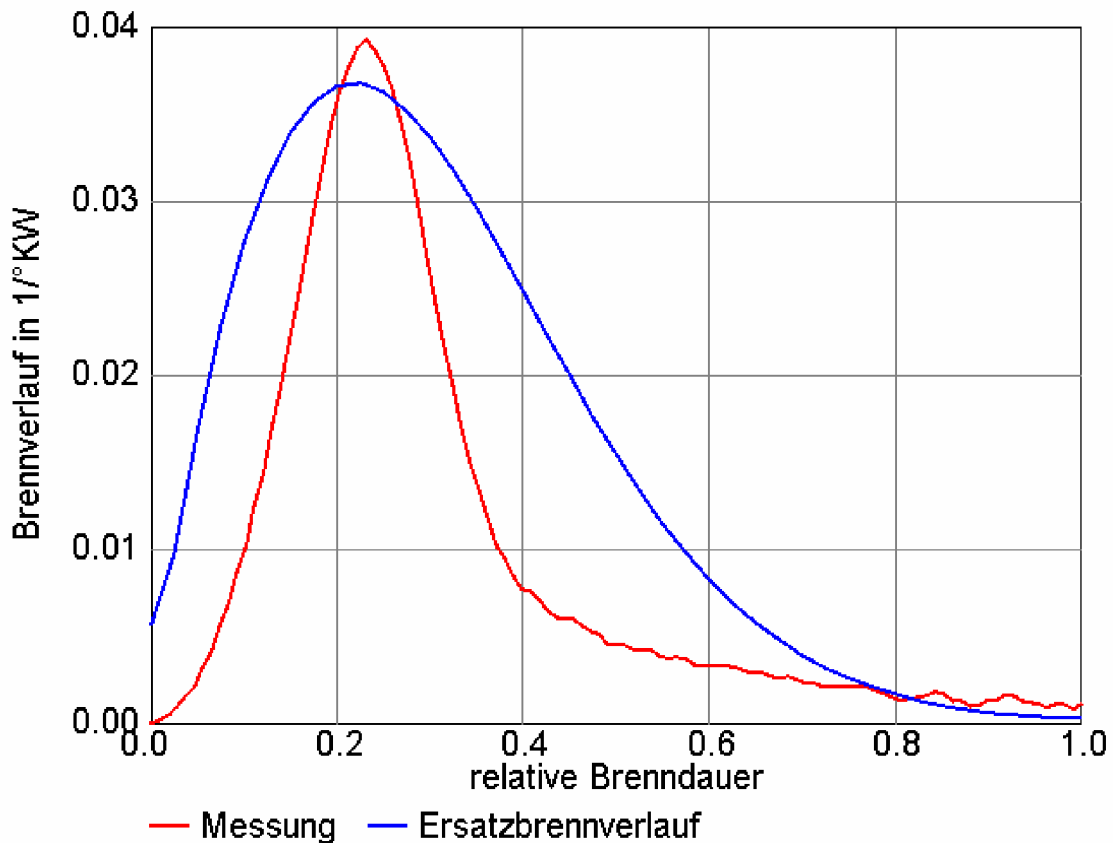


Abb. 5.8: Brennverlauf aus Messung mit Sensordrift und zugehöriger automatisch ermittelter Ersatzbrennverlauf

Liegt hingegen eine Zylinderdruckindizierung von hoher Qualität vor, so lässt sich der durch die nachfolgende DVA erzeugte Brennverlauf ohne Schwierigkeiten automatisch einpassen und man erhält im Allgemeinen zu Abb. 5.9 vergleichbare Ergebnisse, welche ausreichend genau sind, um den Druckverlauf im Zylinder sowie die Abgastemperatur in guter Übereinstimmung zur Messung nachzubilden. Stimmen alle anderen in diesem Kapitel beschriebenen Parameter ausreichend gut, so hat man damit eine Basis für die korrekte Berechnung des indizierten Wirkungsgrades im gemessenen Abstimmungspunkt. Der nächste Schritt besteht nun darin, die so gewonnenen Energiefreisetzungsraten für geänderte Betriebsbedingungen mit Hilfe einer geeigneten Berechnungsvorschrift umzurechnen.

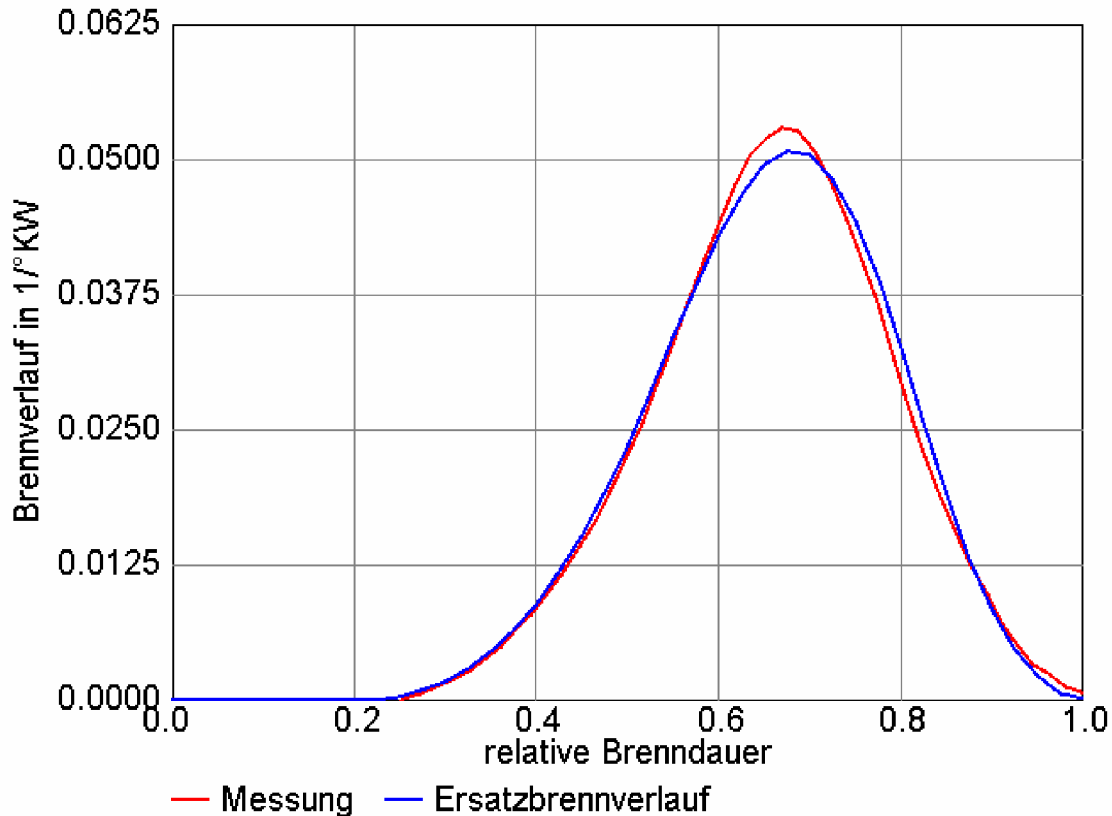


Abb. 5.9: Messungen ohne Drift mit automatisch angepasstem Ersatzbrennverlauf

5.3.3 Vorgehensweise bei der Brennverlauf-Umrechnung

Bereits in Kap. 4 wurde dargelegt, dass die meisten Umrechnungsvorschriften nur für kleine Restgasmengen gelten und damit für die Volllast des Motors problemlos zu verwenden sind. In [75] wird eine Umrechnungsvorschrift vorgestellt, die zwischen 10 und 26% Restgas gültig ist. Diese eignet sich daher sehr gut für Teillastbetrachtungen, da bei modernen Ottomotoren in Verbindung mit variablen Steuerzeiten solche und höhere Restgasgehalte auftreten können. Die Berechnungsvorschrift ist multiplikativ, die einzelnen Effekte auf den Brennverlauf werden über so genannte Einflussfaktoren erfasst. Modifiziert werden der Zündverzögerung ZV , die Brenndauer BD und der Formparameter m nach folgenden Gleichungen:

$$ZV = ZV_A \cdot f_{ZPP} \cdot f_{RTG} \cdot f_n \cdot f_{wi} \quad (5.31)$$

$$BD = BD_A \cdot g_{ZPP} \cdot g_{RTG} \cdot g_n \cdot g_{wi} \quad (5.32)$$

$$m = m_A \cdot h_{ZPP} \cdot h_{RTG} \cdot h_n \cdot h_{wi} \quad (5.33)$$

Der Index A kennzeichnet dabei die Ausgangssituation bzw. die gemessenen Werte für die drei Grundgrößen. Es existiert für jede Grundgröße ein Faktor für den jeweiligen Einfluss des Zündzeitpunktes, des Restgasgehaltes, der Drehzahl und der

indizierten Arbeit. In [75] wurden diese Faktoren sowohl für einen gedrosselten als auch für einen ungedrosselten Motor aus einer erheblichen Anzahl von Messwerten mit Hilfe statistischer Methoden abgeleitet. Es kann a priori zwar nicht davon ausgegangen werden, dass damit auch andere Motoren ausreichend genau abgebildet werden können. Umfangreiche Versuche haben jedoch gezeigt, dass das Modell zumindest eine brauchbare Tendenz liefert, auch wenn die Koeffizienten nicht für den speziellen Motor angepasst wurden. Für die vorliegende Arbeit ist vor allem der Einfluss des Restgasgehaltes auf den Brennverlauf entscheidend. Betrachtet werden dabei verschiedene Teillastbetriebspunkte. Für jeden dieser Punkte existiert ein gemessener Brennverlauf unter vorgegebenen Steuerzeiten und bei einem bestimmten Restgasgehalt. Simuliert werden soll nun ein weiter Kennfeldbereich variabler Steuerzeiten. Last und Drehzahl werden innerhalb eines Rechenlaufes konstant gehalten. Da es in der Teillast praktisch immer möglich ist, eine thermodynamisch optimale Lage der Verbrennung zu erreichen, kann auch der 50%-Umsatzpunkt konstant auf dem aus der Messung ermittelten Wert belassen werden. Diese Vorgehensweise führt zu einem stark eingeschränkten Aufwand bei der Umrechnung. Wenn der 50%-Umsatzpunkt nicht mehr frei eingestellt werden kann bzw. sobald er sehr spät im Zyklus liegt, tritt üblicherweise auch eine so starke zyklische Variation des indizierten Mitteldrucks auf, dass die vorliegende Betriebsweise aus Komfortgründen nicht mehr appliziert werden kann.

Da es einen Messpunkt für jeden betrachteten Betriebspunkt gibt, kann auch auf den Einfluss der Last und der Drehzahl verzichtet werden. Das bedeutet, diese Faktoren müssen nicht extra angepasst werden. Dafür muss jedoch eine Anpassung für jeden zu berechnenden Betriebspunkt durchgeführt werden. Die praktische Arbeit hat gezeigt, dass diese Vorgehensweise die effektivere darstellt.

Es bleibt nun die Frage zu klären, ob eine Anpassung der Umrechnungsvorschrift an den untersuchten Motor notwendig ist und wie diese gegebenenfalls durchgeführt werden soll. Üblicherweise hat man nur wenige Messdaten zur Verfügung. Wenn es schon ein gesamtes vermessenes Steuerzeitenkennfeld gibt, ist eine zusätzliche Simulation nur mehr von untergeordnetem Interesse. Unter den oben genannten Annahmen kann eine einfache Anpassung der Umrechnungsvorschrift mit nur wenigen Messpunkten durchgeführt werden. Ideal ist das Vorhandensein einer Messreihe, bei der nur der interessierende Parameter, also der Restgasgehalt, variiert wird. Für eine Modellkalibrierung bedeutet das, dass nur drei Einflussfaktoren angepasst werden müssen. Eine solche Messreihe ermittelt man am besten, indem bei kleinstem Restgasgehalt die Zündung für optimalen Verbrauch eingestellt wird. Dadurch wird die Möglichkeit klopfender Verbrennung bei erhöhtem internen Restgasgehalt im Laufe der Messung ausgeschlossen. Anschließend werden die Ventilsteuerzeiten derart verändert, dass der Restgasgehalt sukzessive ansteigt. Zündzeitpunkt, Last und Drehzahl werden konstant gehalten. Das Ende der Messreihe ist erreicht, wenn der hohe Restgasgehalt zu großen Variationen im Mitteldruck führt, wenn der Motor also infolge eines hohen Variationskoeffizienten seine Laufgrenze erreicht hat.

Für die Bestimmung der Einflussfaktoren wird nun davon ausgegangen, dass die Einflüsse des Zündzeitpunktes, der Last und der Drehzahl vom Modell richtig erfasst werden. Es müssen daher nur noch die restlichen Faktoren mit dem Index RTG angepasst werden. Alle Faktoren f, g und h sind nach einem einheitlichen Muster durch einfache Bestimmungsgleichungen definiert. Als Beispiel wird der Einflussfaktor des Restgasgehaltes auf die Brenndauer angegeben.

$$g_{RTG} = \frac{a + b \cdot RTG^p}{a + b \cdot RTG_A^p} \quad (5.34)$$

Man beginnt mit einem Ausgangswert (Index A) und rechnet mit Hilfe des neuen Restgasgehaltes aus der Simulation und den Koeffizienten a, b und p den Faktor g_{RTG} aus. Die Vorschrift zum Potenzieren der Messwerte (p) bleibt dabei konstant, während a und b angepasst werden können. Ändert sich bei einer Messreihe nur ein Wert, so werden demnach alle anderen Einflussfaktoren zu eins.

Im Simulationsmodell dienen Brenndauer, Formfaktor und der 50%-Umsatzpunkt BP50 (vgl. Abschnitt 5.3.2) als Bestimmungswerte für den Brennverlauf. Der Zündverzögerung kommt dabei nicht explizit vor. Ungleich zum beschriebenen Versuch wird man im praktischen Teillastbetrieb des Motors immer versuchen den Zündzeitpunkt derart anzupassen, dass ein thermodynamisch optimaler Betrieb gewährleistet wird. Der Zusammenhang zwischen Verbrauch und Zündzeitpunkt wird durch so genannte Zündhaken-Messungen beschrieben. Eine typische Vorgehensweise bei der Applizierung von Zündkennfeldern besteht darin den zum optimalen Zündzeitpunkt gehörenden 50%-Umsatzpunkt zu ermitteln und bei erhöhtem Restgasgehalt die Zündung derart einzustellen, dass dieser Punkt auf gleicher Position bleibt. In der Regel ist dafür ein früheres Zünden notwendig. Durch die fehlende Abbildung des Zündverzögerung im Simulationsmodell ist diese Vorgehensweise auch bei der Brennverlaufsumrechnung notwendig. Würde man die umgerechneten Brennverläufe ohne weitere Zündzeitpunktanpassung verwenden, so könnte aufgrund der späten Lage des 50%-Umsatzpunktes kein günstiger Verbrauch erzielt werden. Im Simulationsmodell wird daher eine Anpassung des Brennverlaufs an die geänderten Betriebsbedingungen vorgenommen und anschließend mit dieser Anpassung der Zündzeitpunkt derart variiert, dass die 50% Umsatzpunkte genau übereinander liegen. Dazu muss der Brennverlauf jedes Mal neu berechnet werden, da die frühere Zündung nicht nur die Lage, sondern auch die Form beeinflusst. Abb. 5.10 zeigt eine solche Variation des Zündzeitpunktes für den Betriebspunkt 2000 1/min und 2 bar Mitteldruck. Das gesamte Verfahren wird vor der eigentlichen Simulation durchgeführt. In Abhängigkeit vom internen Restgasgehalt können somit Brenndauer und Formfaktor auf Basis eines einzelnen Messpunktes dargestellt werden. Mit den Gln. (5.23) bis (5.30) kann dann wiederum der gesamte Brennverlauf rekonstruiert werden.

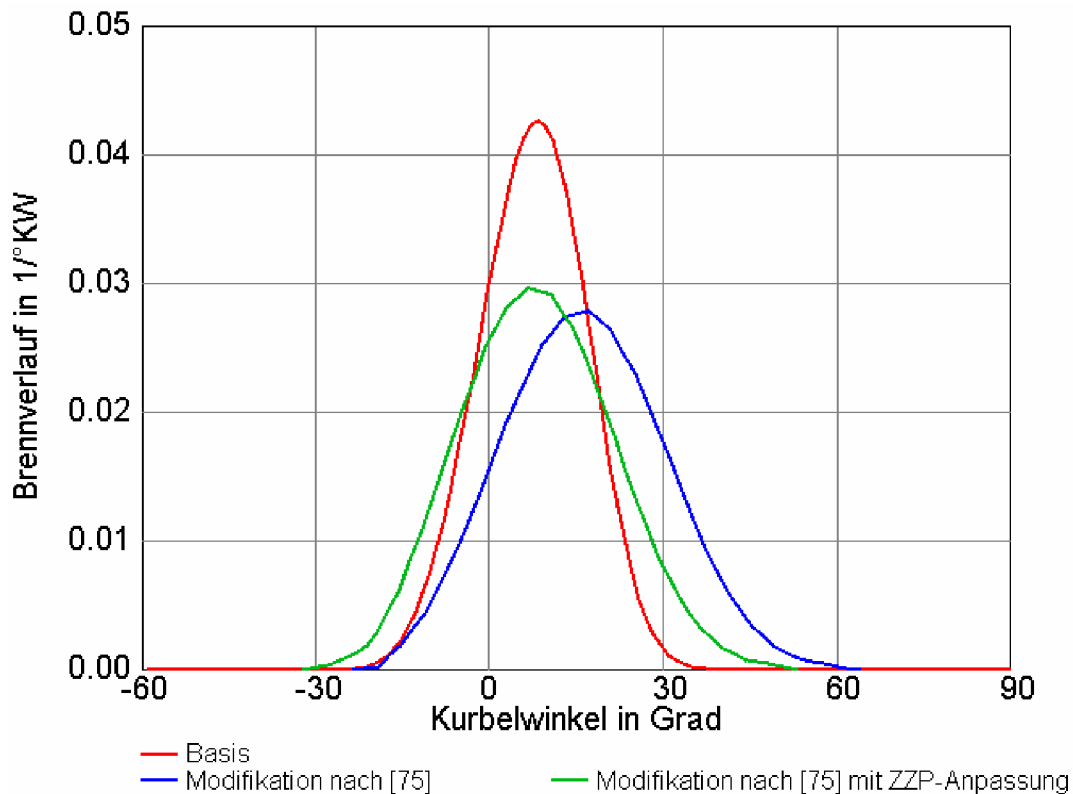


Abb. 5.10: Einfluss einer ZPP-Anpassung auf den entsprechend dem erhöhten Restgasgehalt nach [75] modifizierten Brennverlauf

Der Einfluss des Zündverzugs muss aufgrund der verwendeten Parametrierung des Ersatzbrennverlaufs und der eben beschriebenen Umrechnung auf den gleichen 50%-Umsatzpunkt daher nicht berücksichtigt werden. Es verbleiben damit g_{RTG} für die Brenndauer und h_{RTG} um den Formparameter zu modifizieren. Die Gln. (5.32) und (5.33) vereinfachen sich damit zu

$$BD = BD_A \cdot g_{RTG} \quad (5.35)$$

$$m = m_A \cdot h_{RTG} \quad (5.36)$$

mit g_{RTG} und h_{RTG} nach Gl. (5.34). Umstellen, Gleichsetzen mit (5.34) und Einsetzen der Werte für p führt auf

$$g_{RTG} = \frac{a + b \cdot RTG}{a + b \cdot RTG_A} = \frac{BD}{BD_A} \quad (5.37)$$

mit

$$a = b \cdot \frac{RTG - \frac{BD}{BD_A}}{\frac{BD}{BD_A} - 1} \quad (5.38)$$

bzw.

$$b = a \cdot \frac{\frac{BD}{BD_A - 1}}{RTG - \frac{BD}{BD_A \cdot RTG_A}} \quad (5.39)$$

Damit stehen Gleichungen zum Ermitteln der Parameter a und b zur Verfügung. Für den Einflussfaktor h_{RTG} aus Gl. (5.36) verfährt man analog. Eine Iteration liefert für jeden Messpunkt ein Paar von abgestimmten Parametern für a und b. Aus diesen Wertepaaren muss anschließend ein einziges zur Verwendung im Modell ausgewählt werden. Für den Formparameter m wird die gleiche Prozedur durchgeführt, allerdings unter Berücksichtigung der veränderten Bestimmungsgleichungen. Das Iterationsverfahren setzt auf der Softwareplattform Microsoft Excel™ auf und nutzt die dort vorhandenen Module zur sukzessiven Iteration. Das schnellere Auffinden von passenden Wertepaaren für die Parameter a und b wird damit erheblich erleichtert.

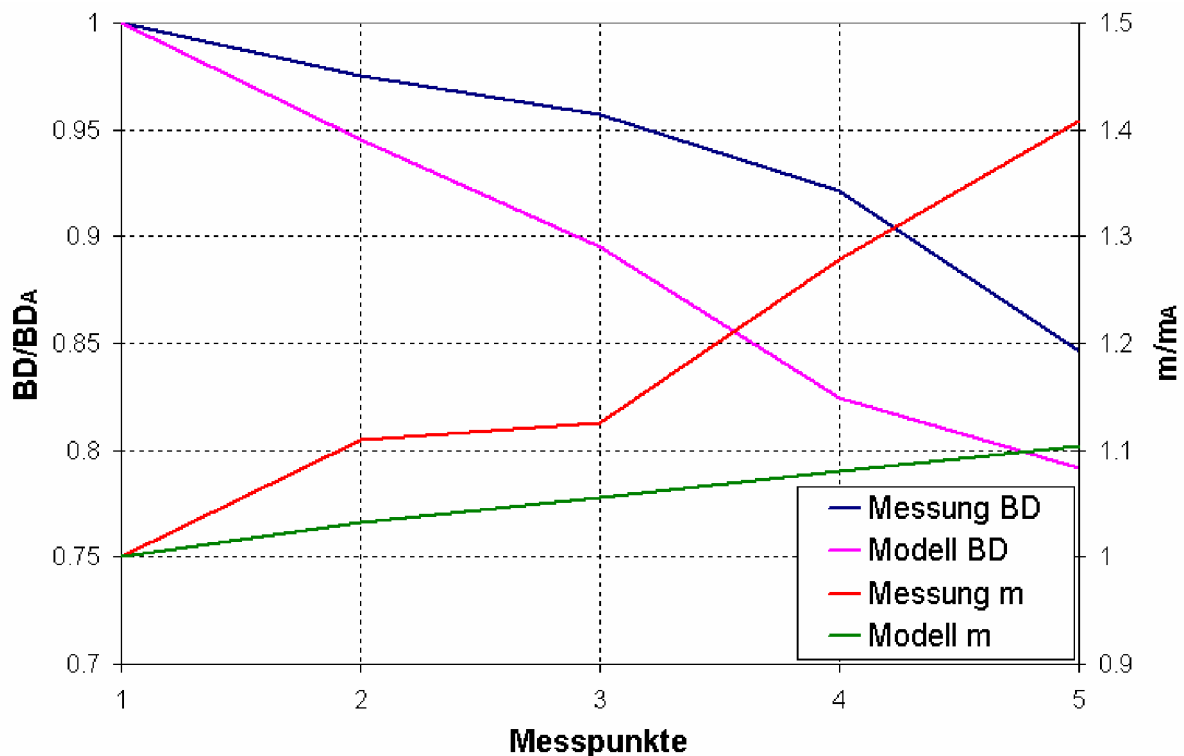


Abb. 5.11: Modellgüte bei Brenndauer und Formparameter ohne Anpassung, bezogen auf einen Referenzpunkt mit hohem internen Restgasgehalt

Die in [75] veröffentlichten Parameter bauen auf einer umfangreichen Datenbasis auf. Es ist daher zweifelhaft, ob durch ein Anpassen der Parameter basierend auf lediglich wenigen Messpunkten eine echte Verbesserung der Vorhersagequalität der Umrechnungsvorschrift erzielt wird. Aus diesem Grund soll anhand einer kurzen Messreihe, bei der nur der Restgasgehalt verändert wird, das Verhalten der

Umrechnungsvorschrift erläutert werden. Abb. 5.11 zeigt die Modellergebnisse ohne jede Anpassung.

Von entscheidender Bedeutung ist jeweils die Wahl eines Referenz- oder Ausgangspunktes (Index A in den Gln.). In Abb. 5.11 wurde der Messpunkt 1 als Ausgangspunkt gewählt und die anderen Messpunkte mit schrittweise sinkenden internen Restgasgehalten dann entsprechend umgerechnet. Der Trend wird richtig wiedergegeben, es kommt jedoch zu einer Überbewertung der Brenndauerverkürzung bei sinkenden Restgasgehalten durch das Modell. Das führt in der Berechnung auf zu niedrige Verbrauchswerte für den Basispunkt. Vergleichsweise recht unterschiedlich verhält sich das Modell, wenn anstelle des Messpunktes 1 mit dem höchsten Restgasgehalt der Messpunkt 5 mit dem niedrigsten Restgasgehalt als Referenzpunkt verwendet wird. Abb. 5.12 zeigt diesen Fall.

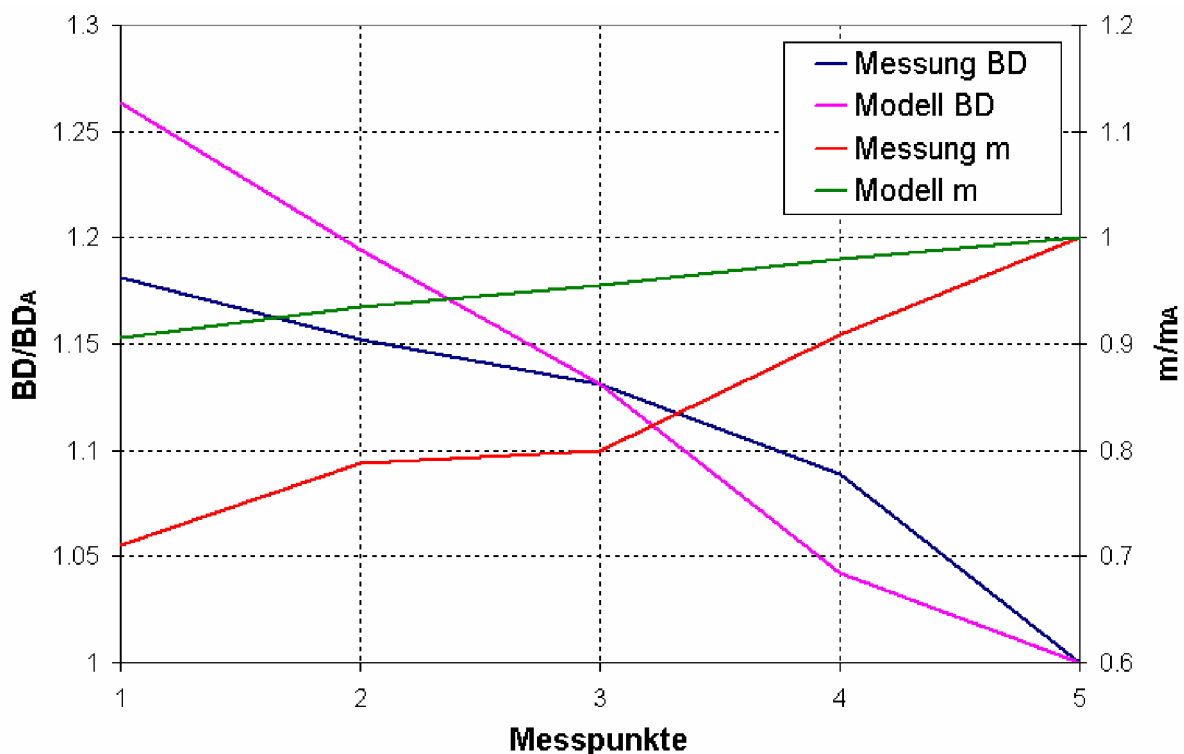


Abb. 5.12: Modellgüte bei Brenndauer und Formfaktor ohne Anpassung bezogen auf einen Referenzpunkt mit niedrigem internen Restgasgehalt

Die absoluten Abweichungen fallen zwar geringer aus, jedoch der Trend wird nicht mehr richtig wiedergegeben. Als dritte Möglichkeit soll nun die Anpassung der Parameter durch Iteration der Gln. (5.38) und (5.39) diskutiert werden. Wird eine solche Anpassung durchgeführt, so verringert sich die Empfindlichkeit der Umrechnungsvorschrift auf die Wahl des Referenzpunktes deutlich. Das ist ein großer Vorteil, da das Auffinden des günstigsten Referenzpunktes nur durch Probieren erfolgen kann und bei umfangreichen Messreihen entsprechend zeitintensiv ist. Abb. 5.13 zeigt ein Beispiel dazu. Gewählt wurden wiederum die gleichen 5 Messpunkte zur Modellüberprüfung.

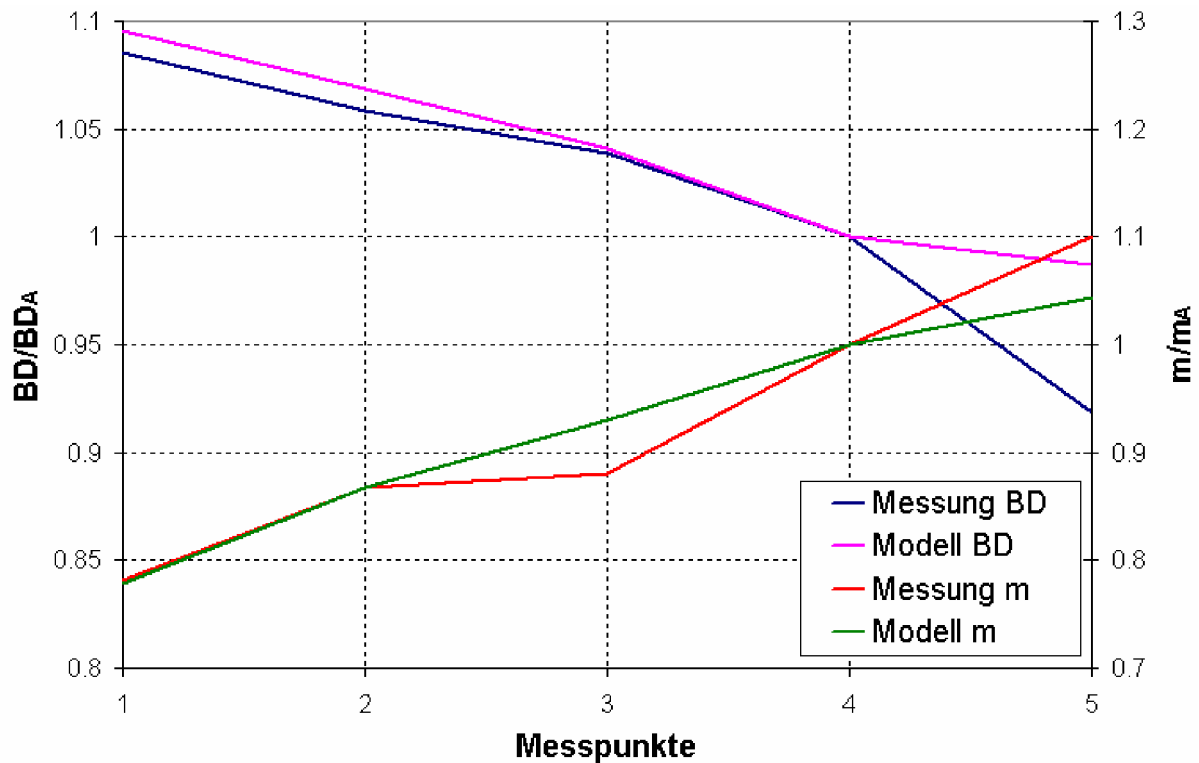


Abb. 5.13: Modellgüte bei Brenndauer und Formfaktor mit Anpassung der Modellparameter bezogen auf eine Referenz mit niedrigem internen Restgasgehalt

Der Trend wird gut wiedergegeben und auch die absoluten Abweichungen sind zufrieden stellend. Als Hauptvorteil der Modellanpassung ist vor allem die sinkende Sensitivität auf die Referenzpunktwahl zu nennen. Absolut gesehen sind die Abweichungen der Messung von den umgerechneten Werten alle in einem noch tolerierbaren Bereich. Interessant ist jetzt die Frage, inwieweit sich derartige Abweichungen auf die Ergebnisgrößen auswirken. Ein Hauptinteresse gilt dabei sicherlich dem spezifischen Verbrauch. Im nächsten Bild wird daher der spezifische Verbrauch auf Basis verschiedener Modellvorstellungen für die Verbrennung gegenübergestellt und schließlich mit gemessenen Werten verglichen. Dabei handelt es sich um die fünf Messpunkte aus den Abb. 5.11 bis 5.13. Der gezeigte Lastpunkt ist 2000 1/min bei 2 bar effektivem Mitteldruck. Eine Variation des Restgasgehaltes wurde durch Verstellen der Einlasssteuerzeiten erzielt. Die Auslasssteuerzeiten blieben während des gesamten Versuchs konstant. Die Restgasvariation ist recht moderat und bewegt sich zwischen 10 und 20 Prozent absolutem Restgasgehalt. Im gezeigten Betriebspunkt erhält man bei serienüblichen fixen Steuerzeiten und Ventilerhebungen etwa 10% Restgas. Das zusätzliche interne Restgas hilft den Motor zu entdrosseln und hat auch bereits signifikanten Einfluss auf die Brenndauer. Ein thermodynamisch optimaler Verbrennungsschwerpunkt kann jedoch während der gesamten Messreihe gehalten werden. Insofern ist es auch nicht weiter überraschend, dass der Einfluss der sich ändernden Verbrennung auf den spezifischen Verbrauch eher gering ausfällt.

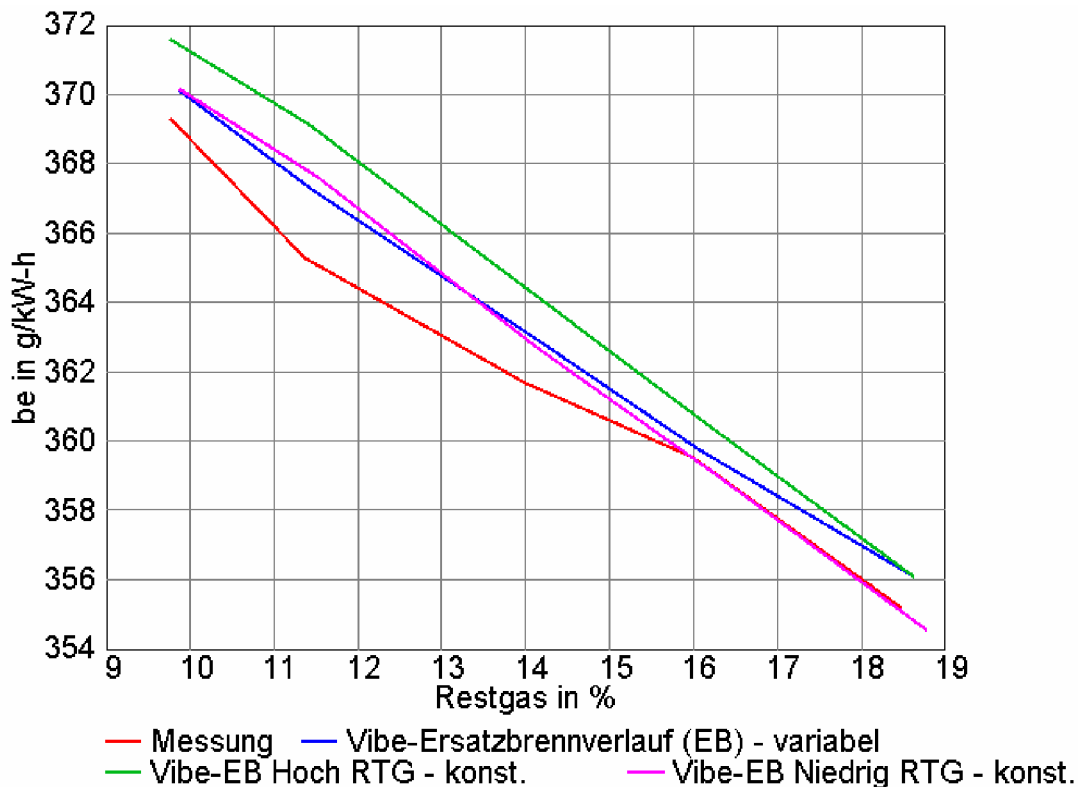


Abb. 5.14: Spezifischer Verbrauch im Betriebspunkt 2000 1/min und 2 bar Mitteldruck für verschiedene direkt ermittelte Ersatzbrennverläufe

Wird ein Ersatzbrennverlauf nach Vibe aufgrund von Zylinderdruckmessungen für jeden Punkt einzeln nachgebildet (blau), so sind die Ergebnisse nicht besser als mit einem konstant gehaltenen Brennverlauf, unabhängig davon, ob dieser einer Messung mit hohem (grün) oder niedrigem (magenta) internen Restgasgehalt entstammt. Dies ist vor allem dann recht überraschend, wenn man bedenkt, dass der untersuchte Motor im gezeigten Betriebspunkt schon nahe der Laufgrenze war, also bereits erhöhte zyklische Variation des indizierten Mitteldrucks zeigte. Häufig ist gerade in diesen Grenzbereichen eine starke Veränderung der Verbrennung in Richtung höherer Brenndauer zu beobachten. Die absolute Abweichung vom Messwert ist deutlich kleiner als 1% und somit sehr zufriedenstellend.

Sehr ähnlich zeigt sich die Situation in Abb. 5.15 bei Verwendung von umgerechneten Ersatzbrennverläufen. Obwohl sich der Restgasgehalt bemerkenswert ändert und sich dadurch auch die Brenndauer durch die Umrechnungsvorschrift um mehr als 5°KW vergrößert, zeigt sich nur wenig Effekt auf den ermittelten spezifischen Verbrauch. Alle Modelle liegen sehr nahe an der Messung und unterschreiten eine Abweichung von 1%. Der durch die beschriebene Prozedur modifizierte Brennverlauf zeigt sogar eine etwas größere Abweichung als die unmodifizierten Modelle. Das liegt daran, dass die Modifikation darauf abzielte eine möglichst gute Übereinstimmung mit dem Vibe-Ersatzbrennverlauf zu erzielen. Dieser ist in diesem Beispiel jedoch in Bezug auf den spezifischen Verbrauch tendenziell weniger gut als die vorausgerechneten Ersatzbrennverläufe.

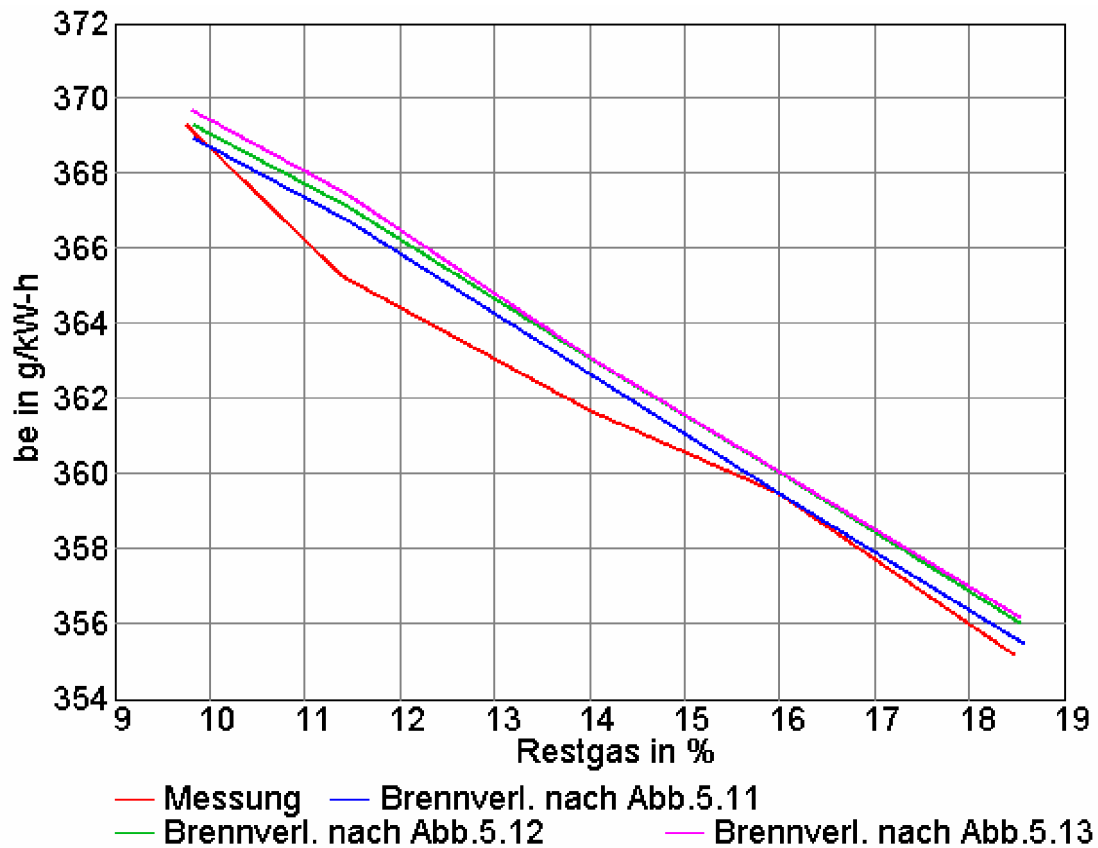


Abb. 5.15: Spezifischer Verbrauch im Betriebspunkt 2000 1/min und 2 bar Mitteldruck für verschiedene umgerechnete Ersatzbrennverläufe

Betrachtet man die beiden letzten Abbildungen, so hat es den Anschein, dass für die korrekte Vorhersage des spezifischen Verbrauchs kein Verbrennungsmodell notwendig ist. Im gezeigten und speziell dafür ausgesuchten Fall trifft dies zu, es ist jedoch keineswegs allgemein gültig. Das vorgestellte Beispiel dokumentiert eine Eigenschaft, die bei manchen Kombinationen von Ventilhubkurven mit Motoren beobachtet werden kann. Nach kaum merkbarer Veränderung der Verbrennung in Abhängigkeit des internen Restgasgehaltes kommt es bei einer weiteren leichten Erhöhung des Restgasgehalts zu großen zyklischen Schwankungen des Mitteldrucks und schließlich zu ersten Aussetzern. Dieses Verhalten kann von allen gezeigten Modellvorstellungen nicht erfasst werden. Simuliert man beim letzten Beispiel eine höhere Ventilüberschneidung mit dem Ziel den Restgasgehalt zu erhöhen, so erhält man ein Ergebnis nach Abb. 5.16. Eine passende Messung dazu liegt nicht vor, da die Versuche bei etwa 20% Restgasgehalt wegen erhöhter zyklischer Variation abgebrochen wurden. Es gibt jedoch für die gewählten Ventilhubkurven in diesem Betriebspunkt ein gemessenes Verbrauchsoptimum, welches bei etwa 350 g/kWh-h liegt. Dieser Wert wird mit circa 20% Restgasgehalt erreicht. Bewegt man sich über diese Grenze hinaus, so bleibt der Verbrauch ungefähr konstant, da die niedrigere Verbrennungsgüte den optimierten Ladungswechsel kompensiert.

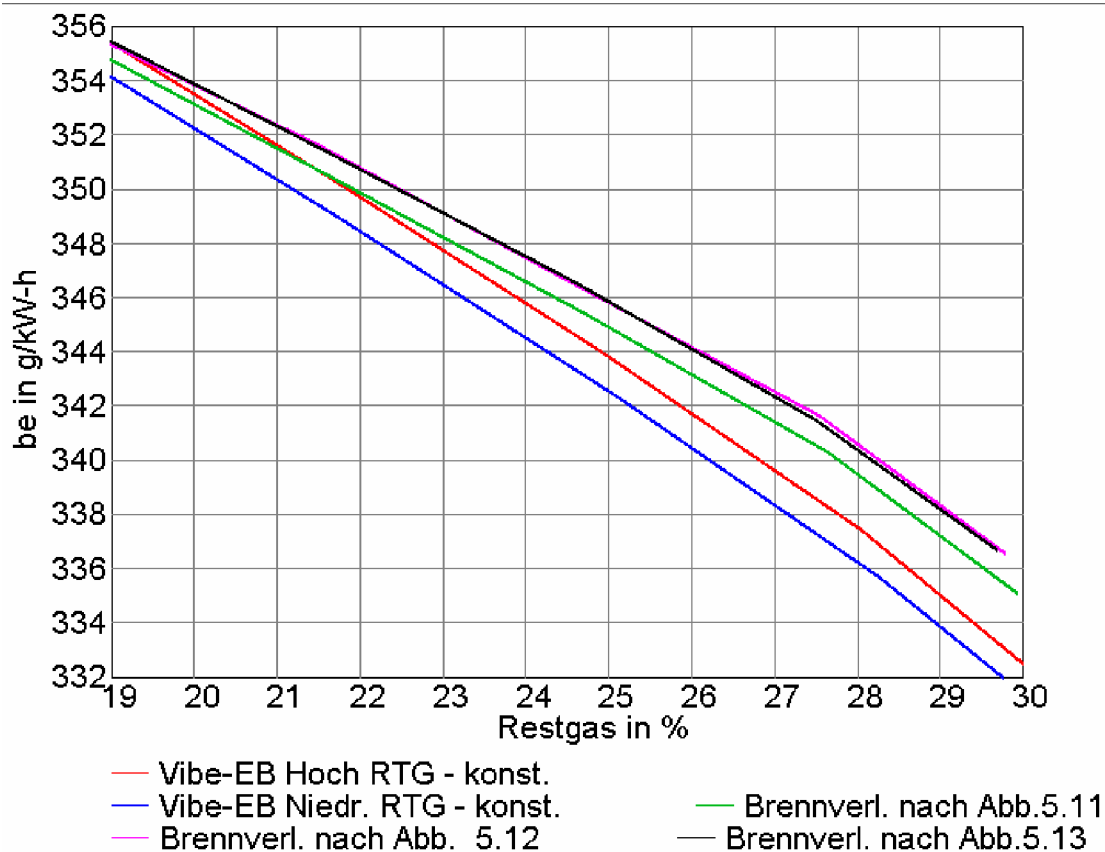


Abb. 5.16: Spezifischer Verbrauch im Betriebspunkt 2000 1/min und 2 bar Mitteldruck bei erhöhtem Restgasgehalt

Die beiden Vibe-Ersatzbrennverläufe sind in der Verbrauchsvorhersage klarerweise am meisten optimistisch. Deutlich konservativer zeigen sich die Ergebnisse mit Hilfe der verschiedenen Umrechnungsvorschriften. Allen gemeinsam ist jedoch die Tatsache, dass eine Vorhersage, die weit über das durch Messung abgedeckte Gebiet hinausgeht, nur bedingt sinnvoll ist. Dieser Umstand wiegt umso schwerer, wenn man bedenkt, dass bei der gewählten Ventilhubkurve sich erst bei etwa 40% absolutem Restgasgehalt die vollständige Entdrosselung des Motors einstellt. Im gezeigten Bereich erhält man einen Saugrohrdruck von etwa 750 mbar. Für eine realistische Potenzialabschätzung wird also eine weitere Modellvorstellung benötigt, da ansonsten die Vorhersage des spezifischen Verbrauchs deutlich zu positiv ausfallen würde. Dies soll im nächsten Abschnitt erläutert werden.

Eine visuelle Zusammenfassung der in diesem Abschnitt geschilderten Vorgehensweise gibt Abb. 5.17. Auf Basis vorher gewählter Ventilhubkurven wird eine Messreihe gestartet. Dabei ist auf eine hohe Qualität der Messdaten zu achten. Gleichmaßen sollte die Messreihe derart durchgeführt werden, dass sich jeweils nur der Restgasgehalt ändert. Liegen die Messdaten komplett vor, muss ein Referenzpunkt für die Umrechnung ausgewählt werden. Da die Umrechnungsvorschrift ohnedies adaptiert wird – was die Sensitivität der Referenzpunktauswahl herabsetzt – kann ein beliebiger Punkt gewählt werden.

Vorzugsweise wählt man einen Punkt mit hohem Restgasgehalt um diese Region gut abbilden zu können.

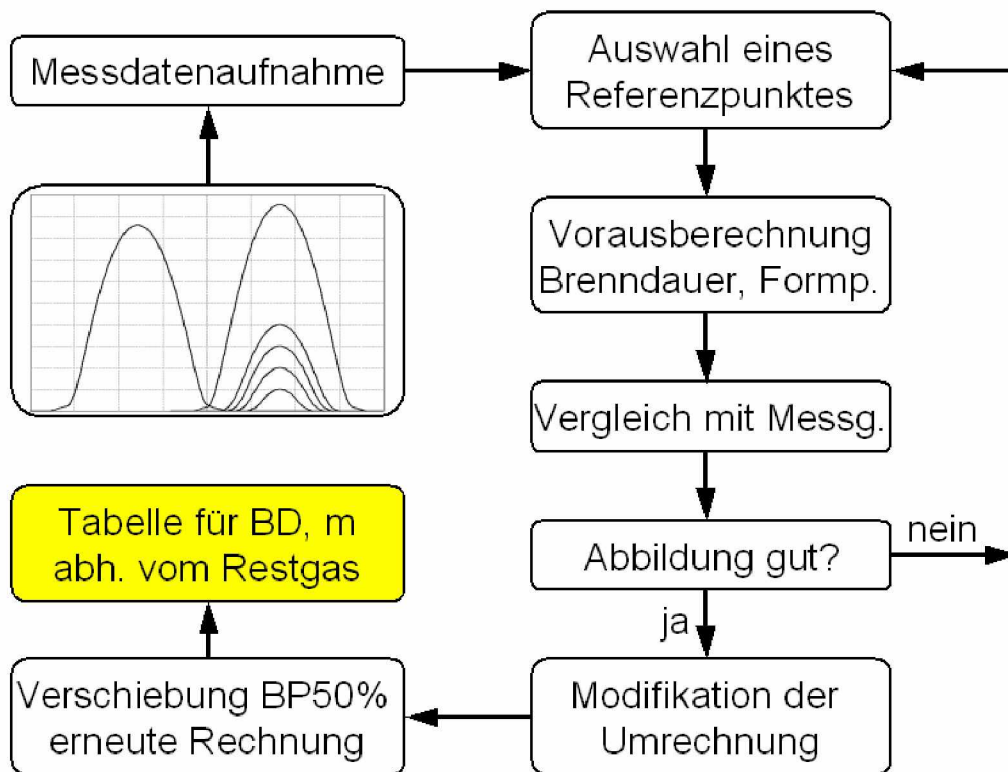


Abb. 5.17: Ablaufdiagramm zum Prozess „Brennverlaufsumrechnung bei variablen Ventilhubkurven“

Nach einer Vorausberechnung von Brenndauer und Formparameter erfolgt ein Vergleich mit den Messdaten. Erhält man hier sehr ungünstige Ergebnisse, so kann häufig durch eine geeignetere Wahl des Referenzpunktes Abhilfe geschaffen werden. Die anschließende Modifikation der Umrechnungsvorschrift dient dazu die Parameter an die aktuellen Daten bestmöglich anzupassen. Schließlich erfolgt die Verschiebung der 50%-Umsatzpunkte, da diese ja definitionsgemäß konstant bleiben sollen. Nach diesem Schritt erhält man für die gewählte Hubkurve eine Tabelle mit den Brenndauern und den Formparametern in Abhängigkeit vom internen Restgasgehalt. Diese Tabelle kann nun unmittelbar in das Simulationsprogramm eingelesen werden.

Das Ablaufdiagramm verdeutlicht, dass die angepasste Brennverlaufsumrechnung recht aufwändig werden kann. Vor der eigentlichen Simulation muss eine Reihe vorbereitender Arbeiten erledigt werden. Trotz dieses Aufwandes wird der gedrosselte Motorbetrieb mit erhöhtem Restgasgehalt dadurch nur unvollständig abgebildet, da der Einfluss der Hubkurvenform nicht in den Gleichungen enthalten ist. Die Suche nach einer einfacheren Möglichkeit der Brennverlaufsvorhersage inklusive einer Abhängigkeit von der gewählten Ventilhubkurve führte auf die im folgenden Abschnitt vorgestellte Methode.

5.3.4 Empirisches Modell als Ersatz für die Brennverlaufsumrechnung

Neben dem hohen rechentechnischen Aufwand für Anpassung und Durchführung der Brennverlaufsumrechnung ist die Vorhersagegüte an enge Grenzen im Restgasgehalt gebunden. Problematisch dabei ist nicht die absolute Menge an Restgas, sondern eher, dass sich bei dem zu untersuchenden Motor schon bei wesentlich kleineren Raten die maximale Restgasverträglichkeit des Brennverfahrens einstellt. Typischerweise ist das für Motoren mit sehr hoher spezifischer Leistung der Fall.

Der interne Restgasgehalt eines Motors, also jene Menge an Abgas welche ohne externe Rückführung in den Motor gelangt, kann in der Teillast maßgeblich durch die Wahl der Ventilsteuerzeiten eingestellt werden. Sind die Hubkurven der Auslass- und Einlassventile gewählt, so hängt der Restgasgehalt eines Betriebspunktes maßgeblich von der Phasenlage der Nockenwellen ab. Eine Möglichkeit diesen Zusammenhang grafisch zu visualisieren bieten so genannte Phasensteller-Diagramme. Ein solches Diagramm zeigt die Auslassventil- über der Einlassventilspreizung. Die Spreizungen der Ventile sind gemäß Abb. 5.18 definiert und werden als zwei aufeinander folgende Zahlen für die Auslass- und die Einlassspreizung angegeben. Die Bezeichnung MOP leitet sich aus dem international gebräuchlichen **M**aximum **O**pening **P**oint der Ventilhubkurve ab.

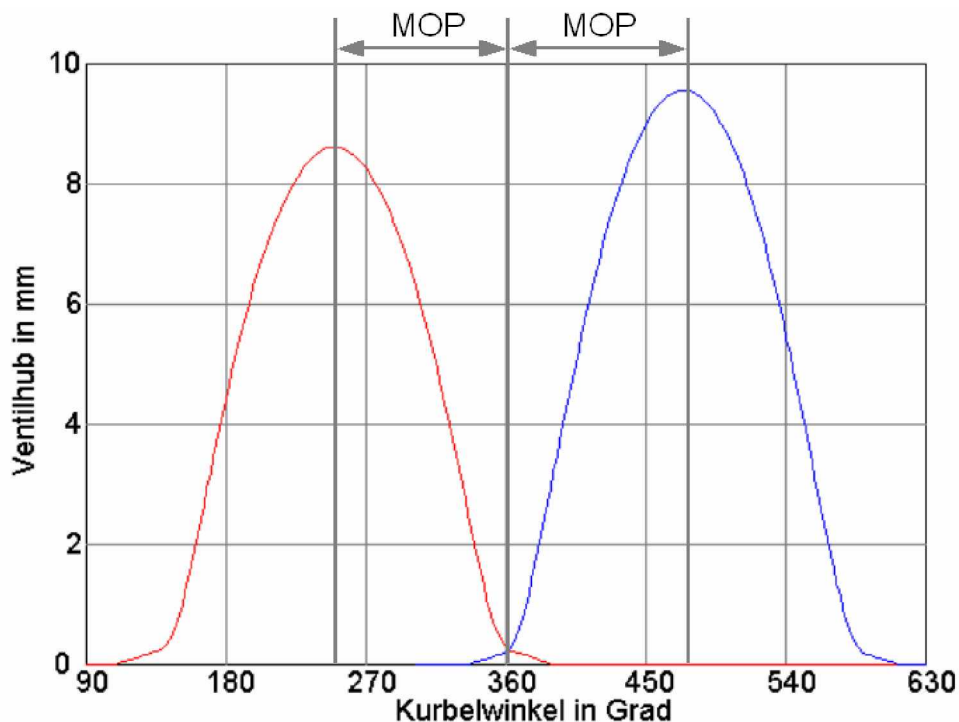


Abb. 5.18: Definition der Ventilspreizungen

Mit Spreizungswerten zu arbeiten, ist in der Praxis vorteilhaft, da ihr Wert nicht vom aktuellen Ventilspiel abhängig ist. Beide Spreizungswerte werden in Kurbelwinkel angegeben und in beiden Richtungen vom OT des Ladungswechsels an gezählt. Im

Phasensteller-Diagramm bedeutet die Position in der linken unteren Ecke eine maximale Ventilüberschneidung während die rechte obere Ecke die kleinste mögliche Überschneidung repräsentiert. Bewegt man sich auf einer Diagonale von links oben nach rechts unten, so wird die Überschneidung konstant gehalten. Bezogen auf das Arbeitsspiel wandert die Position des Überschneidungsbereiches von „früh“ nach „spät“.

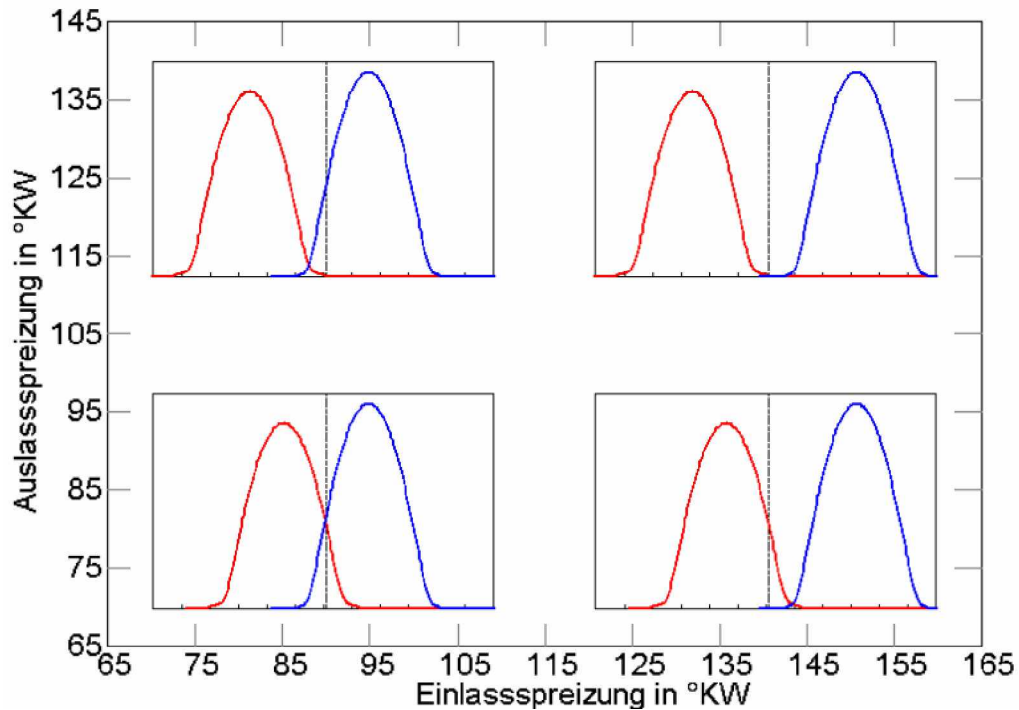


Abb. 5.19: Definition Phasensteller-Diagramm

Diese Darstellungsweise wird in dieser Arbeit für alle Größen beibehalten. Die Interpretation wird dadurch erheblich erleichtert.

Der Restgasgehalt ist in der linken unteren Ecke des Phasenstellerdiagramms am höchsten und erniedrigt sich schrittweise zur rechten oberen Ecke hin. Für die Entwicklung des empirischen Verbrennungsmodells waren 2 Beobachtungen, die an verschiedenen Motorenfamilien nachgewiesen werden konnten, wesentlich.

- Bewegt man sich im Phasensteller-Diagramm entlang der Restgasgradienten, so erhöht sich die Brenndauer stetig.
- Verkürzt man die Ventilsteuerbreite (VSB), so erhöht sich die Brenndauer bei konstantem Restgasgehalt.

Eine wichtige Fragestellung ist nun, wie diese Beobachtungen aus dem Versuch in eine Modellvorstellung einfließen sollen. Zunächst sollen einige grundsätzliche Zusammenhänge anhand eines Beispiels aus dem Motorversuch geklärt werden. Gezeigt wird der Normpunkt 2000 1/min bei 2 bar effektivem Mitteldruck mit Standardventilhubkurven und ohne externe Abgasrückführung. Durch

Phasenverstellung der beiden Nockenwellen wird der interne Restgasgehalt variiert. Dieser wurde für die nun folgenden Abbildungen jeweils im Nachhinein ausgerechnet. Für den Teillastbetrieb des Motors wird davon ausgegangen, dass ein thermodynamisch optimaler 50%-Umsatzpunkt eingestellt werden kann. Eine Betriebsweise, bei der man den internen Restgasgehalt derart stark erhöht, dass eine frühere Zündung den längeren Zündverzug nicht mehr kompensieren kann, ist zu vermeiden. Ähnlich wie bei einem Zündhaken stellen sich große Unterschiede im spezifischen Verbrauch ein. Die geringere Ladungswechselarbeit bei hohem Restgasgehalt reicht meist nicht aus um die Verluste im Hochdruckwirkungsgrad aufzuheben. Die Annahme, den 50%-Umsatzpunkt optimal positionieren zu können, ist also sinnvoll. Abb. 5.20 zeigt dazu einen gemessenen Verlauf.

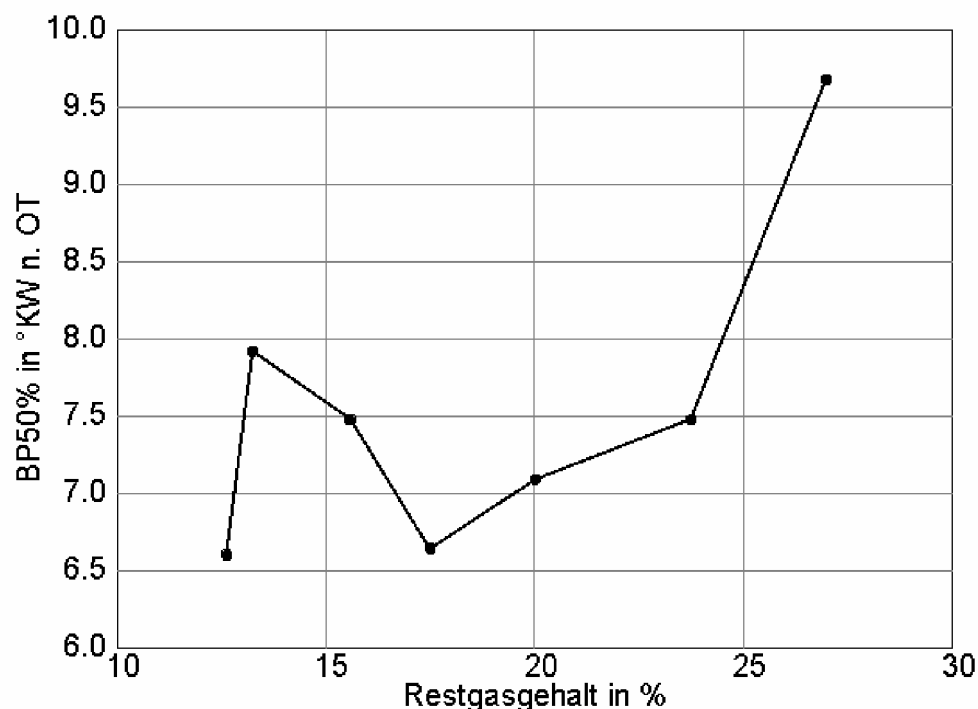


Abb. 5.20: 50%-Umsatzpunkt für verschiedene Restgasgehalte im Betriebspunkt 2000 1/min und 2bar effektivem Mitteldruck

Bis zu einem Restgasgehalt von etwa 24% pendelt der 50%-Umsatzpunkt in einem thermodynamisch optimalen Bereich zwischen 6 und 8 °KW n. OT. Erst bei weiterer Erhöhung des Restgasgehalts kann die längere Entflammungsphase nicht mehr kompensiert werden und der 50%-Umsatzpunkt verschiebt sich zu späteren Werten hin. Außerdem erhöht sich der COV-Wert (siehe Abschnitt 4.1) unter diesen Umständen sehr stark. Dadurch ist die Laufgrenze, also jene Grenze bei der COV einen bestimmten Wert übersteigt, auch einfach aufzufinden. Wichtig ist die Feststellung, dass sich der COV-Wert, also die zyklische Variation des indizierten Mitteldrucks bezogen auf den Restgasgehalt, deutlich früher stark erhöht als sich der 50%-Umsatzpunkt verschiebt. Selbst bei COV-Werten im zweistelligen Prozentbereich, welche für eine Kalibrierung im Fahrzeug vollkommen untauglich wären, lässt sich der 50%-Umsatzpunkt noch auf Werten unterhalb von 10°KW n. OT

halten. Dieses Phänomen wurde bei zahlreichen Messungen am Prüfstand und an verschiedenen Motoren beobachtet und es darf daraus geschlossen werden, dass es eine gewisse Allgemeingültigkeit besitzt. Für die gleichen Messpunkte wie in Abb. 5.20 betrachtet, sollen nun die zugehörigen COV-Werte aufgetragen werden.

Bis etwa 24% Restgasgehalt erhöhen sich die COV-Werte sehr moderat. Bei weiterer Erhöhung des Restgasgehalts kommt es dann zum beschriebenen sprunghaften Anstieg der COV-Werte, der deutlich hinter die Komfortgrenze dieses Betriebspunktes führt. Diese ist bei etwa 3% festgelegt. Während der 50%-Umsatzpunkt also noch bei Werten unter 10°KW n. OT gehalten werden kann, sind die COV-Werte bereits weit jenseits tolerierbarer Größenordnungen.

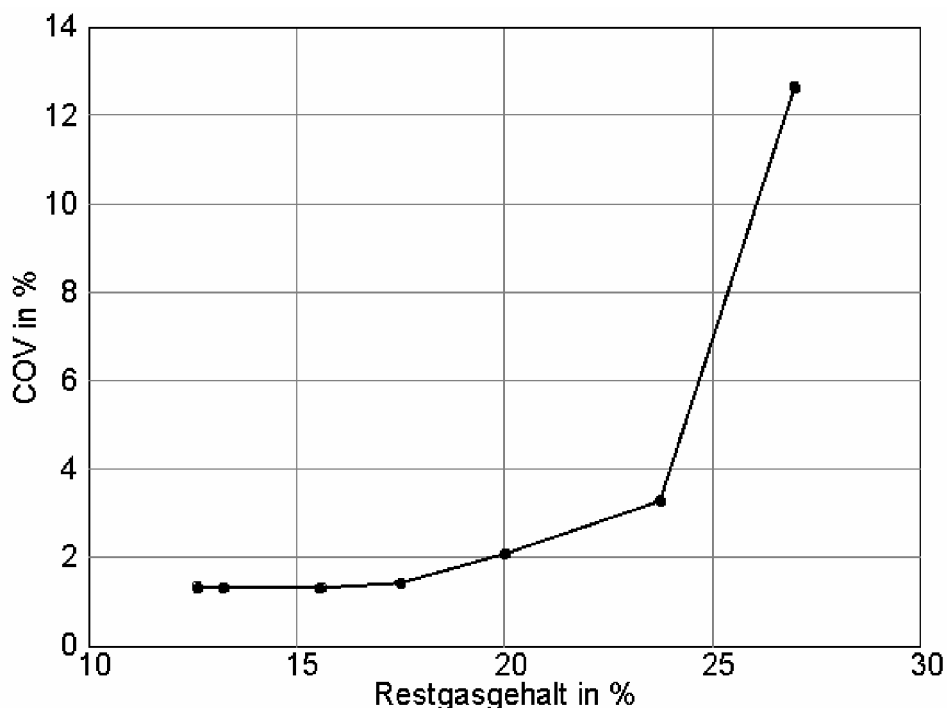


Abb. 5.21: COV-Messwert für verschiedene Restgasgehalte im Betriebspunkt 2000 1/min und 2bar effektivem Mitteldruck

Ein ähnliches Verhalten kann auch bei extern rückgeführtem Abgas beobachtet werden. Mit dem COV erhöht sich auch die mittlere Brenndauer sehr stark, da ein einziger Zyklus mit extremer Brenndauer ausreicht um den hier gezeigten Mittelwert über 300 Zyklen signifikant zu verändern. Typischerweise führen bei dieser Mittelung langsame und verschleppte Verbrennungsabläufe zu hohen COV-Werten. Daher ist der COV Wert nicht nur ein Maß für den Komfort, sondern auch für die Güte der Verbrennung. Es existiert ein starker Zusammenhang zwischen der zyklischen Variation und dem Hockdruckwirkungsgrad der Verbrennung. Ein Beispiel zeigt Abb. 5.22. Hier werden nochmals die gleichen Betriebspunkte betrachtet. Der spezifische Kraftstoffverbrauch ist nun die interessierende Messgröße. Obwohl der Ladungswechsel bei höheren Restgasgehalten deutlich effizienter durchgeführt werden kann, steigt der gemessene spezifische Verbrauch im letzten Punkt wieder an.

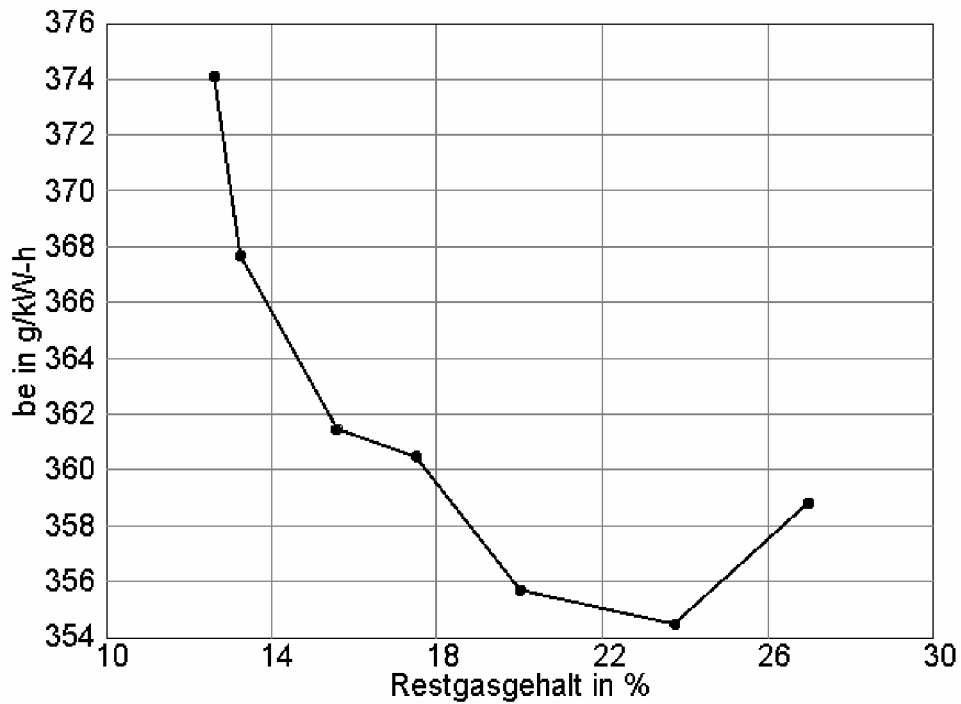


Abb. 5.22: Messung des spezifischen Verbrauchs für verschiedene Restgasgehalte im Betriebspunkt 2000 1/min und 2bar effektivem Mitteldruck

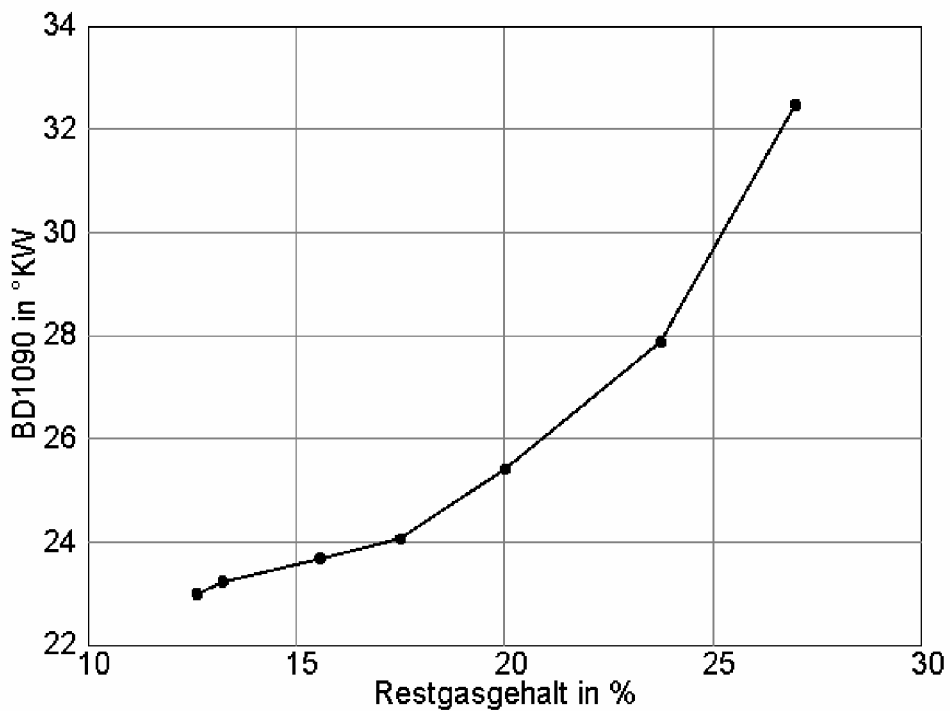


Abb. 5.23: Messung der Brenndauern zwischen 10 und 90% Energieumsatz für verschiedene Restgehalte im Betriebspunkt 2000 1/min und 2bar effektivem Mitteldruck

Die Verschiebung des 50%-Umsatzpunktes kann nicht die Ursache dafür sein, da diese nur minimal ist und sich die Werte noch immer unter 10°KW n. OT befinden. Die gesunkene Qualität der Verbrennung muss sich daher – vorausgesetzt die Rate des umgesetzten Kraftstoffs ist konstant geblieben – in der Brenndauer niederschlagen. Der positive Effekt des effizienteren Ladungswechsels wird durch die Erhöhung der Brenndauer deutlich überkompensiert und der spezifische Verbrauch steigt um über 1% bezogen auf den niedrigeren Restgasgehalt des vorangegangenen Messpunktes an.

Einen ähnlichen Verlauf nimmt der Formparameter des Vibe-Ersatzbrennverlaufs. Generell kann man sagen, dass mit steigendem Restgasgehalt der Formfaktor kleiner wird. Seine Auswirkungen auf den Zylinderdruckverlauf und auf die Verbrennung sind nicht so signifikant wie die der Brenndauer. Die Ventilsteuerbreite (VSB), also der Kurbelwinkelabstand vom Öffnen bis zum Schließen des Ventils, hat ebenfalls Auswirkungen auf den Formparameter. VSB und Formparameter sind direkt proportional. Es handelt sich jedoch nur um einen schwachen Einfluss. Eine genaue Untersuchung hat ergeben, dass der Formfaktor für alle Ventilhubkurven für den untersuchten Motor in allgemeiner Form mit ausreichender Genauigkeit angegeben werden kann. Die Gleichung für den Formparameter in Abhängigkeit vom Restgas lautet:

$$m = -0.0033 \cdot RTG^2 + 0.028 \cdot RTG + 3.1021 \quad (5.40)$$

Diese Gleichung wurde aus etwa 50 Messreihen mit 7 unterschiedlichen Ventilhubkurven an einem 1.8-Liter-Vierzylindermotor mit je 2 Einlass- und 2 Auslassventilen statistisch ermittelt. Sie ist rein empirisch, stellt jedoch eine gute Ausgangsbasis für eine erste Vorausberechnung dar. Versuche mit anderen Vierzylindermotoren im Hubraumsegment von 1.2 bis 2.2 Litern haben ergeben, dass auch für diese mit Gl. (5.40) gute Ergebnisse erzielt werden.

Abb. 5.24 dokumentiert größtmögliche Unterschiede zwischen Gl. (5.40) und den durchgeführten Messungen. Durch eine rechnerische Überprüfung kann man sich davon überzeugen, dass diese Unterschiede jedoch nur untergeordneten Einfluss auf die Vorhersage von spezifischem Verbrauch, Zylinderdruckverlauf und Abgastemperatur haben.

Auch die Brenndauererhöhung lässt sich sehr gut mit Hilfe von einfachen Polynomen abbilden. Im Unterschied zum Formparameter m kann hier allerdings keine einheitliche Gleichung für verschiedene Ventilhubkurven angegeben werden. Neben dem Restgasgehalt hat vor allem die VSB der gewählten Einlassventilhubkurve entscheidenden Einfluss auf die Brenndauer.

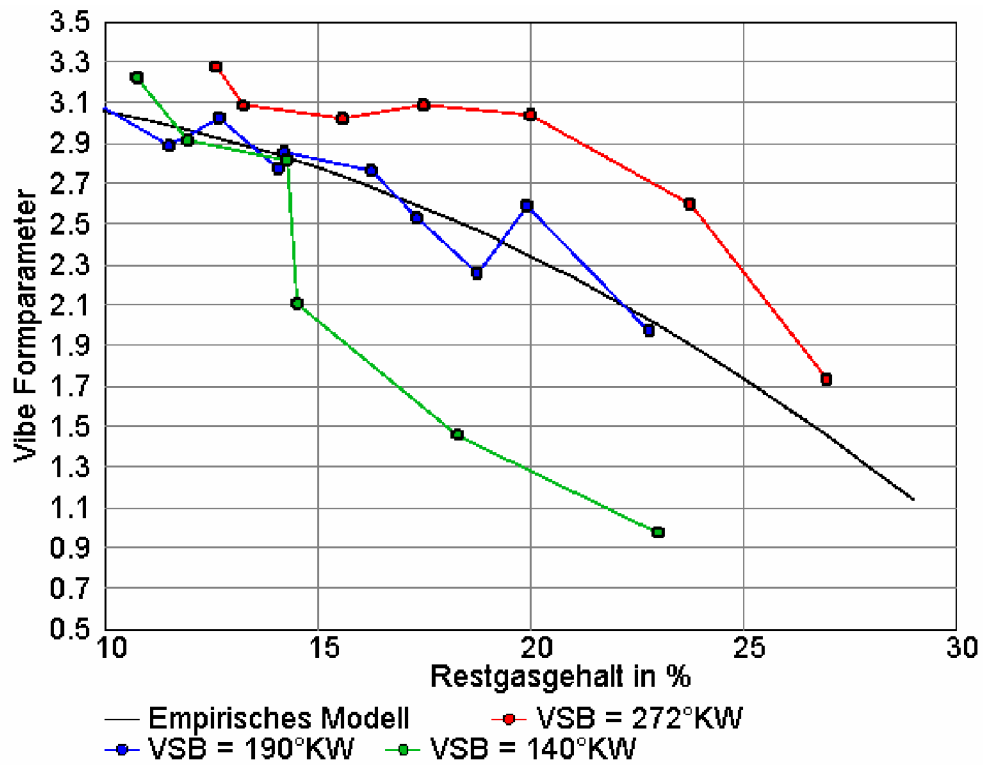


Abb. 5.24: Formparameter über Restgasgehalt für verschiedene Steuerbreiten

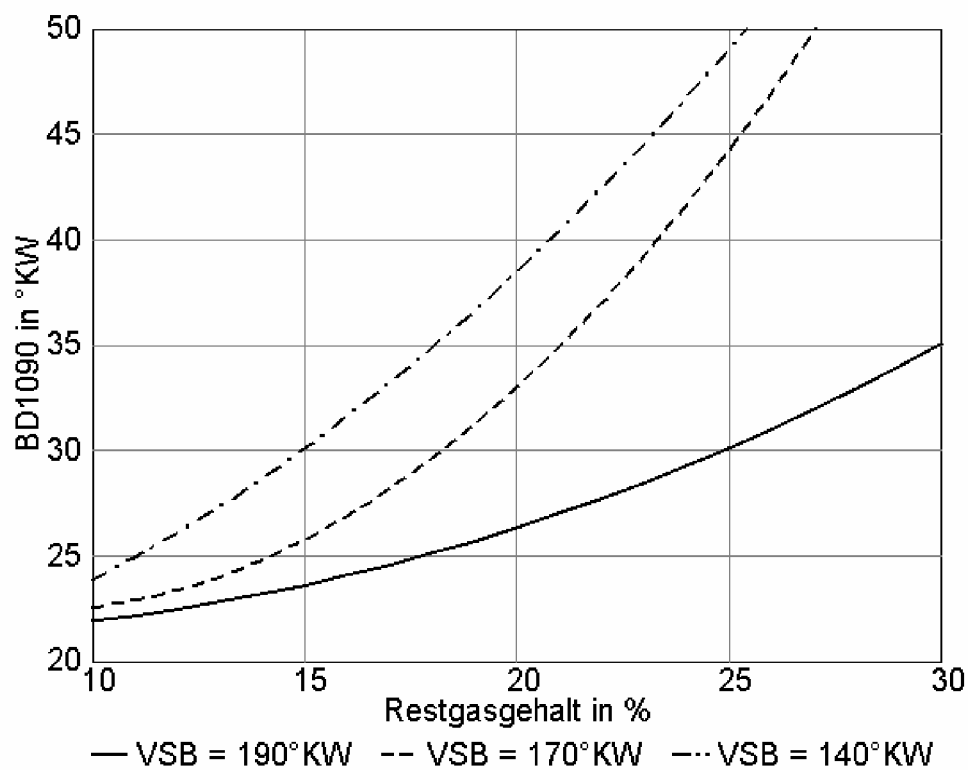


Abb. 5.25: Brenndauer über Restgasgehalt abhängig von der Steuerbreite

Wenn die Brenndauer (10 bis 90% Energieumsatz) über 50°KW ansteigt, sind die Kurven aus Abb. 5.25 nicht mehr definiert. Der Motor wäre in diesem Bereich nicht

mehr lauffähig, da der starke Brenndaueranstieg vor allem aus einer erhöhten zyklischen Variation kommt. Für den Bereich unterhalb dieses Wertes lassen sich drei Gleichungen angeben, die in Abhängigkeit von der Ventilsteuerbreite VSB die Brenndauer abhängig vom Restgasgehalt vorausberechnen:

$$BD_{1090} = 0.0216 \cdot RTG^2 - 0.2098 \cdot RTG + 21.882 \quad (5.41)$$

für $190^\circ\text{KW} < \text{VSB} < 270^\circ\text{KW}$

$$BD_{1090} = 0.0805 \cdot RTG^2 - 1.3705 \cdot RTG + 28.204 \quad (5.42)$$

für $\text{VSB} = 170^\circ\text{KW}$

$$BD_{1090} = 0.043 \cdot RTG^2 - 0.1729 \cdot RTG + 17.816 \quad (5.43)$$

$\text{VSB} = 140^\circ\text{KW}$

Bis zu einer Steuerbreite von etwa 190°KW können keine nennenswerten Auswirkungen auf die Güte der Verbrennung beobachtet werden. Unterhalb dieses Wertes kommt es zunächst zu einem starken Ansteigen der Brenndauer. Verkürzt man die Steuerbreite weiter, so fällt der zusätzliche Anstieg moderat aus. Insgesamt befindet sich die Brenndauer jedoch bereits auf einem sehr hohen Niveau mit Werten von über 40°KW . Im Simulationsmodell wird oberhalb von 190°KW VSB mit Gl. (5.41) gerechnet. Bei kleineren Werten interpoliert das Modell zwischen den Gl. (5.42) und (5.43). Einen Vergleich zwischen dem Modell und den Messdaten zeigt folgendes Bild.

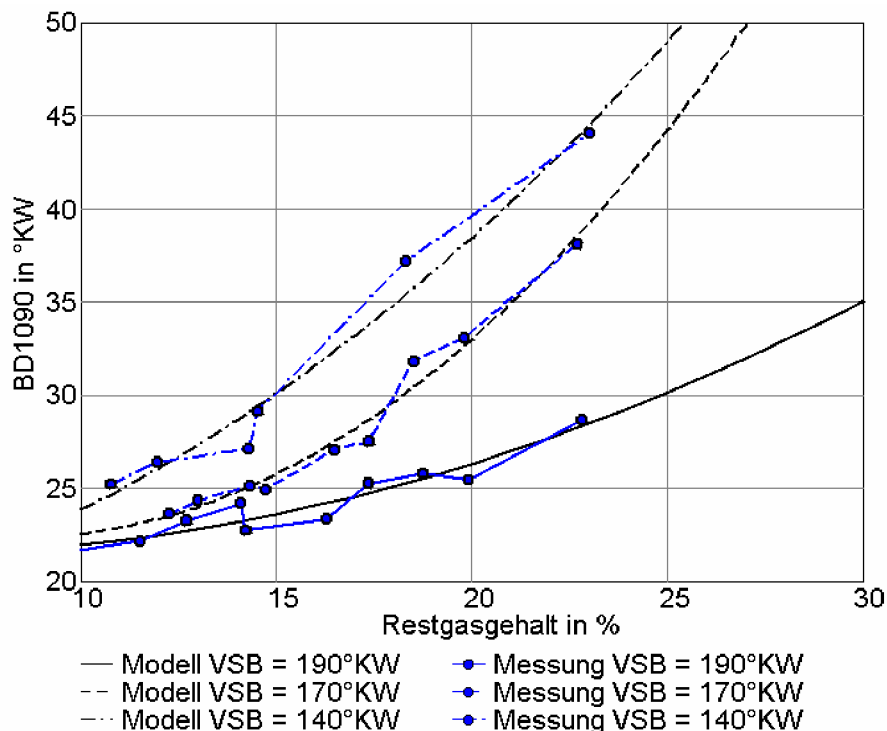


Abb. 5.26: Messwerte für die Brenndauer über dem Restgasgehalt

Zusammenfassend kann über diesen Abschnitt Folgendes gesagt werden:

- Der 50%-Umsatzpunkt kann auf einen Wert von etwa 8°KW n. OT gesetzt werden. Ideal ist das Vorhandensein einer Messreihe zur Ermittlung der hinsichtlich Kraftstoffverbrauch optimalen Schwerpunktlage. Dieser Wert wird während der gesamten Simulation nicht verändert.
- Den Formfaktor m für den Vibe-Ersatzbrennverlauf errechnet man nach Gl. (5.40). Er kann für alle Ventilhubkurven verwendet werden.
- Die Brenndauern können in Abhängigkeit vom Restgasgehalt und der VSB über die Gln. (5.41) bis (5.43) ermittelt werden.

Diese Berechnungsvorschrift kann von 1500 1/min bis 3000 1/min über einen Lastbereich von 1 bis 3bar effektivem Mitteldruck angewendet werden. Sie ist deshalb so einfach, weil sie auf einer mathematischen Analyse zahlreicher Messungen und nicht primär auf physikalischen Zusammenhängen basiert. Natürlich werden viele Phänomene wie beispielsweise die Ladungsbewegung im Zylinder dadurch nicht abgebildet. Nichtsdestoweniger ist eine brauchbare Vorausberechnung mit diesen Gleichungen möglich. Das liegt daran, dass sich die Gleichungen, obwohl sie statistisch ermittelt wurden, an physikalischen Gegebenheiten orientieren. Der Restgasgehalt im Zylinder ist eine signifikante Größe, die den Brennverlauf und vor allem die Brenndauer beeinflusst. Die Plausibilität des Ansatzes ist daher leicht einzusehen. Sicherlich gelten obige Gleichungen nicht für jeden Motor, versetzen den Anwender aber in die Lage sich einen Überblick zu verschaffen. Selbst wenn noch keine Messdaten vorhanden sind, kann damit eine Vorausberechnung durchgeführt werden, ohne dabei grundlegende Fehler zu machen.

Dieses Modell wurde für eine ganz besondere Simulationsaufgabe entwickelt; die Simulation von variablen Einlassventilhubkurven in der Teillast. Hauptziel war eine Methode darzustellen, mit deren Hilfe eine schnelle und realistische Abbildung des gesamten Phasenstellerkennfeldes möglich ist. Das wurde mit einer mathematischen Formulierung der Verbrennung basierend auf physikalischen Haupteinflüssen und unter Zuhilfenahme eines Ersatzbrennverlaufs erreicht. Klarerweise müssen dabei Abstriche in der Genauigkeit hingenommen werden. Diese wiegen jedoch nicht schwer, solange es gelingt die relativen Änderungen im Kraftstoffverbrauch hinreichend genau darzustellen. Unter hinreichend genau ist in diesem Zusammenhang eine Abweichung der relativen Werte um maximal $\pm 2\%$ zu verstehen. Damit ist es möglich nicht nur optimale Hubkurven und Steuerzeiten zu finden, sondern auch das dadurch eröffnete Potenzial anzugeben.

Die Darstellung der in diesem Abschnitt definierten Phasensteller-Diagramme erfordert einen sehr hohen numerischen Aufwand. Um ein solches Diagramm zu erzeugen sind pro Lastpunkt mehr als 60 Gitterpunkte zu berechnen. Eine ideale Berechnungsvorschrift sollte daher möglichst einfach, leicht übertragbar und ohne großen Aufwand modifizierbar sein. Durch die in Abb. 5.25 und 5.26 dargestellten Zusammenhänge erhält man zunächst einen Überblick, wie die Situation in etwa

aussehen könnte. Vor einer Entscheidung für eine bestimmte Technik ist aber eine gezielte Vermessung mit wenigen Hubkurven entlang des Restgasgradienten in jedem Fall anzuraten um gegebenenfalls eine Modifikation der Gleichungen durchzuführen.

5.3.5 Anpassung des Wandwärmeüberganges

Das in Abschnitt 5.2.3 vorgestellte Wandwärmemodell funktioniert streng genommen nur für konstante Steuerzeiten korrekt. Sobald man die Steuerzeiten verändert, sorgt eine geänderte Ladungsbewegung im Brennraum auch für andere Wandwärmeübergangsbedingungen. Als Grundregel kann man sagen: je kleiner die Ventilhubkurve und damit je kürzer die VSB ist, umso geringer wird auch die Ladungsbewegung im Brennraum. Auf die Verbrennung wirkt sich dieser Umstand in der Regel eher negativ aus. Es entstehen größere Zündverzögerungen und auch die Stabilität des Brennverfahrens nimmt ab, was sich in erhöhten COV-Werten zeigt. Um diesem Umstand zu begegnen muss häufig der interne Restgasgehalt reduziert werden. Diese Maßnahme wirkt zwar auf die Verbrennung stabilisierend, erhöht jedoch die Pumparbeit des Motors. Es gibt jedoch auch einen Vorteil des veränderten Strömungsfeldes. Durch die geringeren Geschwindigkeiten im Brennraum und vor allem durch das schnellere Zerfallen aller Strömungsformen sinkt auch der Wandwärmeübergang. Das vorgestellte empirische Verbrennungsmodell kann aufgrund seiner Konstruktion diesem Umstand nicht Rechnung tragen. Daher ist es erforderlich den Wandwärmeübergang in geeigneter Weise zu skalieren um aus dem Gesamtprozess den richtigen spezifischen Verbrauch errechnen zu können.

Die Skalierung erfolgt sehr einfach über einen Multiplikator, mit dem der gesamte Wärmestrom beeinflusst werden kann. Die Ermittlung der Skalierungsvorschrift erfolgte unter Zuhilfenahme von zahlreichen Messdaten am Rechner. Dabei wurde davon ausgegangen, dass sich die Triebwerksreibung für unterschiedliche Ventilhubkurven nicht ändert. Mit Hilfe von Hochdruckindizierungen konnten Ersatzbrennverläufe für die Simulation bestimmt werden. Der Multiplikator des Wandwärmeüberganges musste nun so lange verändert werden, bis der spezifische Verbrauch mit der Messung übereinstimmte. Diese Vorgehensweise führte auf die in Abb. 5.27 dargestellten Werte.

Je kürzer die Ventilsteuerbreite ist, umso niedriger muss der Skalierungsfaktor für den Wandwärmeübergang angesetzt werden. Das ist ein plausibles Ergebnis, da aus Untersuchungen der Brennraumströmung bekannt ist, dass der Schließzeitpunkt der Einlassventile maßgeblich die Intensität der Turbulenz zum ZZP bestimmt [24]. Die nachfolgende Verbrennung weist infolge der geringen Ladungsbewegung zwar weniger Restgasverträglichkeit auf, hat jedoch aus dem gleichen Grund weniger Verluste über die Brennraumwände. Die maximale Änderung im Wandwärmemultiplikator wirkt sich auf den spezifischen Verbrauch im Ausmaß von etwa 3 bis 4% aus. Dieser systematische Fehler kann durch Anwendung der gezeigten Skalierung leicht umgangen werden.

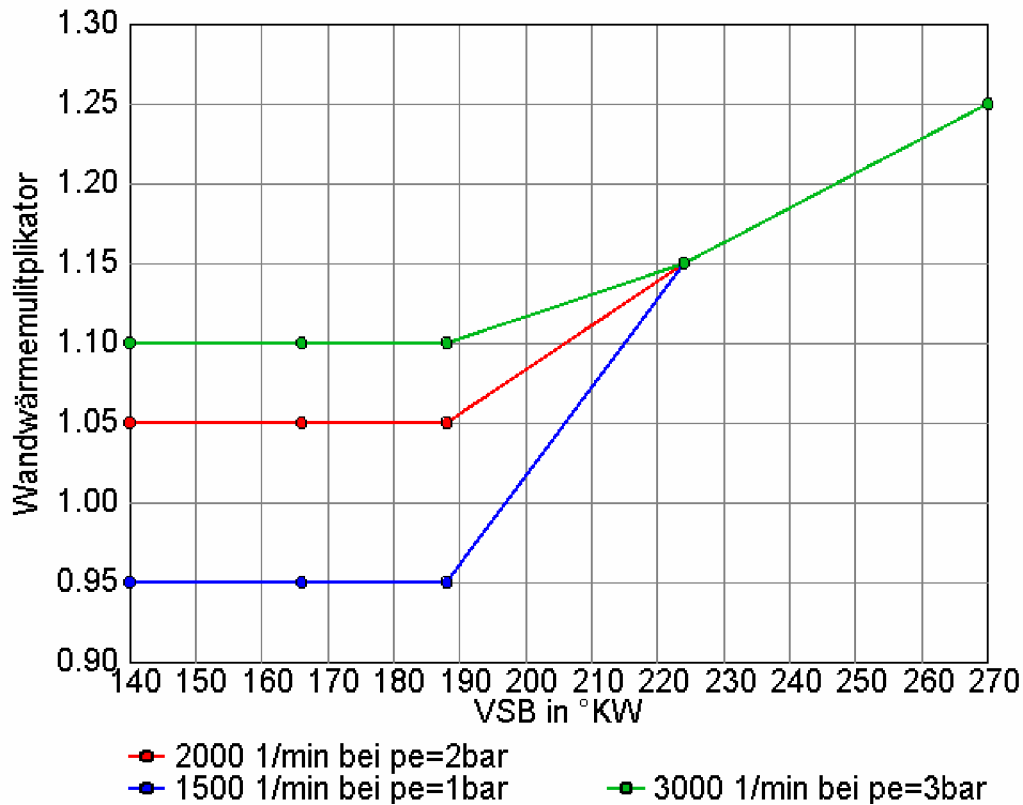


Abb. 5.27: Multiplikator für den Wandwärmeübergang über der Ventilsteuerbreite

5.4 Triebwerksreibung

Zur Bestimmung der Reibleistung gibt es eine Vielzahl von Verfahren. Sie alle sind mit mehr oder weniger großen Ungenauigkeiten verbunden. Das liegt zum einen daran, dass es sehr schwierig ist, die Reibung einzelner Komponenten des Motors unter den im Betrieb auftretenden Randbedingungen zu bestimmen. Zum anderen liegt aber auch die Streuung von Motor zu Motor auf nicht zu unterschätzendem Niveau, da sich hier alle Ungleichheiten der Produktion, wie Maßhaltigkeit und Spiele einander addierend auswirken können. Der Reibleistungsunterschied zwischen zwei Motoren gleicher Bauart kann durchaus bis zu 10 Prozent betragen [14]. Für die Prozesssimulation stellt diese Tatsache ein nicht zu unterschätzendes Hindernis dar. Zur genauen Berechnung des motorischen Prozesses ist die Kenntnis der Motorreibung unabdingbar. Ein Fehler in dieser Hinsicht, wirkt sich nicht nur auf die berechneten Drehmomente, sondern auch auf den Druckverlauf im Zylinder aus. Durch den höheren Reibverlust werden alle wichtigen Daten des Ladungswechsels verfälscht. Im Teillastbetrieb führt eine höhere Motorreibung zu höheren Saugrohrdrücken und damit zu geringeren Pumpverlusten. Der sich als Folge davon einstellende Restgasgehalt wird ebenfalls verändert.

Während im Vollastbetrieb die Reibung des Motors nur einen kleinen Teil des gesamten Energieumsatzes ausmacht, beträgt ihr Anteil im unteren Teillastbetrieb bis zu 30 Prozent. Dementsprechend stark wirken sich Fehler beim Reibmitteldruck

aus. Eine genaue Berechnung des Kraftstoffverbrauchs ist folglich bei großer Streuung der Reibwerte nahezu unmöglich.

Liegen keine detaillierten Reibleistungsmessungen vor, so wird häufig der indizierte Reibmitteldruck des Motors verwendet. Diesen erhält man durch Subtraktion des effektiven Mitteldrucks, der aus der abgegebenen Wellenleistung berechnet wird, vom indizierten Mitteldruck. Das Verfahren ist einfach und leicht anwendbar. Der wesentliche Nachteil besteht in der Tatsache, dass der Druck im Zylinder während der Gaswechselphase nur sehr schwierig ausreichend genau zu messen ist. Der thermische Schockzustand, in dem sich der Drucksensor unmittelbar nach der Verbrennung noch befindet, führt zu einer Drift des Messsignals. Dadurch wird der Pumpverlust verfälscht und in der Folge der indizierte Mitteldruck falsch angegeben.

Eine weitere einfache Methode besteht darin, den Schleppleistungsbedarf des Motors zu ermitteln. Dabei ist speziell darauf zu achten, dass der Motor Betriebstemperatur hat. Die Messung startet unmittelbar nach stationärem Vollastbetrieb bei Nenndrehzahl. Dazu wird die Kraftstoffzufuhr unterbrochen. Es sollte möglichst rasch gemessen werden, um den Einfluss der sinkenden Wasser- und Öltemperaturen klein zu halten. Aus diesem Grund misst man auch beginnend mit der Nenndrehzahl zu kleineren Drehzahlen hin. Trotzdem kann eine Abkühlung von Wasser und Öl nicht vollständig kompensiert werden. Um verschiedene Messungen vergleichbar zu machen empfiehlt sich daher diese Messung nach einer vorher definierten Prozedur ablaufen zu lassen. Hierin wird festgelegt, welche Öl- und Wassertemperaturen vor Beginn der Messung herrschen müssen bzw. wie groß der zeitliche Abstand zwischen den einzelnen Messungen ist. Die Reibmessungen zu dieser Arbeit wurden einer solchen hausinternen Prozedur folgend durchgeführt. Während der gesamten Messung bleibt die Drosselklappe vollständig offen und das Schaltaugrohr, falls vorhanden, in unveränderter Position. Aus der gewonnenen Schleppleistung wird ein Schlepptomitteldruck errechnet. Dieser beinhaltet den Reibmitteldruck und den indizierten Mitteldruck des geschleppten Motors. Mit Hilfe der Motorprozessrechnung wird nun der indizierte Mitteldruck der geschleppten Maschine bei gleichem Betriebszustand ermittelt und vom gemessenen Schlepptomitteldruck subtrahiert. Die so erhaltenen Reibmitteldruckwerte spiegeln die Verhältnisse beim Teillastbetrieb des Motors sehr gut wider.

Deutlich erkennt man in Abb. 5.28 den relativ starken Gradienten der Öltemperatur über der Drehzahl. Dieses Verhalten ist erwünscht, da es die Verhältnisse im Motor widerspiegelt. Bei der Messung ist darauf zu achten, dass der Verlauf der Öltemperatur reproduzierbar ist. Das wird durch die eingangs beschriebene Messprozedur erreicht. Die Wassertemperatur zeigt weniger Schwankung, da sie über den Thermostat geregelt ist. Bei 3000 1/min bewirkt das Schließen des Thermostats einen erneuten Anstieg der Kühlmitteltemperatur. Gleichzeitig wird dadurch das Absinken der Öltemperatur gebremst.

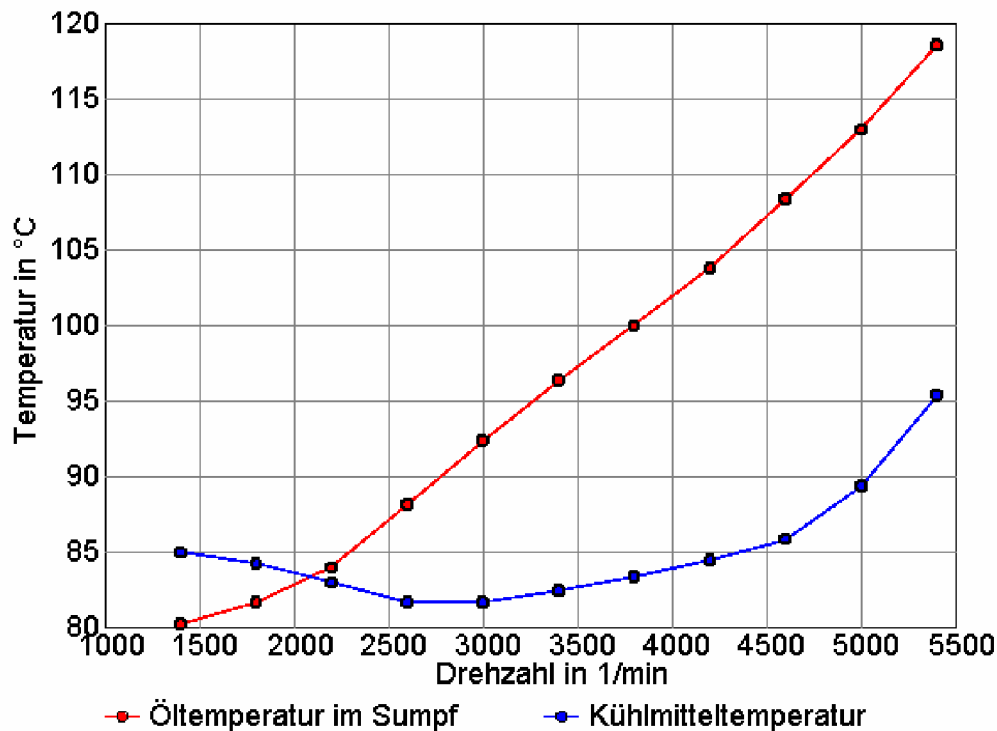


Abb. 5.28: Temperaturen von Motoröl und Kühlflüssigkeit beim Schleppversuch

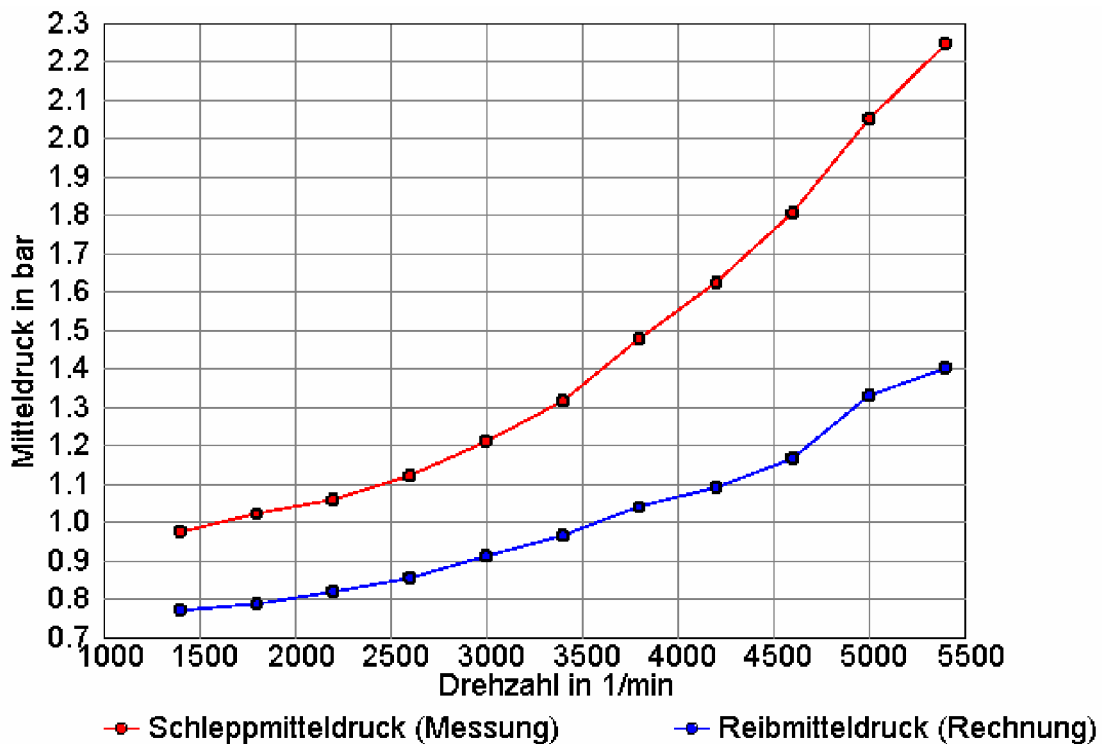


Abb. 5.29: Einfluss des Ladungswechsels bei geschleppter Maschine

Der zugehörige Schleppmitteldruck ist in Abb. 5.29 dargestellt. Nach dem oben beschriebenen Verfahren wurde zunächst der Ladungswechsel-Mitteldruck berechnet und anschließend vom Schleppmitteldruck subtrahiert. Der Abstand zwischen den beiden Kurven repräsentiert den Verlust durch den Gaswechsel.

Entgegen der häufig getroffenen Annahme, dass dieser bei niedrigen Drehzahlen nahezu Null wäre, zeigt das Bild, dass ein erheblicher Anteil der Schleppleistung auf den Ladungswechsel entfällt. Das liegt vor allem an der deutlich größeren Ausschleibe-Arbeit des ungefeuerten Motors im Vergleich zum gefeuerten.

Am untersuchten Motor sind die Ladungswechsel-Verluste bis etwa 3000 1/min konstant und steigen mit zunehmender Drehzahl dann progressiv an. Das Reibungsniveau liegt insgesamt auf recht niedrigem Niveau. Das ist insbesondere dann bemerkenswert, wenn man bedenkt, dass der Motor mit einem Tassenstößel-Ventiltrieb ausgestattet ist, der hinsichtlich Reibung eine schlechtere Ausgangsposition hat als die häufig verwendeten Rollenschlepphebel-Varianten. Die gezeigte Reibmitteldruckkurve wurde direkt in die Simulationssoftware übernommen und bei allen Berechnungen verwendet.

Aus Reibleistungsuntersuchungen weiß man, dass die ermittelte Reibung häufig eine mehr oder weniger starke Abhängigkeit vom Mitteldruck aufweist [7]. Am untersuchten Motor konnte dieser Trend jedoch nicht nachgewiesen werden. Neuere Untersuchungen zu diesem Thema bestätigen die vorliegenden Ergebnisse [14]. Demnach wird die Reibleistung maßgeblich von der Temperatur des Wassers und des Öls bzw. von der Drehzahl beeinflusst. Dem eingestellten Mitteldruck wird nur eine untergeordnete Rolle zugeschrieben. Der Lasteinfluss beträgt laut [14] etwa 1% des effektiven Mitteldrucks. In einem Zahlenbeispiel bedeutet das, dass sich der Reibmitteldruck bei einer Laststeigerung von 2 bar auf 4 bar effektiven Mitteldruck um 0.02 bar vergrößert. Für eine Drehzahl von 2000 1/min und einen angenommenen Reibmitteldruck von 0.8 bar entspricht das einer Vergrößerung der Reibung um 2.5%. Die Streuung der Motoren einer Baureihe untereinander wurde in [14] vermessen und ist um eine Größenordnung höher. Der Lasteinfluss kann daher ohne nennenswerten Qualitätsverlust in der Modellierung vernachlässigt werden.

6 Motorprüfstand

6.1 Versuchsträger

Die diese Arbeit begleitenden umfangreichen Messreihen konnten unter ganz besonders günstigen Umständen durchgeführt werden. Während der gesamten Prüfstandszeit (über 18 Monate) kam derselbe Motor am selben Prüfstand zum Einsatz. Dadurch ist ein Maximum an Vergleichbarkeit gewährleistet. Vor allem im Hinblick auf das manchmal zu untersuchende Potenzial einer Verbrauchsreduktion von wenigen Prozent wirkt sich die Streuung von Motor zu Motor ganz erheblich nachteilig auf die Belastbarkeit der Messergebnisse aus. Um eine weitere Fehlermöglichkeit auszuschließen ist nach dem Einlauf des Motors durch periodische Rückmessungen sichergestellt worden, dass die Maschine ihre Eigenschaften über der Laufzeit nicht verändert hat. Vor allem die Reibung unterliegt gewissen Schwankungen über der gesamten Betriebszeit eines Motors.

Die ausschließliche Analyse der Verbrauchsdaten ist daher bei einem derart langen Versuchsprogramm nicht zulässig. Der verwendete Motor mit der internen Bezeichnung Z18XEQ hat seine thermodynamischen und tribologischen Eigenschaften über das gesamte Versuchsprogramm nicht nennenswert verändert. Ausgesuchte Messungen von Teillastnormpunkten konnten auch am Ende des Messprogramms mit einer Abweichung von weniger als 1% wiederholt werden.

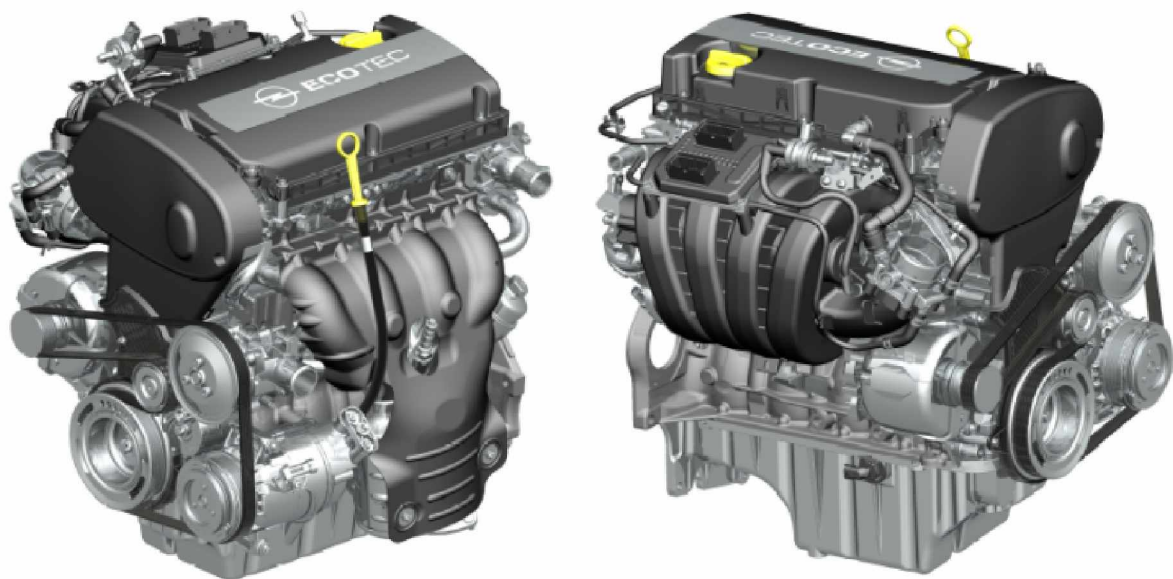


Abb. 6.1: Ansicht des Versuchsmotors aus [3], links mit Blick auf die Abgasseite, rechts mit Blick auf die Ansaugseite

Eine Gesamtansicht des Motors zeigt Abb. 6.1. Neben dem zweistufigen Schaltsaugrohr mit Walzenschaltung und der vollkommen internen Abgasrückführung ist vor allem die doppelte Nockenwellenverstellung als wichtige

Technik zu nennen. Beide obenliegenden Nockenwellen können unabhängig voneinander über hydraulische Flügelzellenversteller positioniert werden. Der Versuchsträger repräsentiert einen Vorserienstand des neuen 1.8-Liter-Motors der Firma GM Powertrain Europe Germany GmbH, der ausführlich in [3] beschrieben ist. Es handelt sich dabei um die 3. Generation der saugrohreinspritzenden Familie-1-Motoren, die durch einen Zylinderabstand von 86 mm gekennzeichnet sind. Tab. 6.1 fasst die Eckdaten des Motors zusammen.

Motorbauart		1.8 l - 4V Generation 3
Motorhubvolumen	cm ³	1796
Zylinderabstand	mm	86
Bohrung	mm	80.5
Hub	mm	88.2
Hub-Bohrungs-Verhältnis		1.1
Pleuellänge	mm	129.75
Pleuelmasse	g	421
Schubstangenverhältnis		0.314
Hublager - Durchm./Breite	mm	43 / 17
Hauptlager - Durchm./Breite	mm	55 / 19
Kolbenbolzendurchmesser	mm	19
Kolbenmasse	g	220
Einlassventil-Durchmesser	mm	31.2
Auslassventil-Durchmesser	mm	27.5
Ventilhub Einlass / Auslass	mm/mm	9.0 / 8.5
Verstellwinkel Nockenwelle E/A	°KW	60/45
Verdichtungsverhältnis		10.5
max. Drehmoment bei Drehzahl	Nm 1/min	175 3800
Nennleistung bei Drehzahl	kW 1/min	103 6300
Motorsteuerung		Siemens Simtec 75.1/75.3
Kraftstoffqualität	ROZ	91/ 95 / 98
Abgasnachbehandlung		motornaher Dreiwege- Katalysator
Abgasgrenzwerte		EU IV
Motormasse (DIN 70020)	kg	118

Tab. 6.1: Grunddaten des Versuchsmotors

Durch die kontinuierlich verstellbaren Nockenwellen war dieser Motor ideal für Versuche mit variablen Ventilhubkurven geeignet. Dazu musste lediglich die jeweils gewünschte Nockenwelle in der richtigen Position eingebaut werden. Mit Hilfe der Flügelzellen-Versteller konnte anschließend innerhalb ihrer Verstellwinkel jede beliebige Spreizung eingestellt werden. Der Basismotor verfügt über eine außergewöhnlich große Verstellung der Einlassnockenwelle von 60°KW, die zur Reduktion des Kraftstoffverbrauchs in der Teillast verwendet wird. Dieser Umstand erleichterte die Arbeit zusätzlich, da gerade für Ventilhubverläufe mit sehr kurzer

VSB ein großer Phasensteller-Bereich notwendig ist, um sowohl den Volllast- als auch den Teillastbetrieb optimieren zu können. Nockenwellen mit sehr kurzer VSB konnten so ohne zusätzlichen Umbau in einem Ablauf vermessen werden.

Der Motor wurde zunächst in der Basiskonfiguration eingefahren und vermessen. Danach erfolgte schrittweise der Umbau auf im Sinne des Maximalhubes kleinere Einlassnockenwellen. Die Auslassnockenwelle blieb während des gesamten Versuchs unangetastet. Alle vermessenen Einlassnockenwellen gehorchen einem Konstruktionsprinzip, welches im nachfolgenden Abschnitt kurz erläutert werden soll.

6.2 Konstruktion der Ventilerhebungskurven

Der Ventiltrieb eines Verbrennungsmotors ist ein sehr komplexes technisches System. Es treten stark unterschiedliche Betriebszustände auf. Vor allem im Kaltstartbetrieb werden die Ventile sehr schnell heiß, während der Zylinderkopf wesentlich länger braucht um auf Betriebstemperatur zu kommen. Eine kontinuierliche Änderung des Ventilspiels ist die Folge. Zwischen den Nocken und den Ventiltassen treten hohe Gleitgeschwindigkeiten auf. Der so genannte hydrodynamische Schmierkeil baut sich je nach Öltemperatur erst bei Drehzahlen zwischen 1000 und 1500 1/min auf, sodass bei niedrigeren Drehzahlen Mischreibung zwischen den bewegten Teilen auftritt. Während der Volllast kommt es zu hohem Wärmeeintrag in die Ventile und speziell am Auslassventil wird die ohnedies hohe Massenkraft von der Gaskraft noch überlagert. Die dabei auftretenden Kräfte können mehrere tausend Newton betragen. Trotz all dieser schwierigen Randbedingungen muss der Ventiltrieb immer einwandfrei funktionieren, da eine Fehlfunktion in der Regel zu kapitalen Motorschäden führt. Die Auslegung von Ventiltrieben erfordert nach wie vor ein hohes Maß an Expertenwissen. Diese betrifft vor allem die Auswahl der Materialien nach dem Gesichtspunkt von Reibung und Dauerhaltbarkeit. Aus diesem Grund ist es auch verständlich, dass die Auslegungskriterien bei der Konstruktion von Ventilhubkurven eher konservativ ausfallen. Es wird auf kleinstes Risiko hin ausgelegt. Kritische Größen wie maximale Beschleunigung oder minimale Federkraftreserve werden bei Ventilhubkurven für den Teillastbetrieb ebenso eingehalten wie bei den Standardhubkurven für die Volllast. Das ist auch vernünftig, da andernfalls, beispielsweise bei einem 2-stufigen Ventiltrieb, ein Schaltfehler sofort zur Zerstörung des Motors führen würde.

Bei der Konstruktion von Nockenformen für neue Ventilhubkurven gilt es geometrische und dynamische Randbedingungen einzuhalten. Diese wurden bei allen untersuchten Nockenformen angewandt. Das bedeutet, dass jede der vermessenen Ventilhubvarianten auch in einer Serie realisiert werden könnte. Eine Anpassung des Ventiltriebes wäre dazu nicht erforderlich.

Links in Abb. 6.2 ist die konstante Auslassventilerhebung dargestellt und auf der rechten Bildseite eine Schar von Einlassventilerhebungen. Üblicherweise möchte man ein Ventilhubprofil immer möglichst füllig gestalten, also bei konstanter VSB einen großen maximalen Ventilhub erreichen. Das führt zu hohen Beschleunigungen

im Ventiltrieb. Auf der steigenden Flanke ist der begrenzende Faktor die maximale Pressung und auf der abfallenden Flanke die geringste Federkraftreserve, die ein Abheben des Ventils von der Nocke verhindern soll. Dadurch bleibt bei den kleineren Ventilhubkurven das Verhältnis von maximalem Ventilhub v_h zur Ventilsteuerbreite VSB keinesfalls konstant, sondern nimmt stetig ab.

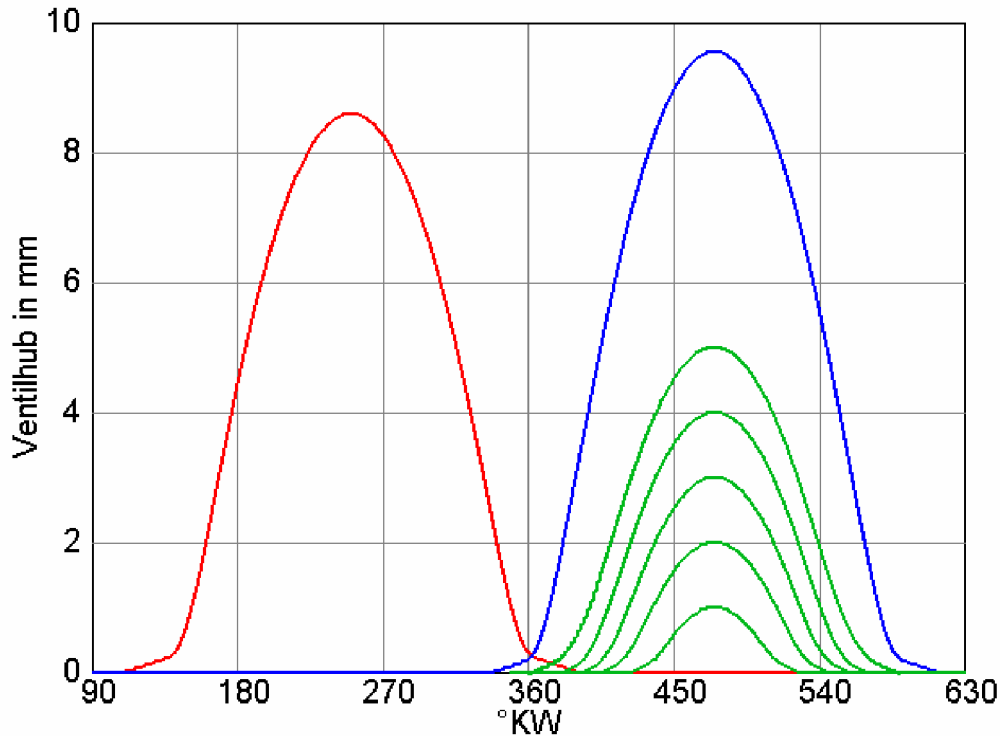


Abb. 6.2: Untersuchte Ventilhubvarianten, dargestellt bei gleicher Spreizung

Dieser Zusammenhang soll in Form einer mathematischen Beziehung wiedergegeben werden. Bei der Analyse von Ventiltriebssystemen ist es üblich die Beschleunigung in $\text{mm}/^\circ\text{KW}^2$ anzugeben. Die Beschleunigung a beim Öffnen eines Ventils setzt sich demnach aus dem maximalen Ventilhub und der halben Ventilsteuerbreite zusammen.

$$a_1 = 2 \cdot \frac{vh_1}{\left(\frac{VSB_1}{2}\right)^2} \quad (6.1)$$

Der maximale Ventilhub entspricht dabei dem zurückzulegenden Weg und da bei konstanter Nenn Drehzahl ausgelegt wird, ist VSB proportional zu der dafür benötigten Zeit. Die Forderung an die neue Ventilhubkurve ist nun, dass die Beschleunigung konstant bleibt.

$$a_1 = 8 \cdot \frac{vh_1}{VSB_1^2} = 8 \cdot \frac{vh_2}{VSB_2^2} = a_2 \quad (6.2)$$

Umformen und Auflösen führt unmittelbar auf den Zusammenhang

$$\frac{vh_1}{vh_2} = \frac{VSB_1^2}{VSB_2^2} \quad (6.3)$$

Die maximalen Hübe zweier Ventilhubkurven verhalten sich also unter der Bedingung nach Gl. (6.2) gleich zum Quadrat ihrer Ventilsteuerbreiten. Halbiert man den Ventilhub, so muss man die Steuerbreite durch $\sqrt{2}$ dividieren und erhält dadurch eine Verringerung auf etwa 71% des ursprünglichen Wertes. Diese Forderung ist von zentraler Bedeutung bei der Auslegung von Ventilhubkurven, da sie bei Hubverkleinerung immer auf Profile mit deutlich vergrößertem Verhältnis von VSB zu maximalem Ventilhub führt. In der Teillast ist dies jedoch ein unerwünschter Nebeneffekt, wie im Kap. 7 noch gezeigt werden wird.

6.3 Vergleich Messergebnisse mit Simulationsergebnissen

Bei jeder Simulation ist man bemüht, sobald erste Messergebnisse vorliegen, diese mit den errechneten Werten zu vergleichen. Ein solcher Abgleich kann auf mehreren Ebenen erfolgen. Die oberste Ebene bildet der Vergleich von integralen Werten wie Drehmoment oder Leistung und ist nur wenig aufschlussreich bezogen auf die Qualität eines Modells. Eine Ebene tiefer liegt der Vergleich von kurbelwinkelaufgelösten Werten wie dem Zylinderdruck. Mit dieser Art von Abgleich kann neben dem reinen Soll-Ist-Vergleich auch eine Ursachenanalyse durchgeführt werden. Die dritte Ebene des Abgleichs zieht schließlich nicht nur den Zylinderdruck, sondern eine Reihe von anderen Druckwerten aus dem Saug- und Abgasrohrsystem zum Vergleich heran. Sie alle wurden mit hochsensiblen Aufnehmern kurbelwinkelaufgelöst aufgezeichnet. Man spricht in diesem Zusammenhang von einer Niederdruckindizierung. Eine solche Niederdruckindizierung kann über sehr viele Unzulänglichkeiten des Computermodells Aufschluss geben. Sie ist daher hervorragend für einen genauen Abgleich der Modelle geeignet. Freilich hat auch diese Form des Modellabgleichs ihre Nachteile. Die Niederdruckindizierung ist eine hochkomplexe Messung. Der Druckaufnehmer generiert eine elektrische Ladung mit einer Empfindlichkeit im Bereich von 10 bis 50 $\mu\text{C}/\text{bar}$. Schon kleine Isolationsverluste können die Messung deutlich verfälschen. Eine mehr oder minder starke Sensordrift erschwert die Messwertaufnahme zusätzlich. Schließlich sind die Temperaturen im Abgassystem des Motors so hoch, dass auch eine Wasserkühlung nicht ausreicht um die Sensoren unterhalb ihrer maximalen Betriebstemperatur zu halten. Man bedient sich in diesem Fall eines so genannten Schaltadapters. Diese Geräte halten ähnlich der Blende eines Fotoapparats die heißen Gase von der Sensormembran fern. Wird eine Messung gestartet, öffnet der Adapter für die Zeit der Messung und schließt unmittelbar nachher die Messöffnung wieder ab. Diese Vorgehensweise schützt den Druckaufnehmer wirksam vor Überhitzung. Neben den hohen Temperaturen verfälschen vor allem Schwingungen das Messsignal. Dieser Fehler wird durch die Wasserkühlung der Sensoren noch verstärkt. Zusammenfassend kann man sagen, dass die korrekte Ausführung einer solchen

Messung viel Erfahrung erfordert. Selbst dann ist jedoch das Eliminieren von allen Quereinflüssen äußerst schwierig.

Aus diesen Gründen sollte bei der Abstimmung darauf geachtet werden, dass die globale Situation richtig nachgebildet wird. Das kann beispielsweise die Frequenz und die Periodendauer einer Schwingung sein, die Lage der Nulldurchgänge oder die maximalen Amplituden. Weniger interessant ist die absolute Druckhöhe, da es im Niederdruckbereich keine verlässliche Überprüfung und ggf. Korrektur des absoluten Wertes gibt. Ebenfalls von untergeordnetem Interesse sind jene Teile des Zyklus in einer Messung, die hochfrequente Anteile aufweisen. Hierbei handelt es sich meistens um Störgrößen, die zum Beispiel durch das Schließen der Ventile verursacht werden können.

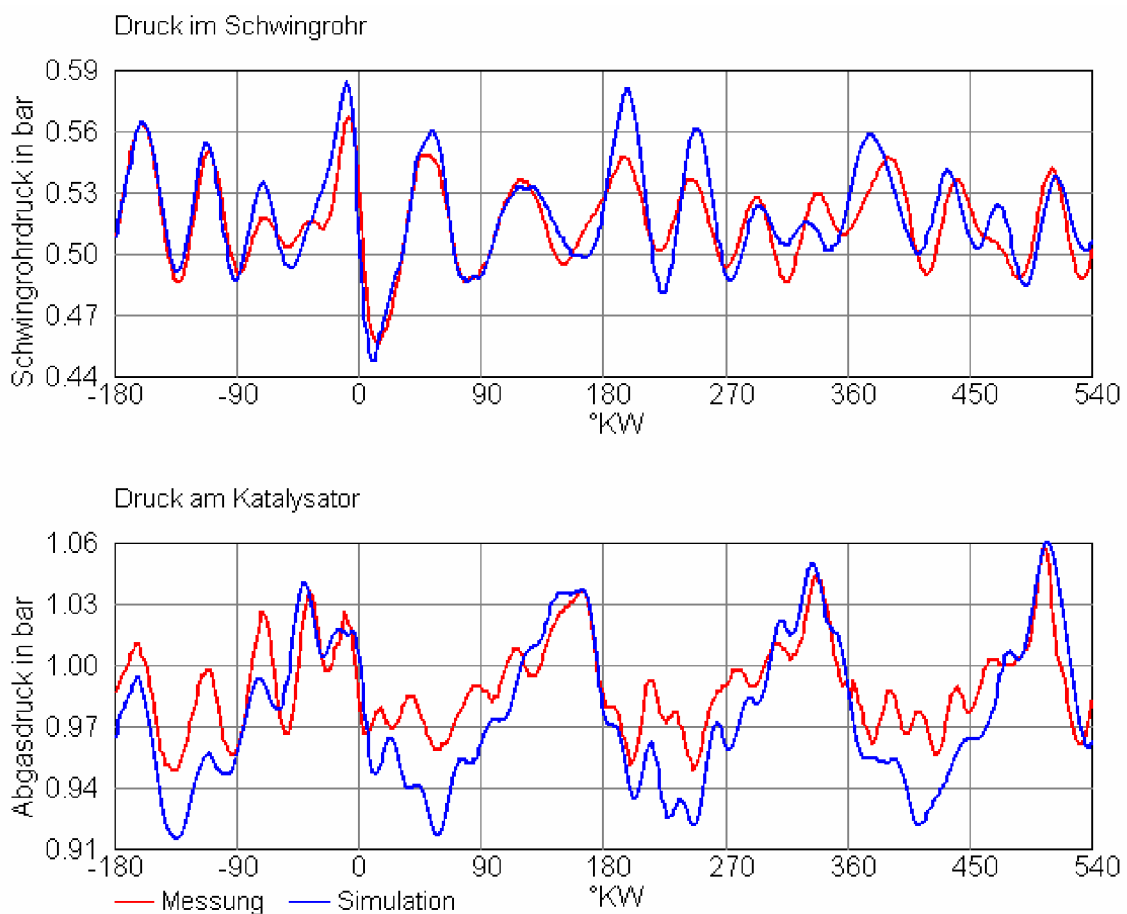


Abb. 6.3: Vergleich Niederdruckindizierung mit Simulation im Teillastbetriebspunkt 2000 1/min bei $p_e=2\text{bar}$

Für das vorhandene Simulationsmodell wurde mehrmals ein Abgleich mit Messdaten durchgeführt. Man kann dabei davon ausgehen, dass ein gut abgestimmtes Computermodell in einem anderen Betriebspunkt ebenfalls tadellose Ergebnisse liefert. Diese Annahme hat sich im Laufe dieser Arbeit auch bestätigt. Stellvertretend wird daher nur ein einziger Vergleich gezeigt. Der Motor wurde dabei mit der Nockenwelle mit $v_h=4\text{mm}$ aus Abb. 6.2 betrieben. Die Übereinstimmung im Schwingaugrohr darf als sehr gut bezeichnet werden. Das Modell war lediglich für

die Vollast abgestimmt worden. Eine weitere Modifikation der gasführenden Teile für den Teillastbetrieb ist offensichtlich nicht erforderlich. Der Vergleich der Druckwerte im Abgasstrang kurz vor dem Katalysator ist recht typisch. Die berechneten Werte weisen in der Regel eine etwas höhere Druckamplitude auf. Phase und Frequenz stimmen allerdings recht gut. Insgesamt belegt der Niederdruckabgleich, dass das Modell alle wesentlichen Phänomene gut abbildet.

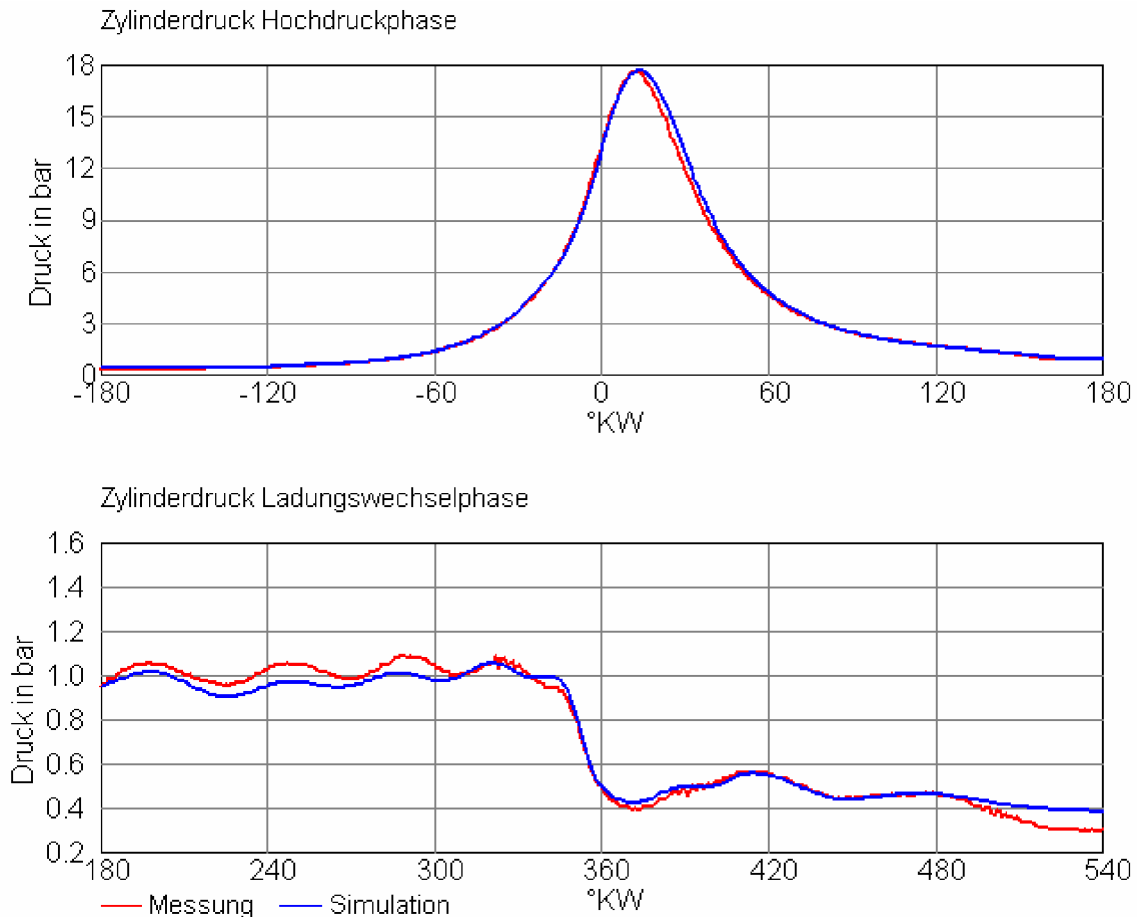


Abb. 6.4: Vergleich Zylinderdruckindizierung mit Simulation im Teillastbetriebspunkt 2000 1/min bei $p_e=2\text{bar}$

Die in Abb. 6.4 gezeigten Kurven sind eine echte Vorausberechnung mit dem empirischen Modell aus Abschnitt 5.3.4. Auf Basis eines einzelnen Messpunktes wurde ein so genannter Restgasschnitt erstellt. Es handelt sich dabei um die schrittweise Anhebung des internen Restgasgehaltes unter Zuhilfenahme der Ventilsteuerzeiten. Drehzahl und Last werden während des Versuchs konstant gehalten. Das Bild zeigt den Vergleich mit der anschließenden Messung. Gut zu erkennen ist, dass die Kompressionsphase ausgezeichnet abgebildet wird. Ab Beginn der Verbrennung bis etwa 10°KW n. OT herrscht ebenfalls sehr gute Übereinstimmung. Auf der abfallenden Flanke des Druckverlaufs sind dann die berechneten Druckwerte geringfügig höher als die gemessenen. Für die korrekte Vorausberechnung des spezifischen Verbrauchs ist diese Abweichung jedoch unproblematisch. Der Zylinderdruck während der Ladungswechselphase wird gut

wiedergegeben. Schön zu sehen ist das Öffnen der Einlassventile mit dem damit verbundenen Abfallen des Zylinderdrucks. Im Bereich des unteren Totpunktes (UT) tritt ein reproduzierbares Absinken des gemessenen Zylinderdruckes auf, welches durch das Modell nicht wiedergegeben wird. Die absolute Abweichung ist nicht sehr groß, aber bereits signifikant. Zur übersichtlicheren Analyse ist der Ladungswechsel dieses Betriebspunktes in der nächsten Abbildung auch noch als p,V-Diagramm dargestellt.

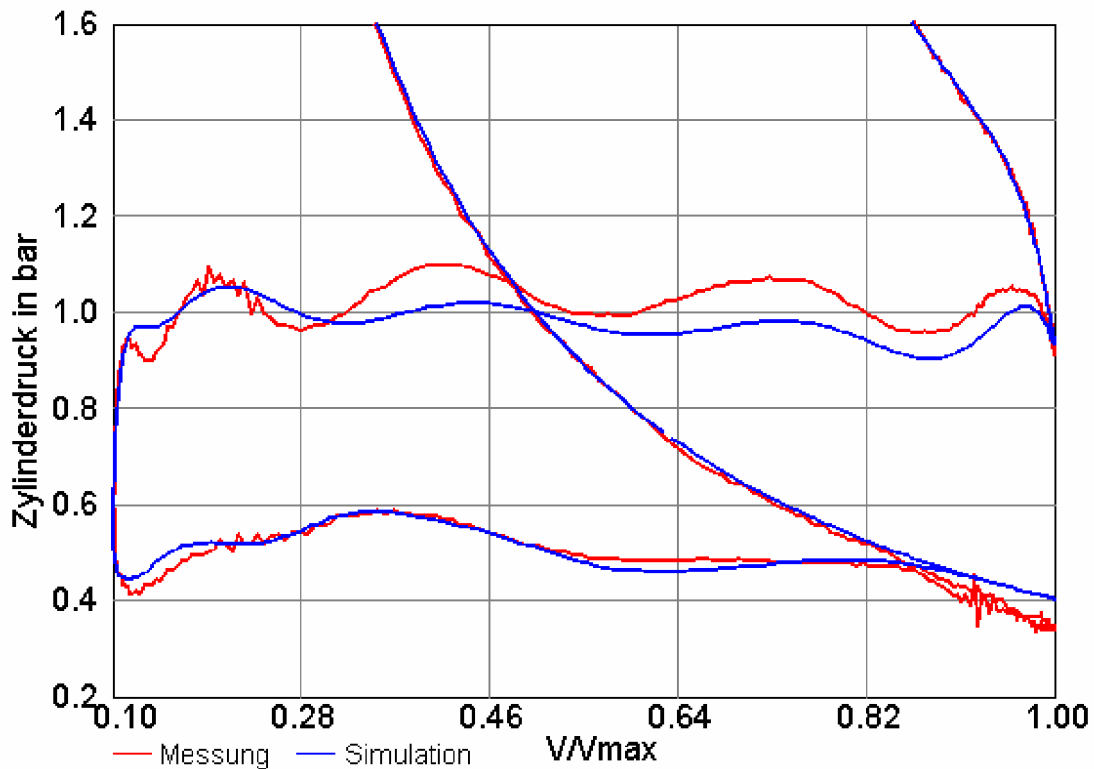


Abb. 6.5: Vergleich von p,V-Diagrammen im Betriebspunkt 2000 1/min bei 2 bar Mitteldruck

Dabei ist zu erkennen, dass sobald die Einlassventile schließen, in der Messung eine Art Knick nach unten auftritt. Eine annähernd adiabate Expansion mit anschließender Kompression zeigt dagegen die gerechnete Kurve. Sie verläuft wesentlich flacher als die Messkurve. Da beide Kurven in der anschließenden Kompressionsphase wieder fast deckungsgleich verlaufen, würde man auch vorher nach dem FES-Ereignis vergleichbare Werte erwarten. Diese Unstimmigkeit konnte nicht geklärt werden. Es wird vermutet, dass es sich um einen systematischen Messfehler handelt. Generell sind die Druckwerte im Ladungswechsel häufig problematisch, da sich zu diesem Zeitpunkt die Temperatur des Aufnehmers stark ändert. Der Thermoschock - ausgelöst durch die Verbrennung - ist gerade vorüber und die Wasserkühlung führt die eingetragene Wärme wieder ab, wodurch es zu einem starken Temperaturgradienten im Messaufnehmer kommt.

Die vorausgerechneten und die gemessenen Werte für den spezifischen Kraftstoffverbrauch sind im nächsten Bild enthalten. Während des Versuchs wurde

die Auslassnockenwelle konstant auf einer Spreizung von 115°KW gehalten. Die Einlassnockenwelle ist analog zu den Abb. 6.3 bis 6.5 die Ausführung mit 4mm Maximalhub. Die Spreizung der Einlassnockenwelle variiert zwischen 55°KW und 95°KW . Dadurch stellen sich Restgasgehalte zwischen 10 und 20% ein. Mit Hilfe dieses Versuchs soll die Vorhersagegüte des verwendeten empirischen Verbrennungsmodells überprüft werden.

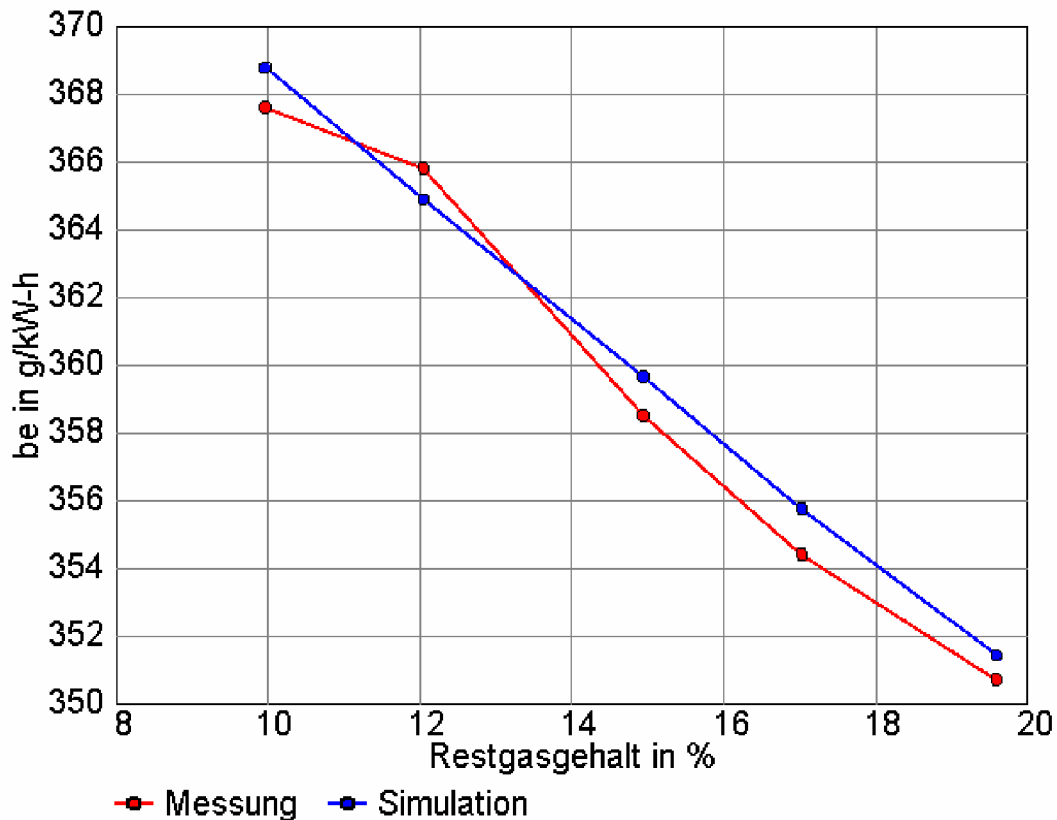


Abb. 6.6: Spezifischer Verbrauch über dem Restgasgehalt im Betriebspunkt 2000 1/min bei $p_e=2\text{bar}$ für reduzierten Einlassventilhub

Das Modell gibt die Verbrauchswerte richtig wieder. Das ist auch nicht weiter verwunderlich, da sowohl der Restgasgehalt als auch die VSB im messtechnisch gut untersuchten Bereich liegen. Bewegt man sich weit über die im vorigen Kapitel definierten Grenzen des Modells hinaus, so treten wesentlich größere Abweichungen auf. Der absolute Verbrauchswert kann dann um bis zu $\pm 5\%$ vom gemessenen abweichen. Diese Bereiche haben jedoch keine große Relevanz, da thermodynamische (Restgasverträglichkeit) und geometrische (Freigängigkeit der Ventile) Faktoren viel früher als das Verbrennungsmodell den Motorbetrieb limitieren.

7 Resultate der Simulation

Für die Analyse eines technischen Prozesses ist es von Vorteil, geeignete Kenngrößen zu definieren. Anhand dieser Kenngrößen lässt sich dann auf einfachere Art und Weise ein Vergleich zwischen verschiedenen Betriebspunkten oder Motoren durchführen. Bereits in Kap. 4 wurde die Problematik des Auffindens von Kenngrößen bei der Simulation von VVT erläutert. Meist hängen diese wesentlich davon ab, welche Vorgehensweise man bei der Analyse gewählt hat. Das Ziel aller dieser Untersuchungen ist es Wege für einen niedrigeren Kraftstoffverbrauch von Ottomotoren in der Teillast unter Zuhilfenahme von VVT zu finden. Allein den Kraftstoffverbrauch zu messen, würde der Sache nicht gerecht werden, da sich in diesem Wert alle anderen Faktoren überlagern und eine Trennung der Einzeleffekte folglich nicht mehr möglich ist. Diese Trennung ist jedoch unbedingt erforderlich, um Potenziale und Schwächen einer Technik identifizieren zu können.

7.1 Definition der Verluste durch den Gaswechsel

Zunächst ist es sinnvoll zwei unterschiedliche Phänomene zu trennen, auch wenn sie im Motor nicht entkoppelt sind: Ladungswechsel und Verbrennung. Man kann annehmen, dass der Brennverlauf des Motors sich über dem gesamten Phasensteller-Kennfeld nicht ändern würde. Berechnet man dieses Kennfeld, so erhält man in sehr guter Näherung den Einfluss des Ladungswechsels auf den motorischen Prozess. Nicht berücksichtigt dabei ist lediglich die leichte Veränderung des Wandwärmeübergangs (siehe Kap. 6) im Zylinder. Der Ladungswechsel wird direkt durch seine Auswirkung auf die Zielgröße, den spezifischen Verbrauch, bewertet. Die Quantifizierung des Ladungswechsels erfolgt daher auch nicht in bar, sondern in % der dadurch erzielten Verbrauchsreduktion bezogen auf die Ausgangssituation. Eine mögliche Variante dazu wurde in [60] und [61] beschrieben. Der Vorteil dieser Betrachtungsweise liegt nicht nur in der einfachen Handhabung der Verluste, sondern auch in der Tatsache, dass das maximale Potenzial einer Entdrosselungsmaßnahme aufgezeigt wird. Da moderne Ottomotoren auf hohes spezifisches Drehmoment entwickelt werden, weisen sie üblicherweise Ventilsteuerzeiten auf, die auch im Teillastbetrieb zu niedrigen internen Restgasgehalten führen. Der niedrige Restgasgehalt schlägt sich in einem schnellen Energieumsatz nieder. Das beeinflusst schließlich den Hochdruckwirkungsgrad positiv und die erzielbaren Brennverläufe sind praktisch immer günstiger als jene mit hohen internen Restgasraten. Die Verwendung eines Ersatzbrennverlaufs aus dem gedrosselten Betrieb mit geringen Restgasraten stellt somit eine Idealsituation für das gesamte Phasenstellerkennfeld dar. Optimiert man unter diesen Randbedingungen die Ventilsteuerzeiten auf geringsten Verbrauch, zeigt sich das Optimum auch immer im Bereich des höchsten Restgasgehaltes, da hier die maximale Entdrosselung erzielt werden kann und im Modell keine Einbußen in der Verbrennungsgüte vorhanden sind. Die Simulation mit konstanter Verbrennung ist daher sehr gut geeignet, um das maximale Potenzial zu ermitteln. Zur Berechnung der tatsächlichen Einsparung sowie der dafür nötigen Steuerzeiten ist sie aber

aufgrund der getroffenen Annahmen ungeeignet, wie das nachfolgende Beispiel zeigen soll.

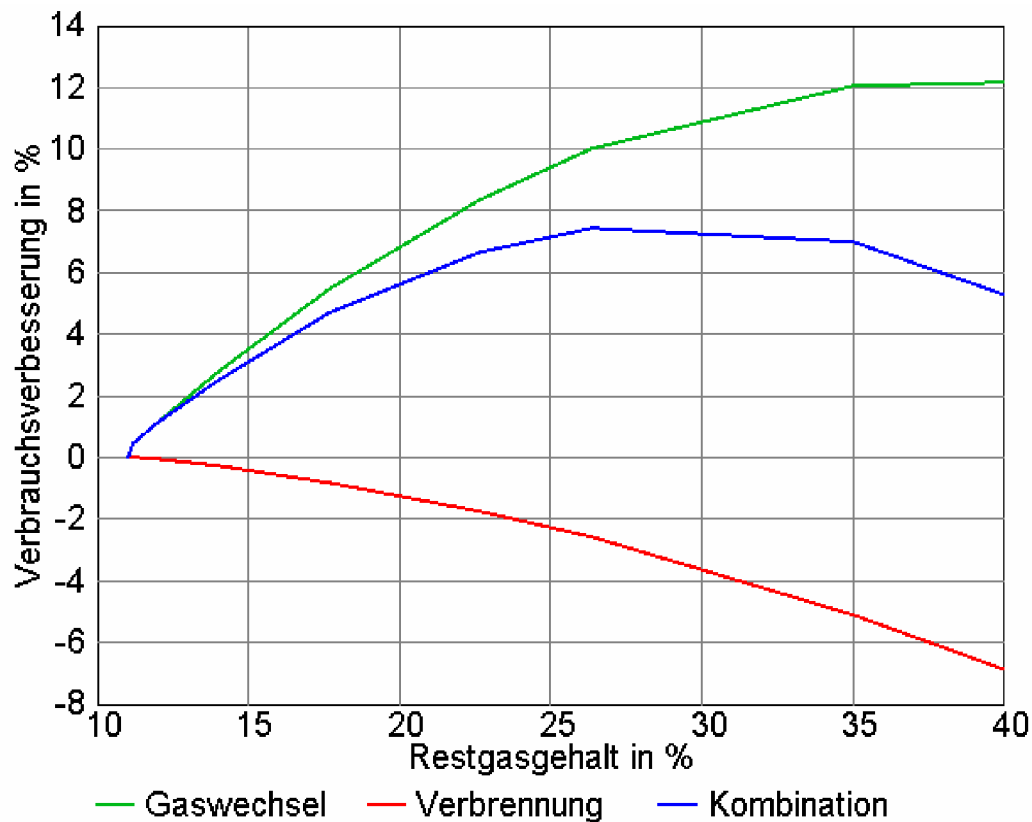


Abb. 7.1: Zusammenwirken von Verbrennung und Gaswechsel im Betriebspunkt 2000 1/min bei 2 bar Mitteldruck aus [60]

Zur Illustration dieses Problems ist in Abb. 7.1 die jeweilige Verbrauchsverbesserung in % über dem Restgasgehalt aufgetragen. Betrachtet man nur den Gaswechsel, so ergibt sich der Bestpunkt bei einem Restgasgehalt von nahezu 40%. Der Motor ist mit der gewählten Ventilhubkurve vollständig entdrosselt. Das theoretische Entdrosselungspotenzial beträgt über 12% Einsparung im Kraftstoffverbrauch. Wird nun die Verschlechterung der Verbrennung durch hohe Restgasgehalte mit in die Berechnung aufgenommen, so entsteht ein deutlich anderes Bild. Der Wirkungsgradverlust über eine weniger effiziente Verbrennung ist progressiv, während der Gewinn durch besseren Ladungswechsel einer Sättigungskurve folgt. Aus dem Zusammenwirken beider Einflüsse erhält man die blaue Kurve in Abb.7.1. Das maximale Potenzial wird auf etwa 7% verkleinert und liegt zudem bei einem anderen Restgasgehalt, der auch andere Steuerzeiten erfordert. Eine Optimierung des Kraftstoffverbrauchs bzw. die Vorhersage eines realistischen Potenzials ist daher ohne Kenntnis der Verbrennungsänderung nicht möglich.

Die häufigste Form der Charakterisierung des Ladungswechsels ist die Berechnung des Pumpmitteldrucks. Zusätzlich dient der Saugrohrdruck zur Abschätzung der Ladungswechselperluste. Ein Beispiel soll verdeutlichen, dass diese beiden Werte unter Umständen keine Aussagekraft haben. Die beiden simulierten Druckkurven in

Abb. 7.2 zeigen den gleichen Betriebspunkt mit gleichem Restgasgehalt. Das restgassensitive Verbrennungsmodell liefert daher zwei identische Brennverläufe. Betrachtet man nun den Pumpmitteldruck und den Saugrohrdruck, so stellt sich das Ergebnis sehr positiv für die Kurve mit der größeren Einlassspreizung dar. Diese bewirkt einen höheren Saugrohrdruck und eine verminderte Pumparbeit. Der Pumpmitteldruck wird dabei vom UT bis zum darauffolgenden UT nach der klassischen Definition berechnet. Variiert man diese Definition und rechnet nach der nicht weniger populären Schnittpunktmethode, so wird nur die von der Druckkurve eingeschlossene Fläche ohne Kompressionsverluste berücksichtigt. Der Schnittpunkt befindet sich jeweils bei einem Volumenverhältnis von etwa 0.5. Die Pumparbeit ist in diesem Fall etwa gleich. Der errechnete Verbrauch ebenfalls. Die begleitende Messung hat bestätigt, dass beide Steuerzeiten zum gleichen spezifischen Verbrauch führen.

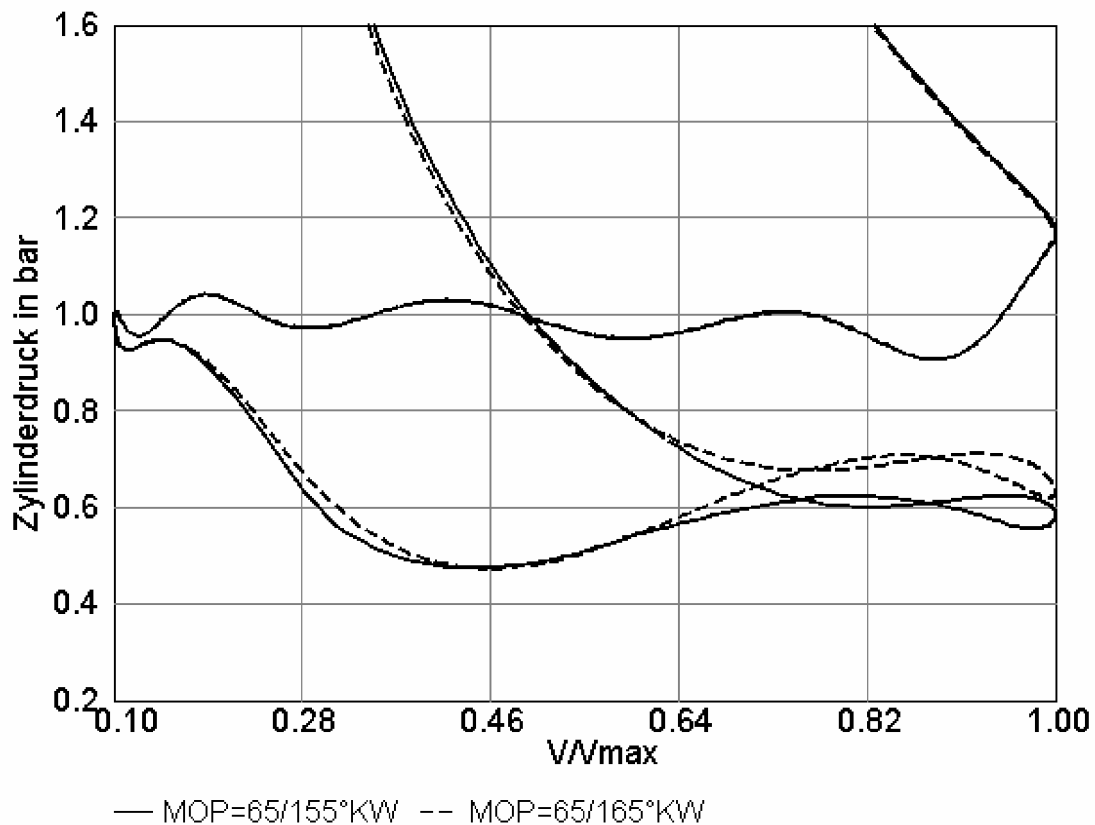


Abb. 7.2: p,V -Diagramme eines Teillastpunktes mit unterschiedlichen Steuerzeiten

Damit ist zunächst gezeigt, dass in diesem Beispiel die Schnittpunktmethode der klassischen UT-Methode überlegen ist. Hinreichend widerlegt ist die Annahme, dass ein höherer Saugrohrdruck auch zu einer geringeren Pumparbeit führt. Der Saugrohrdruck ist bestenfalls ein Indikator für die Ladungswechselerbeit. Keinesfalls eignet sich dieser Wert als Kenngröße zur quantitativen Abschätzung, wie Tab. 7.1 deutlich zeigt.

2000 1/min, 2 bar Mitteldruck	MOP=65/155°KW	MOP=65/165°KW
Saugrohrdruck in bar	0.58	0.65
Pumpmitteldruck (Integration von UT nach UT) in bar	0.372	0.340
Pumpmitteldruck (Schnittpunktkriterium) in bar	0.209	0.203
Spez. Verbrauch in g/kW-h	352.7	351.9

Tab. 7.1: Einfluss der Ventilsteuerzeiten auf wichtige motorische Grundgrößen

Die Berechnung der Pumparbeit über die Schnittpunktmethode hat in diesem Beispiel zu deutlich besseren Ergebnissen geführt als die UT-UT-Definition. Im Allgemeinen erhält man bei der Berechnung von variablen Ventiltrieben und ihrer Auswirkung auf den Ladungswechsel des Motors damit bessere Ergebnisse [57] als mit dem UT-UT-Kriterium. Doch auch diese Definition ist nicht unproblematisch. Ein weiteres Beispiel hilft dies zu verdeutlichen.

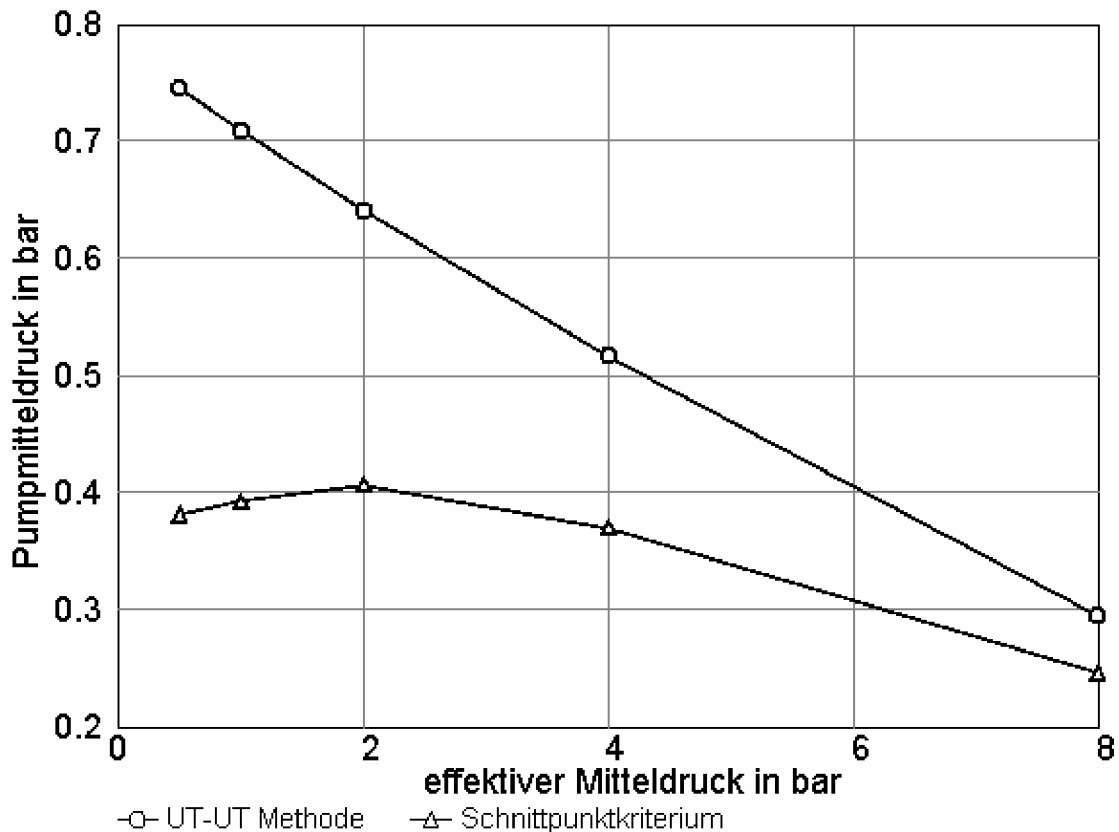


Abb. 7.3: Pumpmitteldruck bei 2000 1/min und der Steuerzeit MOP=100/110°KW

Ein Gedankenexperiment soll zur Abb. 7.3 führen. Nehmen wir an, dass ein Ottomotor bei konstanter Drehzahl und konstanten, seriennahen Steuerzeiten bei einem Mitteldruck von etwa 8 bar betrieben wird. Nun soll sukzessive gedrosselt werden, bis sich der Mitteldruck auf ein halbes bar reduziert hat. Betrachtet man die Ladungswechselarbeit dieses Experiments, so wird man vermuten, dass diese sich kontinuierlich infolge der wachsenden Drosselung vergrößert. Die Form des Verlaufs

ist dabei von einigen Parametern wie Verbrennung, Steuerzeiten oder Reibung abhängig. Unabhängig davon darf sich die Ladungswechselarbeit jedoch nicht mit dem Mitteldruck verkleinern. Genau das tut sie aber für die Schnittpunktdefinition, während sie sich bei der klassischen Berechnung erwartungsgemäß verhält.

Für diesen – zugegebenermaßen speziell ausgesuchten – Fall erzielt man mit der Schnittpunktmethode keine richtigen Ergebnisse bzw. der Trend wird falsch vorausgesagt. Die UT-UT-Methode scheint hier die Werte korrekt abzubilden.

Das gleiche Experiment kann man auch noch mit geänderten Steuerzeiten durchführen. Dieses Mal wird eine sehr große Einlassspreizung bei gleichzeitig möglichst kleiner Auslassspreizung eingestellt. Durch das späte Schließen der Einlassventile ist ein deutlich höherer Saugrohrdruck für die gleiche Last erforderlich. Der Betriebspunkt mit 8 bar Mitteldruck kann dadurch nicht mehr eingestellt werden. Der Motor ist schon knapp unter dieser Last vollkommen entdrosselt. Trägt man nun den Pumpmitteldruck nach den beiden Definitionen auf, so erhält man die Werte aus Abb. 7.4. Beide Kurven liegen etwa um 100 mbar niedriger. Der Verlauf hat sich aber nochmals geändert. Für die klassische UT-UT-Methode nimmt der Pumpmitteldruck mit kleiner werdender Last nun sehr stark zu, während der Einfluss auf die Schnittpunkt-Methode eher gering ist.

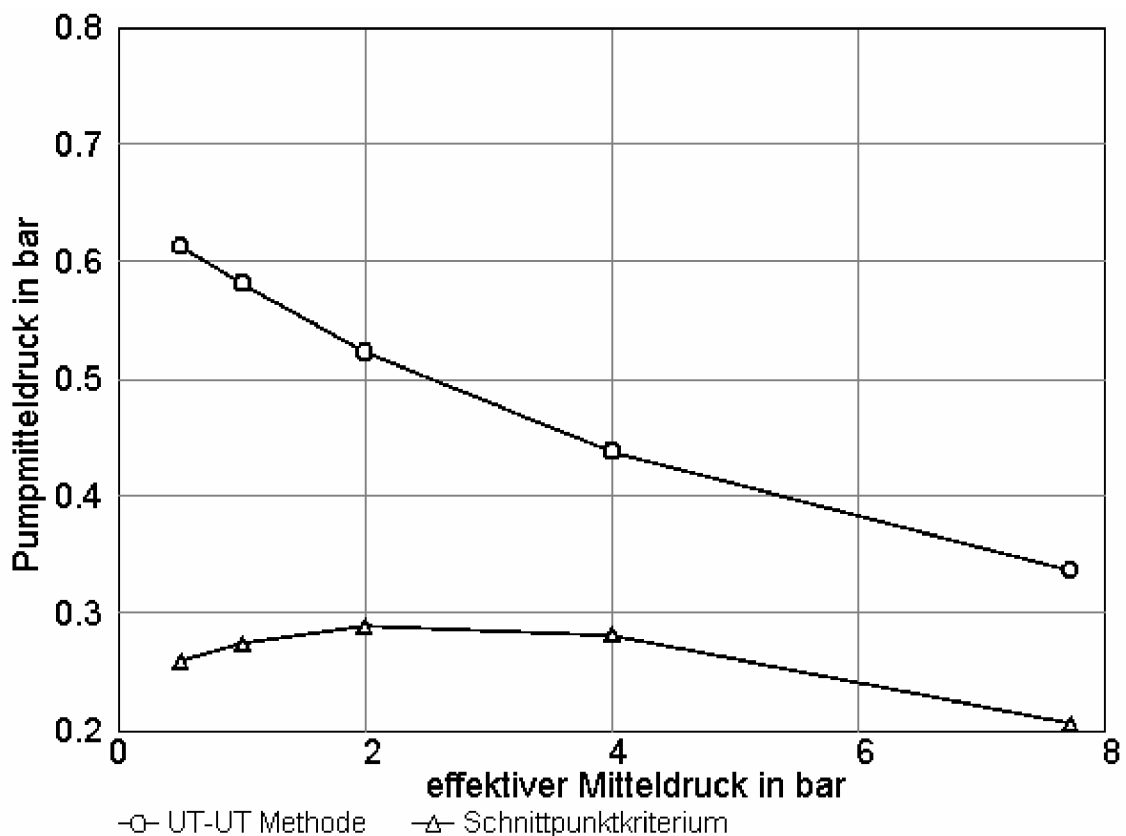


Abb. 7.4: Pumpmitteldruck bei 2000 1/min und der Steuerzeit MOP=75/145°KW

Welche Methode in der Literatur zur Berechnung der Pumparbeit herangezogen wird, scheint in etwa gleichverteilt zu sein. Dennoch zeigen die Überlegungen von [19, 38,

56, 64, 75], dass die Fragestellung nach der „richtigen“ Berechnung durchaus berechtigt ist.

In [19] wird der Terminus des Ladungswechselwirkungsgrades eingeführt, der eine Verfeinerung der UT-UT-Methode darstellt. Berechnet wird dieser Wirkungsgrad, indem man den indizierten Wirkungsgrad des gesamten Zyklus durch den des Hochdruckteils (wieder von UT bis UT) dividiert. Damit wird der Tatsache Rechnung getragen, dass ein geringerer Verlust beim Gaswechsel auch die Hochdruckphase und insbesondere die Kompressionsphase beeinflusst.

Die Autoren von [38], [56] und [64] teilen die Ladungswechselschleife in Pump- und Kompressionsverluste auf. Die Kompressionsverluste werden dabei als zurückgewinnbar betrachtet. In [75] wird diese Aufteilung und die zusätzliche Berücksichtigung der Expansionsverluste durch das Öffnen der Auslassventile als die „exakte Beschreibung der unterschiedlichen Prozessführung des realen und des idealen Motors“ beschrieben. Damit wird das Problem genau umrissen. Der Ladungswechsel beeinflusst sowohl den Kompressionsvorgang als auch die Expansionsphase.

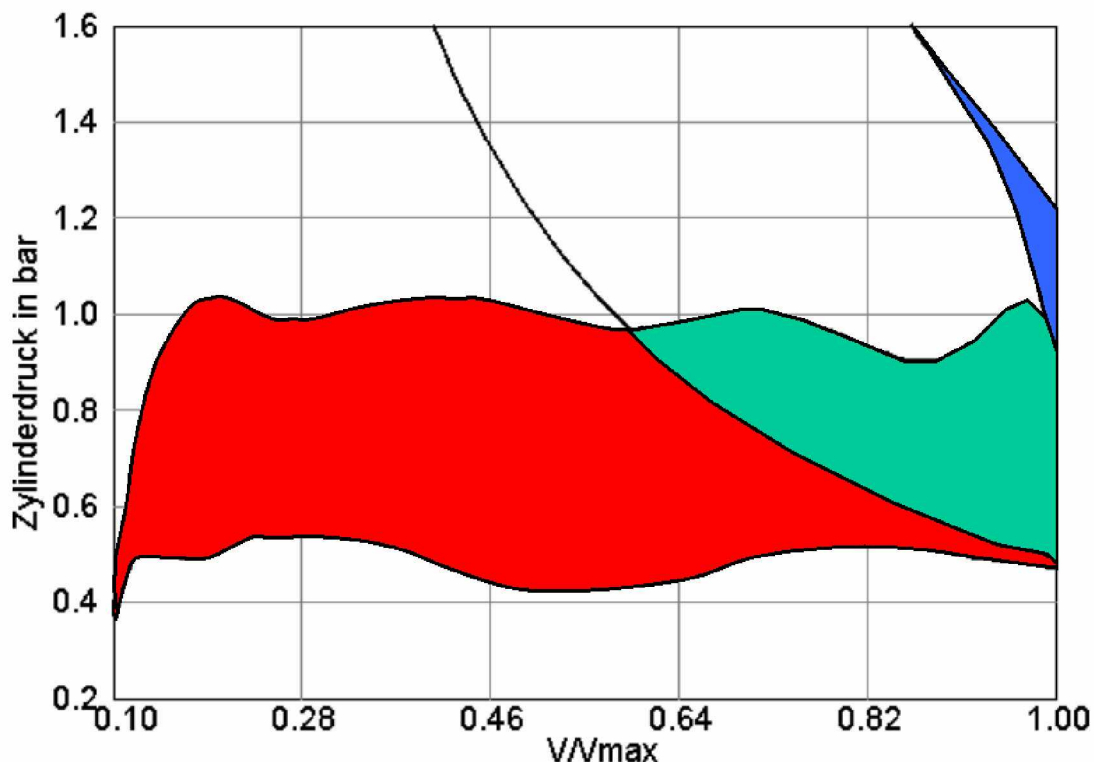


Abb. 7.5: Pump-, Kompressions- und Expansionsverluste beim Ladungswechsel, dargestellt von links nach rechts

Es werden jetzt zwar die Unterschiede des realen und des idealen Motors angegeben, ob es sich dabei allerdings noch um Ladungswechselarbeit im eigentlichen Sinne des Wortes handelt, ist fraglich, da beispielsweise während der gesamten Zeit, in der Expansionsverluste auftreten, de facto Arbeit geleistet wird.

Man könnte sagen, dass es sich um die gesamten Prozessverluste des Gaswechsels handelt. Diese werden in einer bestimmten Zeitspanne verursacht, während beim idealen Motor der Ladungswechsel in unendlich kurzer Zeit und verlustfrei erfolgt. Ähnlich dem Wirkungsgrad des Kreisprozesses von Carnot kann auch dieser Idealzustand nie erreicht werden.

Faktisch gibt es mehrere verschiedene Definitionen für die Berechnung der Ladungswechselerbeit. Sie unterscheiden sich in der Wahl ihrer Integrationsgrenzen. Problematisch dabei ist, dass sich diese Integrationsgrenzen von Fall zu Fall ändern können. Dadurch wird ein Vergleich stark erschwert. Die umfangreichste Definition ist jene, die den Ladungswechsel als Abweichung von der idealen Maschine definiert. Der Vorteil dieser Methode besteht vor allem darin, dass es keinen Unterschied macht, wo die Verluste im Zyklus auftreten. Möchte man beispielsweise die Expansionsverluste minimieren, so ist eine höhere Arbeit für das Auschieben des verbrannten Gases eine Folge davon. Die drei Flächen in Abb. 7.5 können also nicht unabhängig voneinander verändert werden, da eine starke Kopplung über den Prozess vorliegt. Durch eine Betrachtung von allen drei Verlustarten wird verhindert, dass es zu einer Verschiebung der Ladungswechselverluste in einen anderen Zyklusabschnitt kommt, der von der Berechnung nicht mehr erfasst wird. Bei Verwendung von variablen Ventilhubkurven und/oder Steuerzeiten kommt es häufig zu einer Umverteilung von Pump- und Kompressionsverlusten, wobei letztere stark zunehmen können.

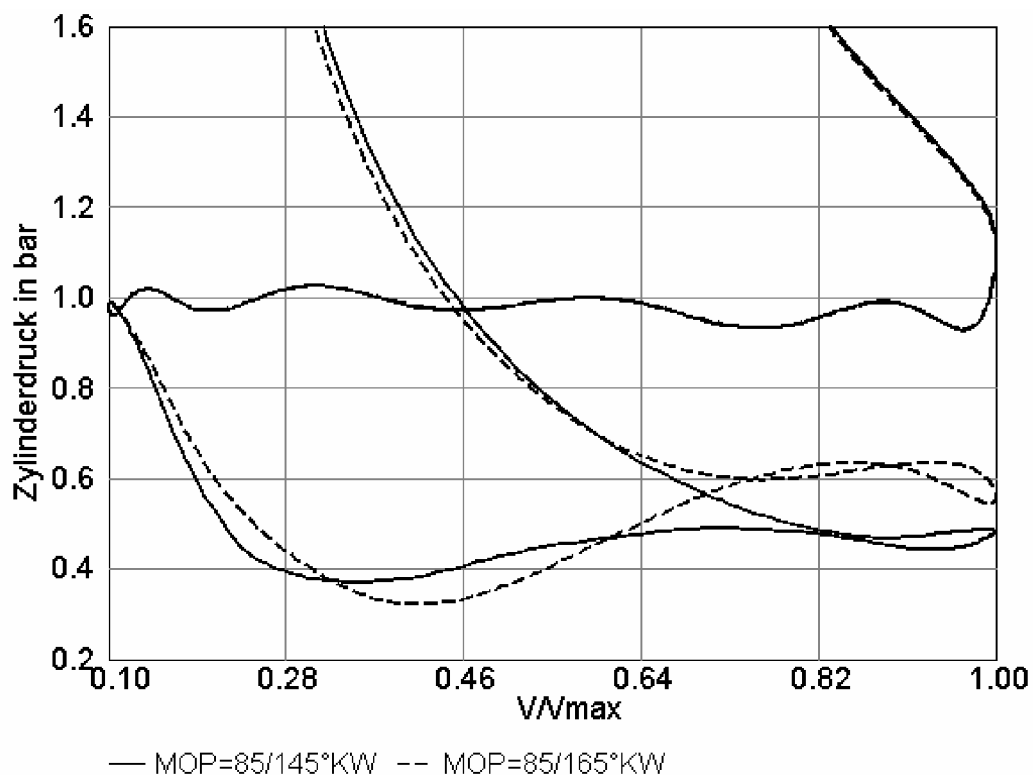


Abb. 7.6: Auswirkung der effektiven Kompression auf den Arbeitszyklus

Aus Versuchen (siehe Abb. 7.2) kann man jedoch ableiten, dass die Kompressionsverluste tatsächlich einen neutralen Anteil ausmachen, da eine starke Verminderung ohne Auswirkung auf den spezifischen Verbrauch bleibt. Bei Verminderung der Kompressionsverluste durch spätes Schließen der Einlassventile (SES) wird häufig die gleichzeitige Verminderung der effektiven Kompression angeführt [42]. Die effektive Kompression beginnt demnach erst ab dem Zeitpunkt, ab dem die Einlassventile geschlossen sind. Über den Zusammenhang zwischen Kompressionsverhältnis und Wirkungsgrad, der jedoch nur für die vollkommene Maschine gültig ist, wird dann eine Verminderung des Hochdruckwirkungsgrades erwartet. Die Verbrauchserhöhung kann messtechnisch nachgewiesen werden. Diese Wirkungsgradminderung hat ihre Ursache jedoch in der Änderung der brennraumseitigen Ladungsbewegung und nicht in der Änderung der effektiven Kompression. In [24] und [59] wurde dieses Problem untersucht. Das SES ist vor allem für ein geändertes Strömungsfeld verantwortlich. Die nachfolgende Verbrennung hat dann bessere oder weniger gute Startbedingungen. Ein Beispiel soll diesen Sachverhalt verdeutlichen. Bleibt der interne Restgasgehalt konstant, so ändert sich die Kompressionslinie lediglich durch den mehr oder weniger hohen Frischladungsbedarf (Abb. 7.6). Durch die konstante Auslasssteuerzeit wird der Einfluss des Expansionsverlustes ausgeschaltet. Ein konstanter Restgasgehalt stellt sicher, dass der Brennverlauf ebenfalls konstant ist. Der einzige verbleibende Unterschied liegt also im Verhältnis von Pump- zu Kompressionsverlust. Ladungsmasse und Verbrauch sind ebenfalls identisch. Daraus folgt, dass auch die benötigte Energie für den Ladungswechsel identisch sein muss, obwohl die effektive Kompression für die durchgezogene Linie schon 20°KW früher einsetzt. Das Konzept der effektiven Kompression ist also rein thermodynamischer Natur und erfasst nicht die Änderung des Ladungswechsels.

Zusammenfassend kann über diesen Abschnitt Folgendes gesagt werden:

- Das Schnittpunktkriterium gibt den Trend der Pumpverluste für einen Betriebspunkt bei Variation der Steuerzeiten recht gut wieder. Bei sehr kleinen Lasten wird der auftretende Pumpverlust nicht richtig wiedergegeben und ist zu gering.
- Die klassische UT-UT-Methode gibt den Trend über das gesamte Lastspektrum korrekt wieder. Wird innerhalb eines Betriebspunktes eine Steuerzeitenvariation vorgenommen, so sind die errechneten Werte im Allgemeinen zu hoch.
- Die Ursache für beide Phänomene liegt im sich ändernden Verhältnis der Ladungswechselschleife zur Kompressionsarbeit.
- Die Auswirkung der effektiven Kompression auf den Motorwirkungsgrad konnte nicht nachgewiesen werden.
- Für eine korrekte Abbildung des Trends im Verbrauch wird daher die Betrachtung des errechneten spezifischen Verbrauchs empfohlen. Auch bei

inaktivem Verbrennungsmodell werden in diesem Wert alle relevanten Größen richtig über das Arbeitsspiel des Motors abgebildet.

7.2 Auffinden der Laufgrenze im Phasenstellerkennfeld

Abb. 5.21 zeigte die Entwicklung des COV-Wertes über dem internen Restgasgehalt für einen Betriebspunkt. Der gezeigte Verlauf ist recht typisch. Nach einer anfangs nur leichten Zunahme kommt es zu einem plötzlichen, starken Ansteigen, welches einen einwandfreien motorischen Betrieb nicht mehr möglich macht. Aus diesem Grund ist das Überschreiten eines bestimmten COV-Wertes, also der Laufgrenze, zu vermeiden. Für die Simulation stellt sich nun die Frage, wie dieser Wert vorhergesagt werden kann, da üblicherweise nur mit gemittelten Werten gearbeitet wird und es keinerlei zyklische Änderungen gibt. Abb. 7.7 zeigt eine gemessene Grenzkurve für 3% COV bezogen auf den indizierten Mitteldruck für den Betriebspunkt 2000 1/min bei 2 bar Mitteldruck.

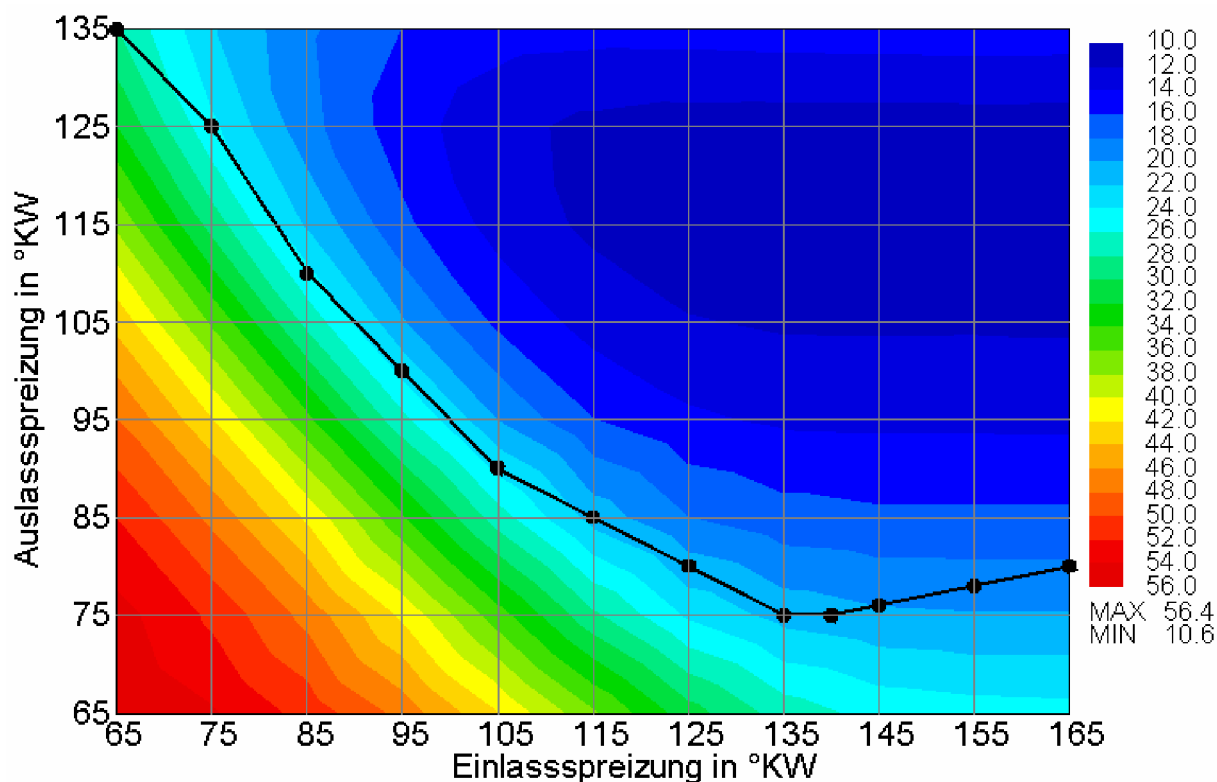


Abb. 7.7: Korrelation zwischen dem simulierten internen Restgasgehalt in % und dem gemessenen COV-Wert (schwarze Kurve repräsentiert COV=3%)

Der dargestellte Verlauf konnte bei umfangreichen Messungen an verschiedenen Motoren von 1.2 bis 1.8 Liter Hubraum und 4 Zylindern bestätigt werden. Demnach gibt es eine sehr starke Korrelation zwischen der Laufgrenze des Motors und dem internen Restgasgehalt. Diese erstreckt sich in der Regel auf das gesamte Kennfeld und wird umso besser je höher die Restgasverträglichkeit des Motors ist. Mit Restgasverträglichkeit ist in diesem Zusammenhang der Wert an internem Restgas

gemeint, bei dem die zyklische Variation erstmals höher als 3% wird. Die größten Abweichungen treten bei sehr großer Einlassspreizung auf. Hier wirkt sich das SES über das Strömungsfeld im Zylinder destabilisierend auf die Verbrennung aus. Das ist jedoch nicht weiter problematisch, da diese großen Einlassspreizungen wegen des maximalen Verstellweges der Nockenwellensteller kaum praktische Bedeutung haben. Zusätzlich würde ein erhöhter Stellweg infolge der gestiegenen Positionierzeit die Reaktion des Motors bei plötzlicher Volllastanforderung beeinträchtigen. Der Einfluss einer gestiegenen Positionierzeit wird in [25] beschrieben und kann beträchtliche Ausmaße annehmen. Der mögliche Verbrauchsvorteil durch schnelles Positionieren wird im Fahrzyklus mit 1 bis 2% angegeben. Eine mögliche Abhilfe durch elektrisches Anstellen der Nockenwellen wird in [43] dargestellt. Für kleine Ventilhubkurven, wie sie typischerweise in variablen Ventiltrieben auftreten, ist jedoch ohnedies immer eine kleine Einlassspreizung erforderlich um den höchsten Wirkungsgrad des Motors einstellen zu können. Auf Basis der Prüfstandsuntersuchungen und der eben beschriebenen Überlegungen wurde für den weiteren Verlauf daher eine wichtige Annahme getroffen. Diese lautet:

- Ein bestimmter interner Restgasgehalt entspricht auch einem bestimmten COV im Motor. Die Aussage ist auch umgekehrt gültig.

Durch diese Annahme ist es möglich die Laufgrenze im gesamten Kennfeld nur durch eine einzige Messung von wenigen Punkten festzulegen, da COV damit unabhängig von den Steuerzeiten wird. Die Autoren von [13] schlagen ein empirisches Modell zur Berechnung des COV-Wertes über dem Restgasgehalt vor und gründen ihre Gleichungen somit unabhängig von dieser Arbeit und nahezu zeitgleich auf dieselbe These. Umfangreiche Messungen bestätigen auch hier die Annahme. Im Gegensatz zur hier vorgestellten Methode ist in [13] auch der Mitteldruck in der Berechnungsvorschrift für den COV-Wert enthalten. Möchte man große Lastbereiche des Motors abdecken, so ist dies auch erforderlich, hat allerdings aus folgenden Gründen den Nachteil einer deutlich längeren Simulationszeit. Während des Einschwingens der Simulation kommt es in der Regel zu beträchtlichen Schwankungen des Mitteldruckes. 100% Abweichung sind durchaus möglich. Dadurch wird natürlich auch die Berechnungsvorschrift für Verbrennung oder COV deutlich verändert und kann zu einer Destabilisierung des Modells führen. Diesen Effekt kann man umgehen, indem die Modelle erst nach 10 bis 20 Simulationszyklen aktiviert werden. Dadurch kann von einer weitestgehend stabilen Situation bezüglich des Mitteldrucks ausgegangen werden.

Basierend auf der Annahme eines festen Zusammenhangs zwischen Restgas und COV-Wert können verschiedene Szenarien am Computer durchgespielt werden. So kann beispielsweise die Änderung der Steuerzeiten für optimalen Motorbetrieb bei Änderung der Restgasverträglichkeit und damit der Laufgrenze im gesamten Kennfeld ermittelt werden. Die folgenden Abschnitte werden einige Beispiele dieser Möglichkeit zeigen.

7.3 Variable Steuerzeiten mit unveränderten Ventilhubkurven

Dieser spezielle Fall ist die einfachste Möglichkeit zur Reduktion der Pumpverluste. Erstmals wurde die Technik der variablen Steuerzeiten in einer Serienanwendung von der Firma Alfa Romeo in den 70er Jahren vorgestellt. Frühe Anwendungen haben sich dann auf die Anhebung der Volllast beschränkt. Seit etwa 10 Jahren werden die Vorteile von variablen Steuerzeiten jedoch auch in der Teillast von zahlreichen Autoren untersucht. Dabei geht es sowohl um die Absenkung der Rohemissionen [16] durch internes Restgas als auch um die Entwicklung von kompletten Phasensteller-Strategien für Motoren mit einer [67] oder mit zwei Nockenwellen [29]. Auch der Leerlauf kann über Phasensteller positiv beeinflusst werden. Durch eine höhere Verbrennungsstabilität können Verbrauchseinsparungen realisiert werden. In der Literatur findet man diesbezüglich recht hohe Werte. [37] nennt 15% als mögliche Verbrauchsverbesserung bzw. in Verbindung mit einer Drehzahlabenkung sogar bis zu 35%. Für Hochleistungsmotoren bietet die Steuerzeitenverstellung auch in der Teillast wichtige Vorteile, da die Verträglichkeit von internem Restgas deutlich besser ist als die des extern geführten kalten Restgases [69] und Hochleistungsmotoren typischerweise eine eher geringe Restgasverträglichkeit aufweisen. Der Kaltstart kann mit variablen Steuerzeiten ebenfalls verbessert werden. Durch eine Vergrößerung der Einlassspreizung wird wirkungsvoll das Benetzen des Kolbens verhindert, wie in [54] gezeigt wird. Der COV-Wert kann durch diese Maßnahme um 50% gesenkt werden. Galt das Thema der variablen Steuerzeiten zunächst nur den Ottomotoren, so wird nun auch bei aufgeladenen Dieselmotoren damit experimentiert. [35] beschreibt ein Verfahren, welches durch Absenken des Liefergrades eine deutliche Reduktion der Pumparbeit bewirken soll. Die Technik der Steuerzeitenverstellung erfreut sich zunehmender Beliebtheit und ist somit eine willkommene Möglichkeit bei erhöhter Volllast gleichzeitig den Teillastverbrauch abzusenken.

Aufgrund der Wichtigkeit variabler Steuerzeiten bei konstantem Ventilhub sollen die Ergebnisse der Simulation mit Hilfe der in Abb. 5.19 eingeführten Phasensteller-Diagramme detailliert diskutiert werden. Steuerzeiten und Verbesserungspotenziale hängen vom gewählten Betriebspunkt ab. Um die Darstellung der Ergebnisse zu vereinfachen wurde ein Basisteillastpunkt herausgegriffen. Es handelt sich um den Lastpunkt 2000 1/min bei 2 bar Mitteldruck. Diesem Betriebspunkt kommt im Rahmen der üblichen Fahrzyklen große Bedeutung zu, da er ein starker Indikator für den Kraftstoffverbrauch und die Emissionen im gesamten Fahrzyklus ist. Etwas vereinfacht könnte man sagen, dass ein Motor, der hier gut abschneidet, generell ein gutes Teillastverhalten aufweist.

Zunächst wird der Saugrohrdruck dargestellt. Auffällig dabei ist, dass im Bereich der üblichen Steuerzeiten von etwa $MOP=115/115^\circ KW$ der niedrigste Saugrohrdruck auftritt. Der Motor muss in dieser Einstellung also am stärksten gedrosselt werden. Die Füllung des Motors hängt dabei nicht in erster Linie vom Saugrohrdruck ab, wie Abb. 7.9 auf grafischem Weg beweist.

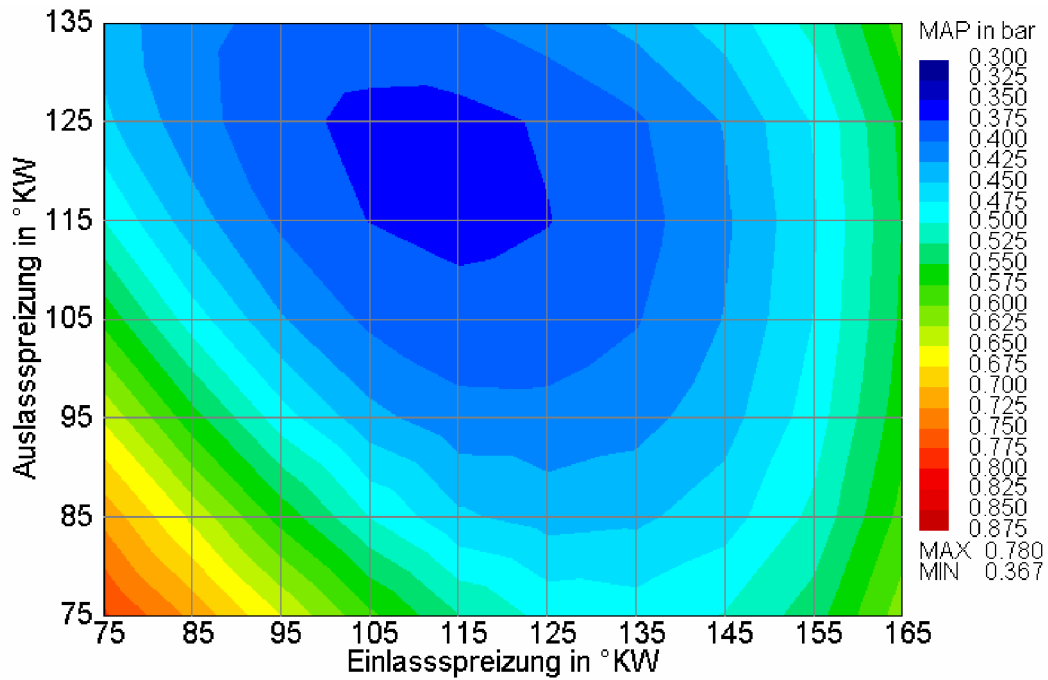


Abb. 7.8: Simulierter Saugrohrdruck (MAP) in bar bei 2000 1/min und $p_e=2\text{bar}$, dargestellt im Phasensteller-Diagramm

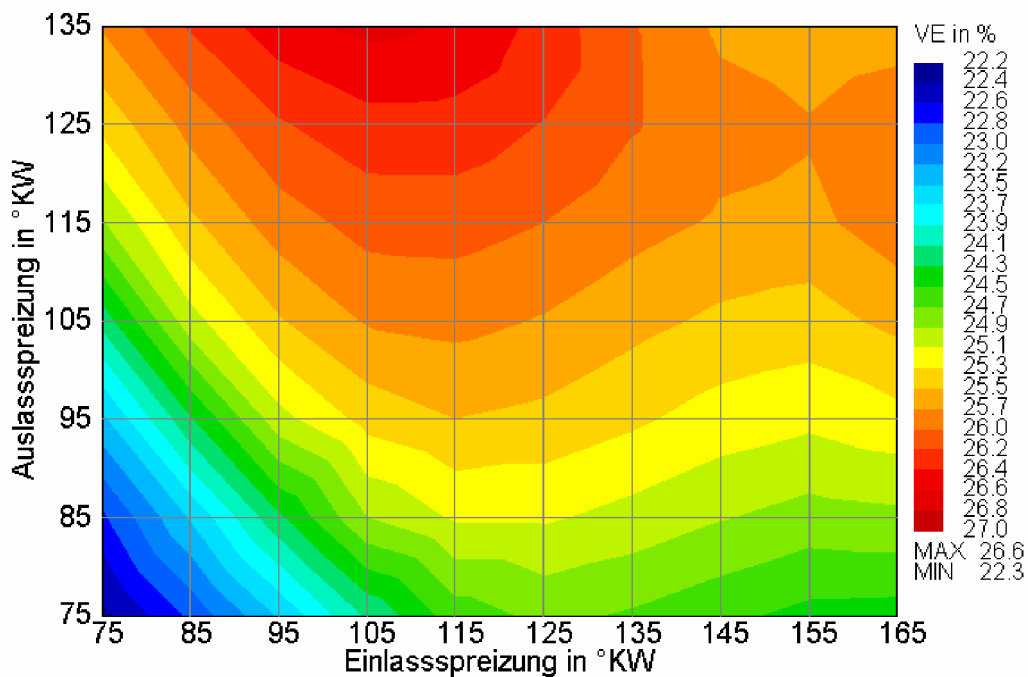


Abb. 7.9: Simulierter Liefergrad (VE) in % bei 2000 1/min und $p_e=2\text{bar}$, dargestellt im Phasensteller-Diagramm

Lediglich im Bereich der großen Überschneidungen (linke untere Ecke) gibt es einen eindeutigen Zusammenhang zwischen der Ladungsmenge und dem Saugrohrdruck. Am rechten Bildrand findet man auch konstante Pumparbeit bei steigendem

Saugrohrdruck vor. Die nächsten beiden Bilder zeigen die unterschiedlichen Ergebnisse der beiden Pumparbeitsdefinitionen für diesen Betriebspunkt.

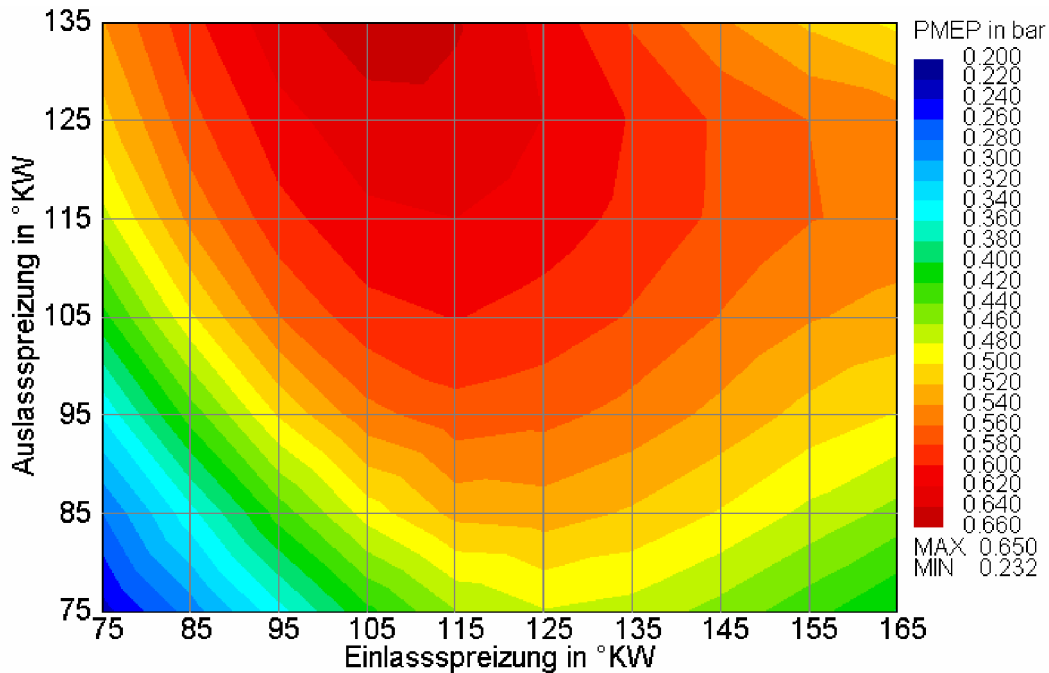


Abb. 7.10: Simulierte Pumparbeit (UT-UT-Methode, PMEP) in bar bei 2000 1/min und $p_e=2\text{bar}$, dargestellt im Phasensteller-Diagramm

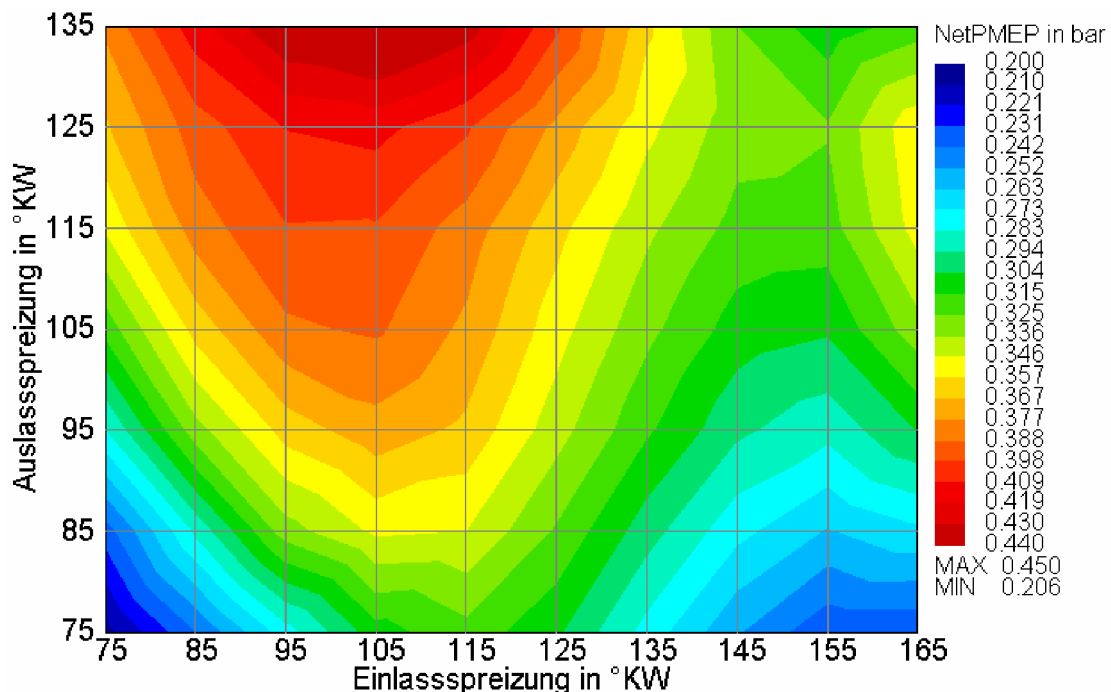


Abb. 7.11: Simulierte Pumparbeit (Schnittpunkt-Methode, NetPMEP) in bar, bei 2000 1/min und $p_e=2\text{bar}$, dargestellt im Phasensteller-Diagramm

Deutlich sind die Unterschiede zu erkennen. Die Schnittpunkt-Methode bildet ähnlich zum Liefergrad und zum Verbrauch eine Sattelfläche bei MOP=125/155°KW aus und ist somit für späte Einlasssteuerzeiten besser geeignet als die klassische UT-UT-Methode. Bewegt man sich mit einer Auslassspreizung von etwa 105°KW im Phasenstellerkennfeld nach rechts, so ist der Gradient der Pumparbeit für die UT-UT-Methode deutlich größer als bei der Schnittpunktdefinition.

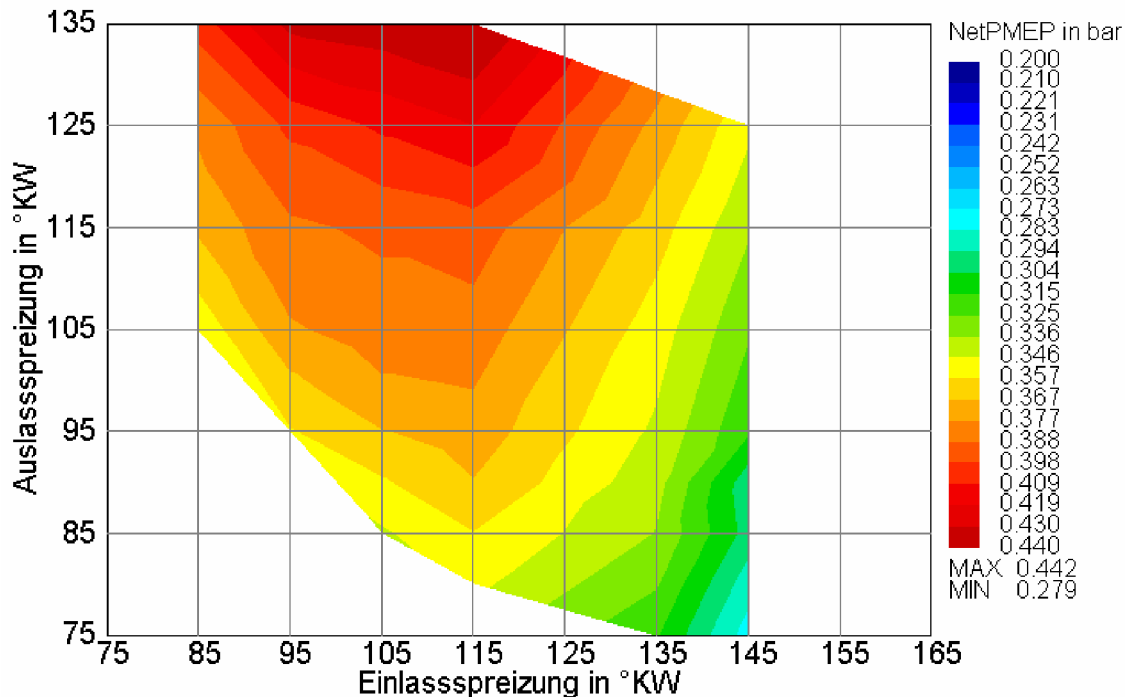


Abb. 7.12: Gemessene Pumparbeit (Schnittpunkt-Methode) in bar bei 2000 1/min und $p_e=2\text{bar}$, dargestellt im Phasensteller-Diagramm

Der Vergleich mit der gemessenen Pumparbeit zeigt eine sehr gute Übereinstimmung. Der Verlauf wird gut wiedergegeben, was sich leicht aus dem gleichen Farbverlauf ablesen lässt. Die absolute Höhe des Wertes schwankt maximal im Bereich von 2 Farbskalen, was im mittleren Bereich etwa einer Abweichung von $\pm 3\%$ entspricht. Daher kann dieser Wert als überraschend gut eingestuft werden. Das gemessene Kennfeld endet schon bei 145°KW Einlassspreizung, da hier der maximale Verstellweg des Nockenwellenpositioniersystems erreicht wurde. Die linke untere Ecke des Kennfeldes wurde nicht vermessen, weil die hohen Restgasgehalte zu Zündaussetzern führten. Die Kennfeldgrenze entspricht hier der 3%-COV-Grenze. Leicht überzeugt man sich mit Hilfe von Abb. 7.13 davon, dass diese Grenze genau mit einem konstanten Restgasgehalt zusammenfällt. Die schräge Linie verläuft dabei von MOP=105/85°KW nach MOP=85/105°KW und entspricht etwa einem Restgasgehalt von 30%.

Abb. 7.14 zeigt schließlich den am meisten interessierenden Wert: den spezifischen Kraftstoffverbrauch als Simulationswert. Auf Basis der gemessenen COV-Werte ergibt sich ein Bestwert von etwa 355 g/kW-h bei einem Spreizungswert von

MOP=75/135°KW. Dieser Wert wird am Prüfstand bestätigt. Abb. 7.15 zeigt dazu das entsprechende Kennfeld.

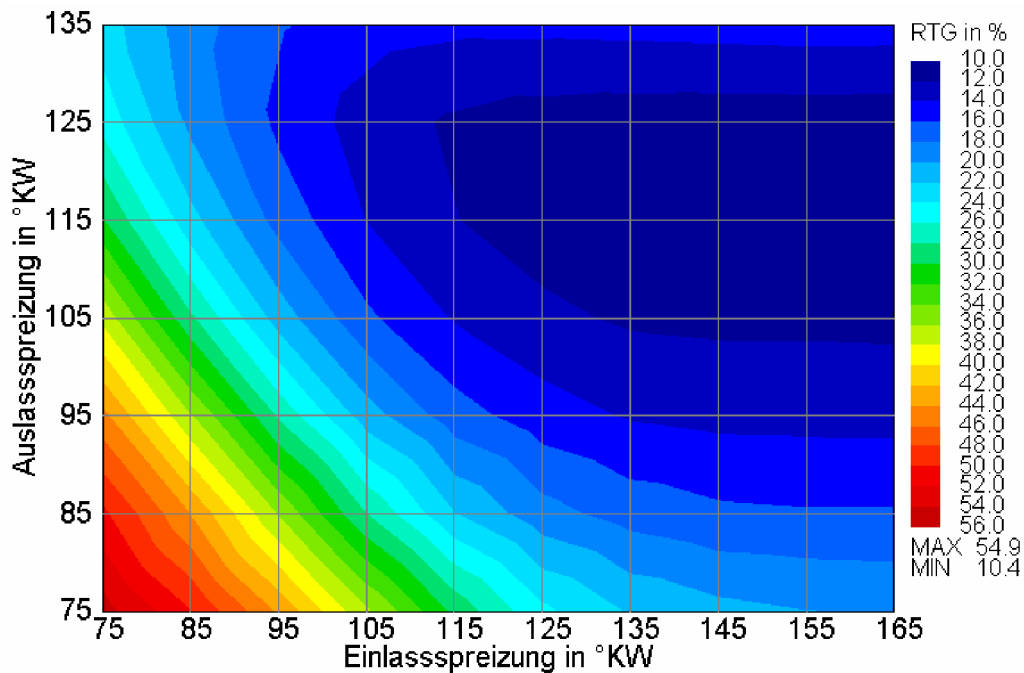


Abb. 7.13: Simulierter Restgasgehalt in % bei 2000 1/min und $p_e=2$ bar, dargestellt im Phasensteller-Diagramm

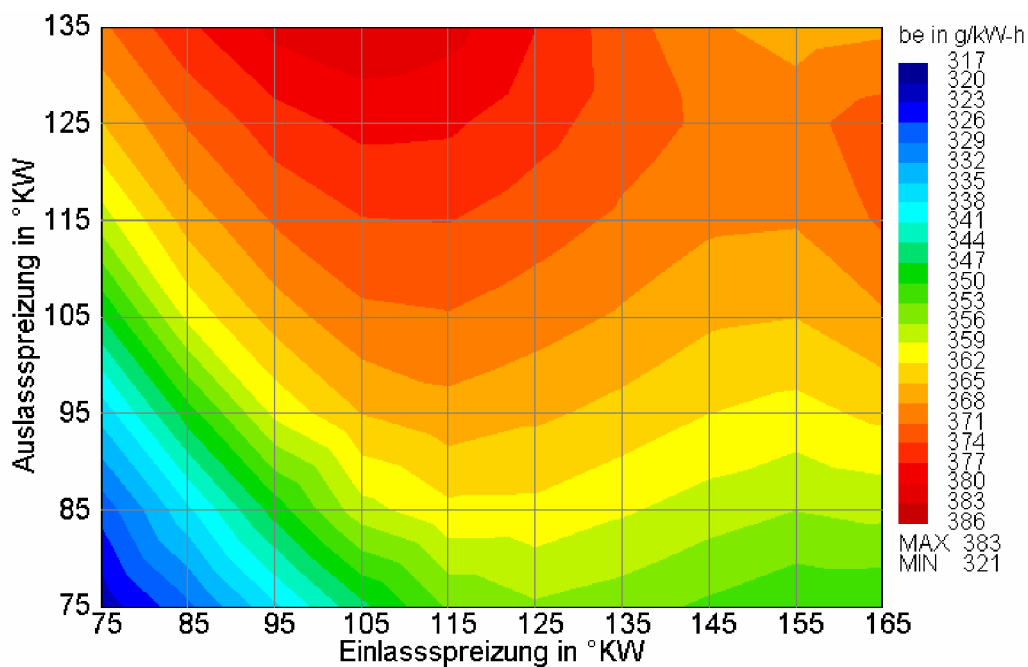


Abb. 7.14: Simulierter spezifischer Kraftstoffverbrauch in g/kW-h bei 2000 1/min und $p_e=2$ bar, dargestellt im Phasensteller-Diagramm

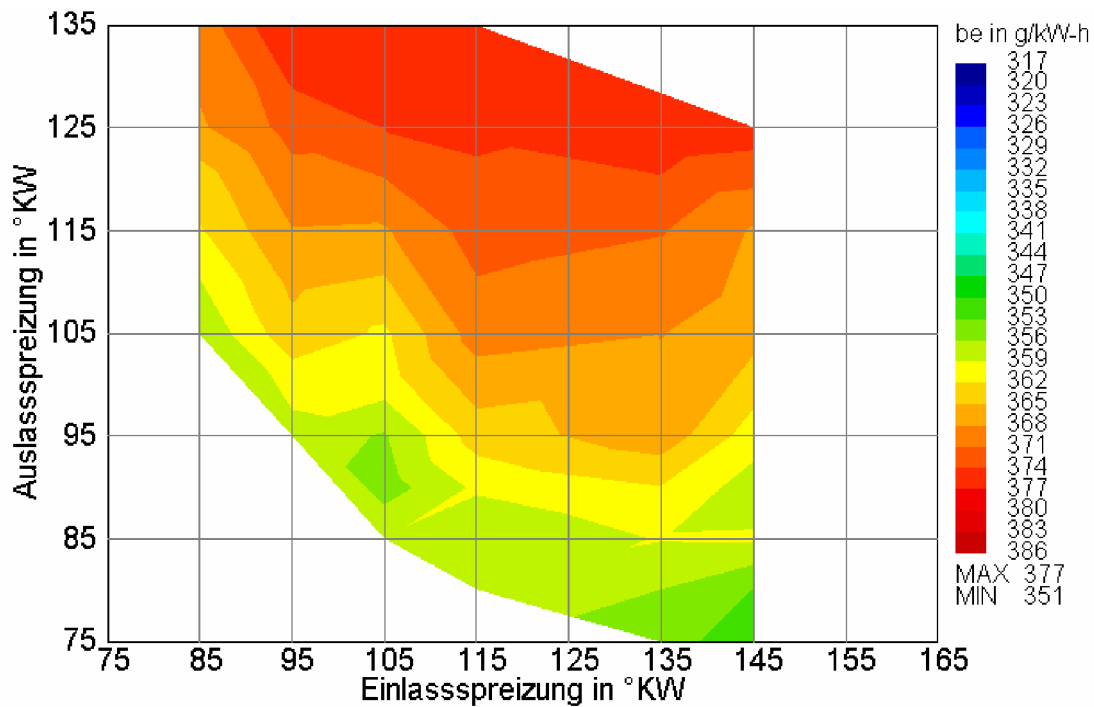


Abb. 7.15: Gemessener spezifischer Kraftstoffverbrauch in g/kW-h bei 2000 1/min und $p_e=2\text{bar}$, dargestellt im Phasensteller-Diagramm

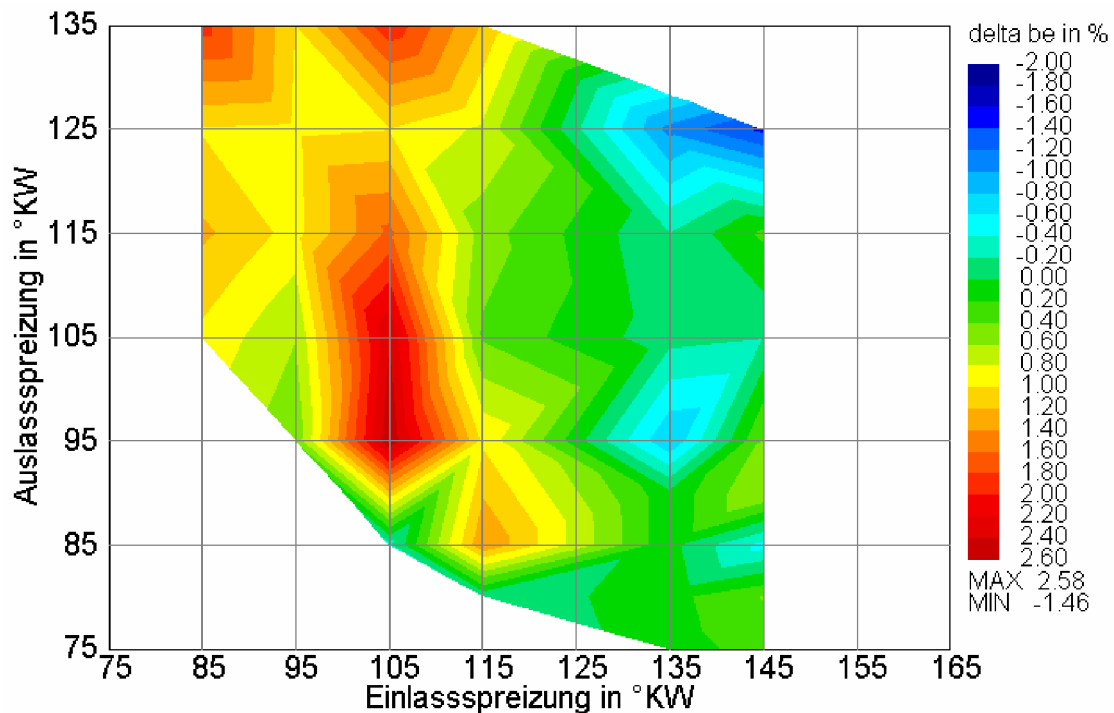


Abb. 7.16: Abweichung des simulierten spez. Kraftstoffverbrauchs vom Messwert in % bei 2000 1/min und $p_e=2\text{bar}$, dargestellt im Phasensteller-Diagramm

Der spezifische Kraftstoffverbrauch zeigt Werte unter 340g/kW-h , die allerdings erst bei Restgasgehalten um die 45% zustande kommen. Die Laufgrenze des Motors ist

deutlich früher erreicht und die damit erzielbare Verminderung der Drosselung ermöglicht Bestwerte von etwa 355 g/kW-h. Soll ein Verbrauchsbestwert eingestellt werden, so ist immer auch eine Verstellung der Auslassnockenwelle erforderlich.

Das Verbrauchskennfeld zeigt die großen vorhandenen Potenziale einer Steuerzeitenvariation. Die besten Verbrauchswerte werden immer bei kleiner Auslassspreizung erreicht. Die Einlassspreizung ist dabei abhängig von der Restgasstrategie. Große Spreizungen erzeugen einen geringeren Restgasgehalt, da die wirksame Ventilüberschneidung sukzessive kleiner wird. Das Einsparungspotenzial hinsichtlich Kraftstoffverbrauch ist jedoch annähernd das gleiche wie bei hohen Restgasgehalten, wenn man davon ausgeht, dass mit 40% oder mehr Restgas kein einwandfreier Motorbetrieb mehr möglich ist. Das Ziel ist immer die größtmögliche Kraftstoffverbrauchsreduktion bei kleinstem Restgasgehalt zu finden. Nur dadurch wird der in Abb. 7.1 gezeigte Effekt der Kompensation von Vorteilen im Ladungswechsel durch eine weniger effektive Verbrennung vermieden. Die dazu verwendete Strategie besteht in großen Einlassspreizungen bei gleichzeitig kleiner Auslassspreizung. Dadurch wird bei vergleichsweise niedrigen Restgasgehalten ein sehr günstiger Verbrauch ermöglicht. Eine konsequente und serientaugliche Umsetzung dieser Strategie ist in [3] beschrieben.

Die Abweichung von Rechnung und Messung ist im gesamten Phasenstellerkennfeld deutlich unterhalb der +/-3%-Grenze und erfüllt damit alle eingangs gestellten Voraussetzungen an die Genauigkeit. Der grüne Bereich in Abb. 7.16 repräsentiert eine Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation und demonstriert eindrucksvoll die hohe Güte der Vorausberechnung.

Gelegentlich wird eine Zusatzfunktion variabler Steuerzeiten diskutiert: die Beschleunigung der Aufheizung des Katalysators durch frühes Öffnen der Auslassventile (FAÖ). Zunächst kann man aus Abb. 7.14 sehen, dass das FAÖ unabhängig von der Einlasssteuerzeit in der Teillast zu einem Verbrauchsanstieg führt. Gleichzeitig erniedrigt sich die Abgastemperatur durch den steigenden Restgasgehalt. Abb. 7.17 zeigt zudem, dass in der Nähe der üblichen Volllaststeuerzeiten mit Spreizungswerten von etwa 110°KW auf beiden Nockenwellen schon die maximale Abgastemperatur erreicht wird. Jede Modifikation kostet Kraftstoff und unterscheidet sich damit nicht vom üblichen Verfahren eines späteren Zündwinkels zum Aufheizen des Katalysators. Sehr wohl können die Ventilsteuerzeiten jedoch dazu genutzt werden, um eine effektivere Gemischaufbereitung durchzuführen, die den Mehrverbrauch teilweise kompensieren kann.

Das Verbrauchskennfeld kann auch dargestellt werden, indem man anstelle der Phasenstellerdiagramme einfach den Verbrauch über dem Restgasgehalt aufträgt. Die Punkte in Abb.7.18 visualisieren, dass es bei niedrigen Restgasgehalten eine hohe Streuung im Verbrauch gibt, während bei hohen Werten nur mehr eine einzige Steuerzeit zum Optimum führt. Dieses Bild betont erneut die Notwendigkeit für eine Steuerzeitenstrategie für Motoren mit Restgastoleranzen um die 20%. Abb. 7.18

zeigt keine generelle Aussage. Die Spreizung der Verbrauchswerte hängt stark vom Betriebspunkt und von der gewählten Ventilhubkurve für das Einlassventil ab.

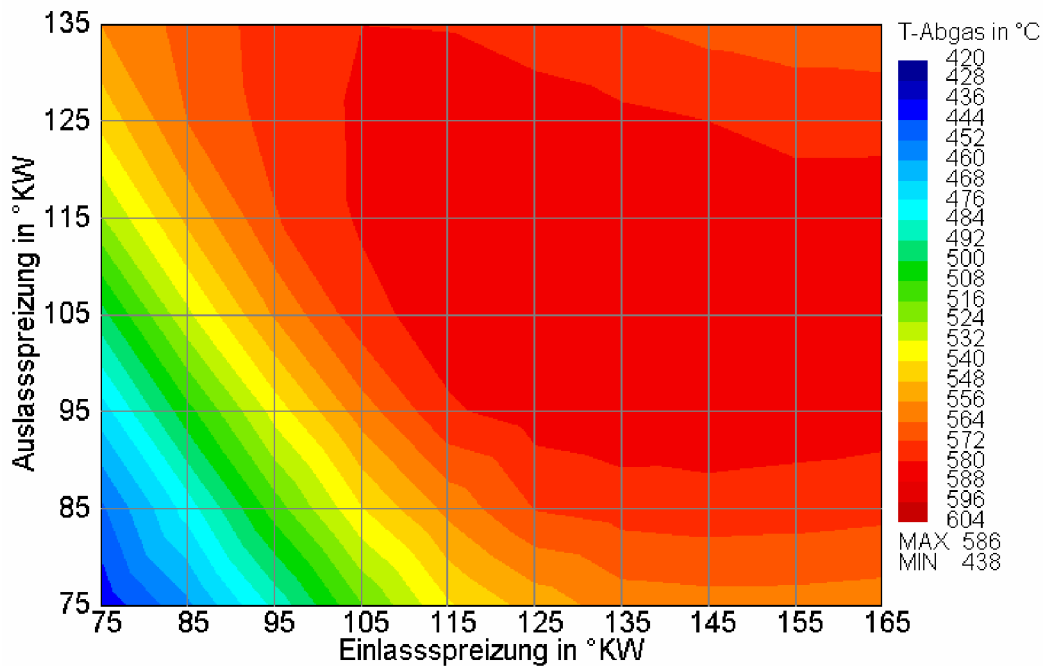


Abb. 7.17: Simulierte Abgastemperatur in $^{\circ}\text{C}$ am Katalysatoreintritt bei 2000 1/min und $p_e=2\text{bar}$, dargestellt im Phasensteller-Diagramm

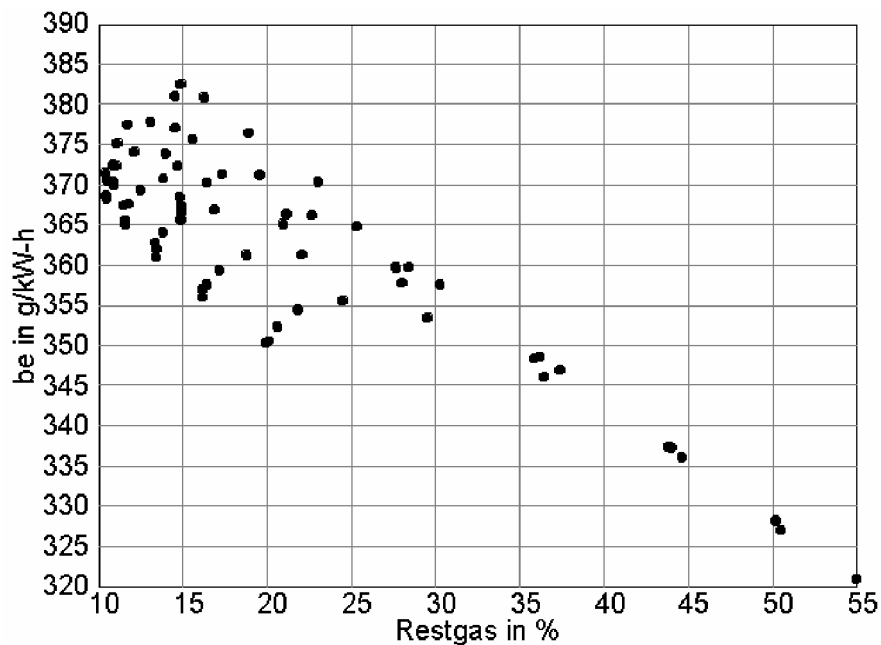


Abb. 7.18: Simulierte Verbrauchswerte über dem Restgasgehalt bei 2000 1/min und $p_e=2\text{bar}$

Infolge der beschriebenen Schwierigkeiten bei der Interpretation von Kenngrößen bezüglich ihrer Auswirkungen auf den Motorprozess werden nach diesem

ausführlichen Exkurs nun nur mehr der Restgasgehalt und der spezifische Kraftstoffverbrauch dargestellt. Damit kann die Zielgröße „Kraftstoffverbrauch“ in Abhängigkeit von nur einer einzigen Eingangsgröße gezeigt werden.

7.4 Variable Steuerzeiten und Ventilsteuerbreite bei Standardventilhub

Unabhängig von den in Abschnitt 6.2 dargestellten Begrenzungen bei der Konstruktion einer Ventilhubkurve soll hier eine schrittweise Verkleinerung der VSB einer Hubkurve untersucht werden. Aufgrund fehlender Realisierbarkeit dieser Hubkurven am Prüfstandsmotor gibt es dazu keine Messdaten. Es handelt sich also um eine Studie, die ausschließlich mit dem Computermodell durchgeführt wurde.

Das zunehmende FES bei kleiner werdender VSB steht in Zusammenhang mit der Güte der nachfolgenden Verbrennung. Durch die deutlich längere Zeit, die zwischen dem FES und der Zündung verstreicht, verfällt die Strömungsform im Zylinder (Tumble oder Drall) auch deutlich stärker bzw. hat sich gar nicht erst so intensiv ausbilden können und führt in der Regel zu einer längeren Brenndauer mit höheren Zündverzügen. Bei sehr kurzen VSB kann es sogar zu einer nicht homogenen Aufbereitung des Gemisches kommen [2]. Dieser Effekt kann hier nicht berücksichtigt werden. Das Verbrennungsmodell reagiert ausschließlich auf den Restgasgehalt. Dieser Abschnitt hat dennoch eine hohe praktische Bedeutung für einen elektromagnetischen Ventiltrieb, der die Hubkurven nach dem selben Prinzip erzeugt: der Ventilhub bleibt konstant und die Steuerbreite wird zur Verringerung der Ladungsmenge angepasst.

Die beiden Abbildungen 7.19 und 7.20 zeigen die verwendeten Ventilhubkurven und die zugehörigen Beschleunigungen. Nach Gl. (6.1) vervierfacht sich die mittlere Beschleunigung, wenn bei konstantem Maximalhub die Steuerbreite (VSB) halbiert wird. Dieses Verhalten ist bei den dargestellten Kurven auch sehr eindrucksvoll zu beobachten. Auch das Anwachsen der negativen Beschleunigung ist von großem Interesse, da ab einem bestimmten Wert das Abheben des Ventils von der Nocke nicht mehr verhindert werden kann. Diese Problematik ist insbesondere bei kleinen Ventilhuben von Bedeutung, denn bei gleicher Masse ist hier die Federkraft deutlich geringer. Die Umsetzung solcher Ventilhubkurven führt also zu einer Reihe von Problemen, die jedoch hier nicht Gegenstand der Diskussion sein sollen. Das Interesse dieser Arbeit konzentriert sich auf die gasdynamischen Auswirkungen solcher Ventilhubkurven.

Die Abb. 7.21 bis 7.28 zeigen Restgas und spezifischen Verbrauch im Phasenstellerkennfeld für unterschiedliche VSB-Werte von 90% bis 30% des Basiswertes. Es sind jeweils zwei verschiedene Szenarien für die Restgastoleranz dargestellt. Die schwarze Linie markiert eine Verträglichkeit von 20% Restgas und die rote Linie kennzeichnet den 30%-Wert. Analog zum Abschnitt 7.2 wird die Linie konstanten Restgases einfach in das Verbrauchskennfeld kopiert. Dort sind unmittelbar die besten Verbrauchswerte abzulesen. Genau wie bei der Basis verlaufen auch für die Variante mit VSB=90% die Restgaslinien und die

Verbrauchslinien im Bereich kleiner Einlassspreizung nahezu parallel. Dadurch kann bei hohem Restgasgehalt eine beliebige Steuerzeit entlang der Laufgrenze eingestellt werden, während bei niedrigen Restgasgehalten eine möglichst späte Einlasssteuerzeit zum Ziel führt.

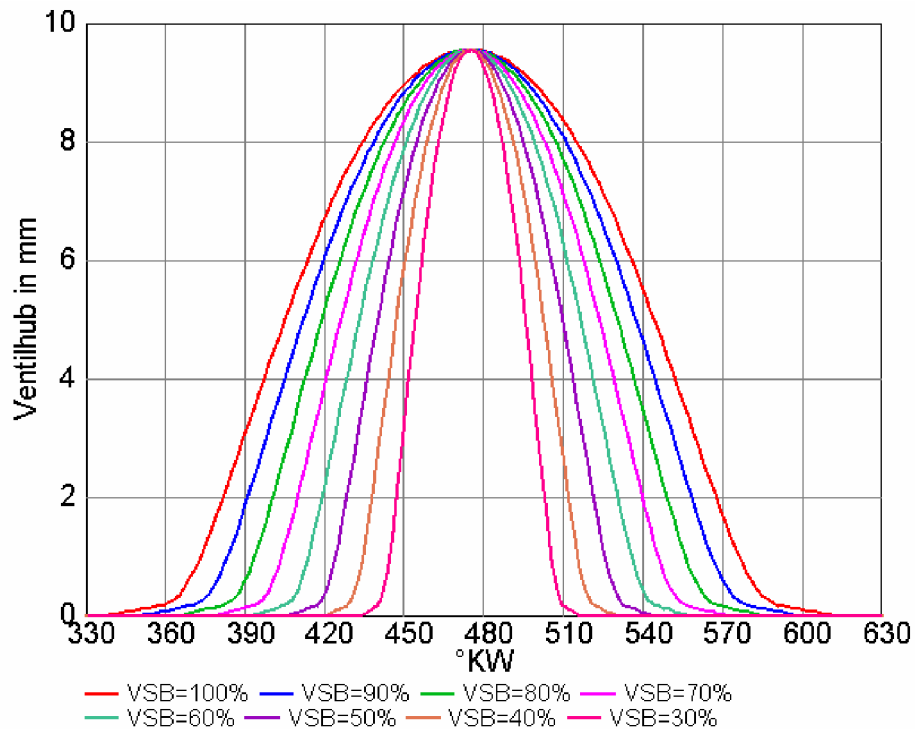


Abb. 7.19: Verwendete Ventilhubkurven für die Simulationen in diesem Abschnitt

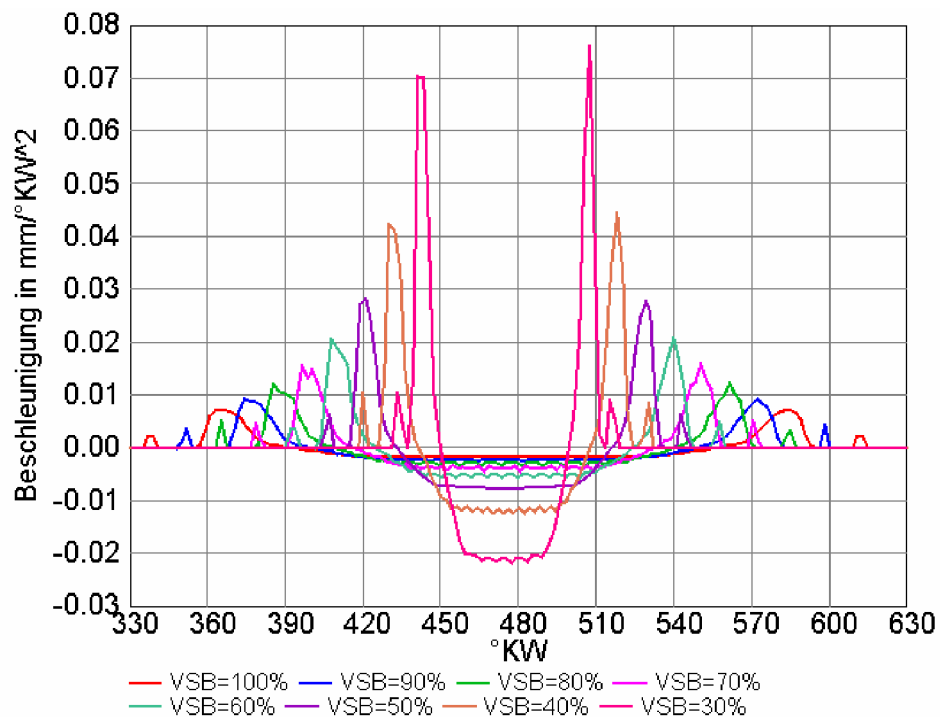


Abb. 7.20: Auftretende Ventilbeschleunigungen bei den Hubkurven aus Abb.7.14

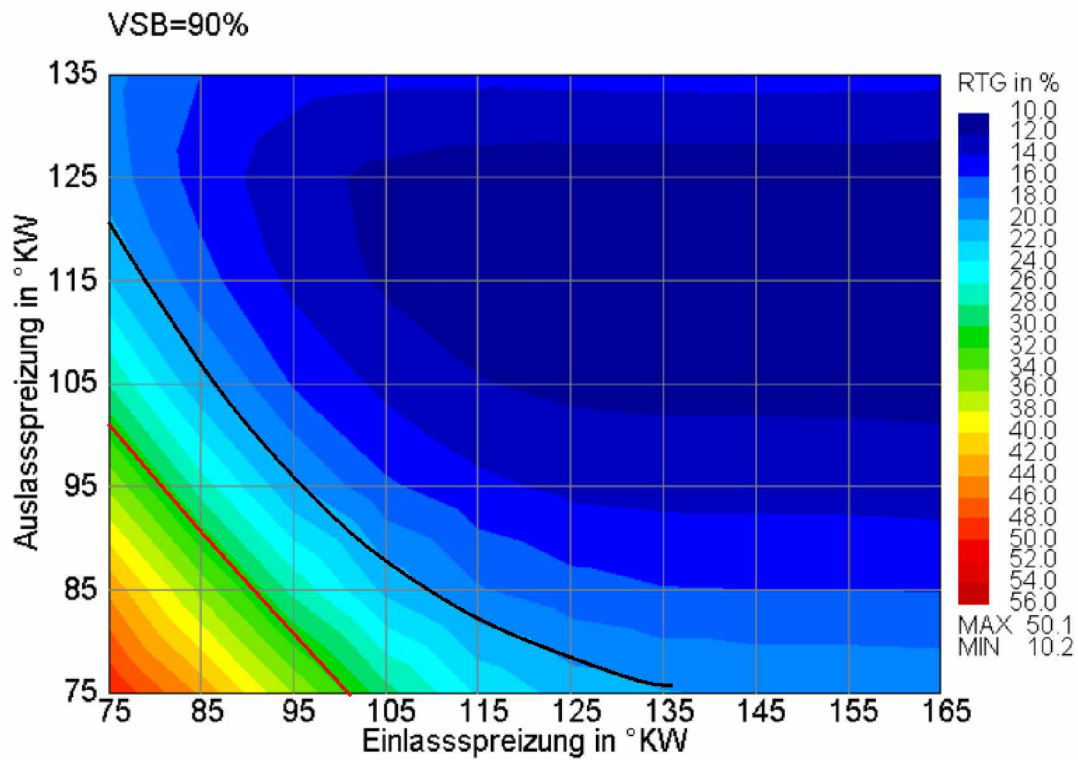


Abb. 7.21: Simulierter Restgasgehalt bei einer VSB von 90% des Basiswertes, 2000 1/min und $p_e=2\text{bar}$, Laufgrenzen bei 20% bzw. 30% Restgasgehalt

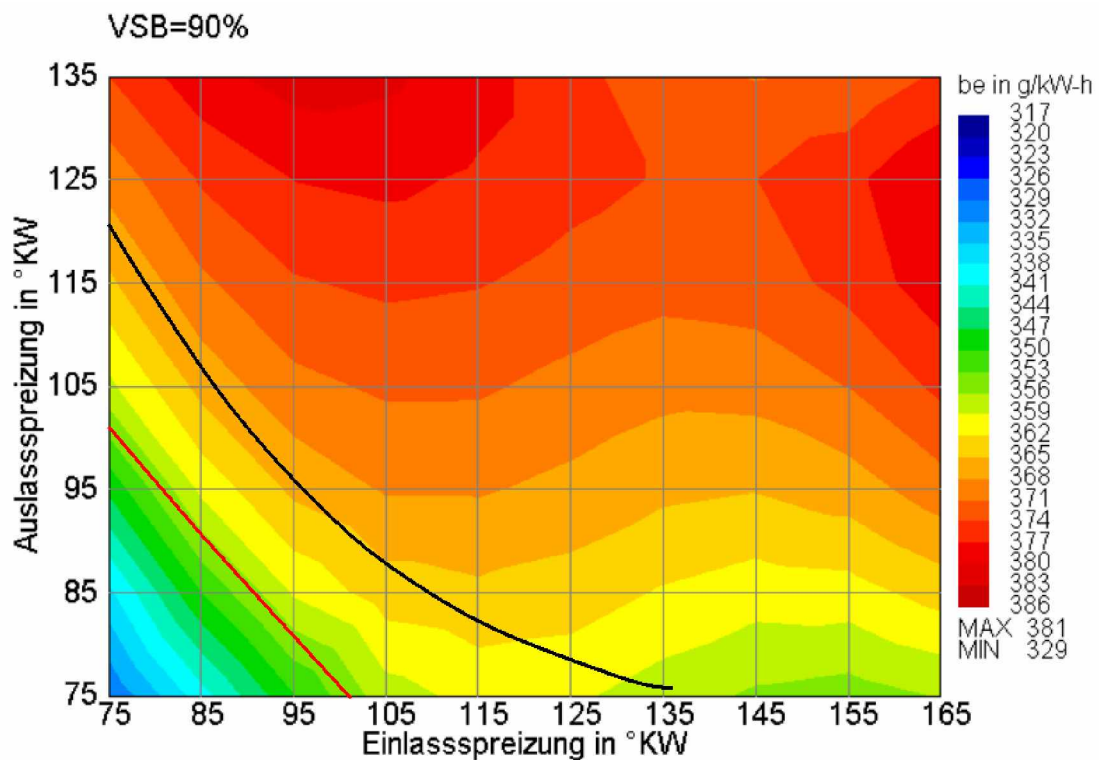


Abb. 7.22: Simulierter Kraftstoffverbrauch bei einer VSB von 90% des Basiswertes, 2000 1/min und $p_e=2\text{bar}$, Laufgrenzen bei 20% bzw. 30% Restgasgehalt

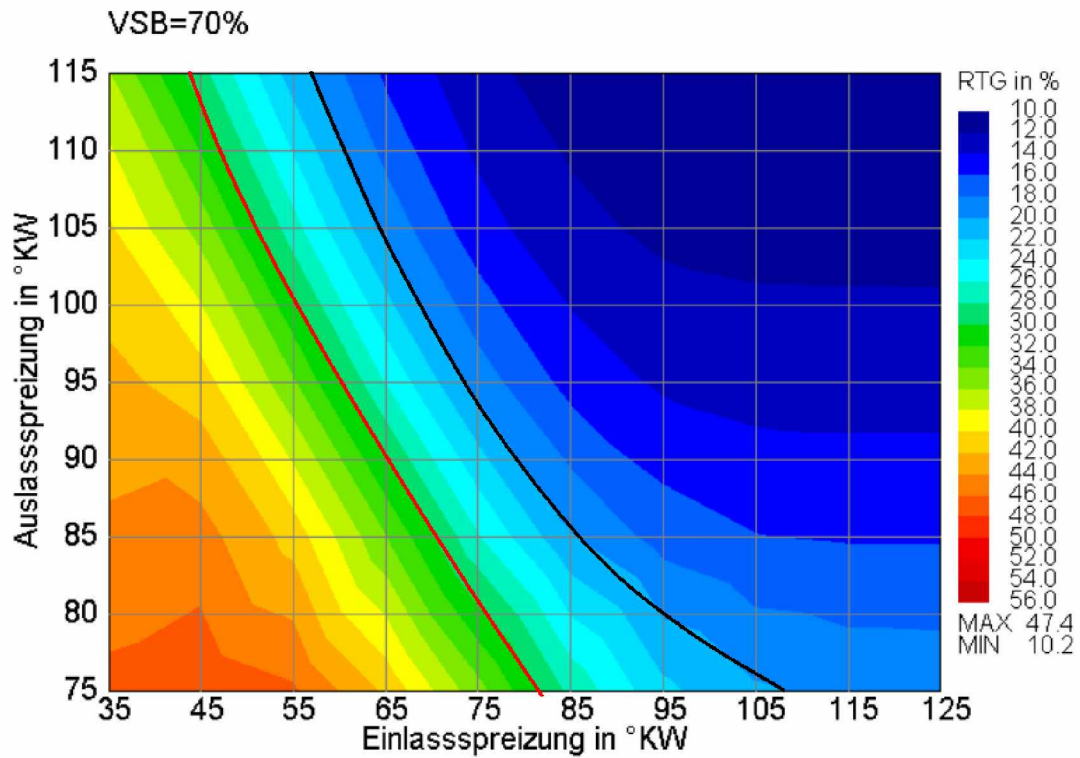


Abb. 7.23: Simulierter Restgasgehalt bei einer VSB von 70% des Basiswertes, 2000 1/min und $p_e=2\text{bar}$, Laufgrenzen bei 20% bzw. 30% Restgasgehalt

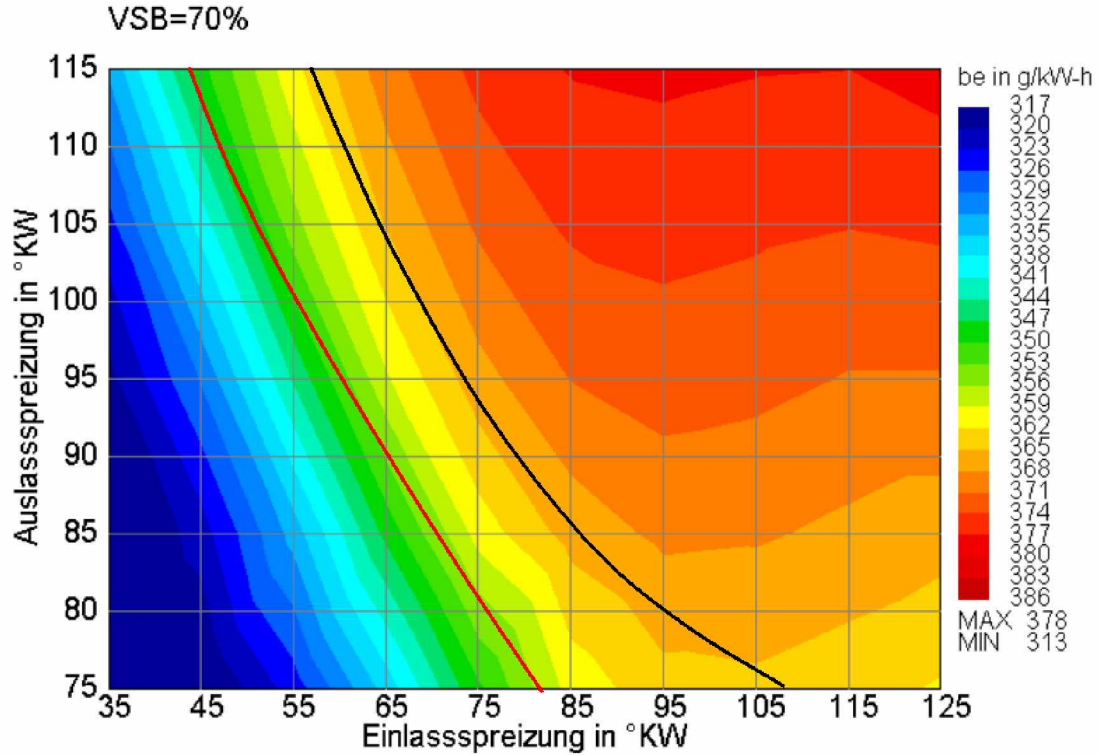


Abb. 7.24: Simulierter Kraftstoffverbrauch bei einer VSB von 70% des Basiswertes, 2000 1/min und $p_e=2\text{bar}$, Laufgrenzen bei 20% bzw. 30% Restgasgehalt

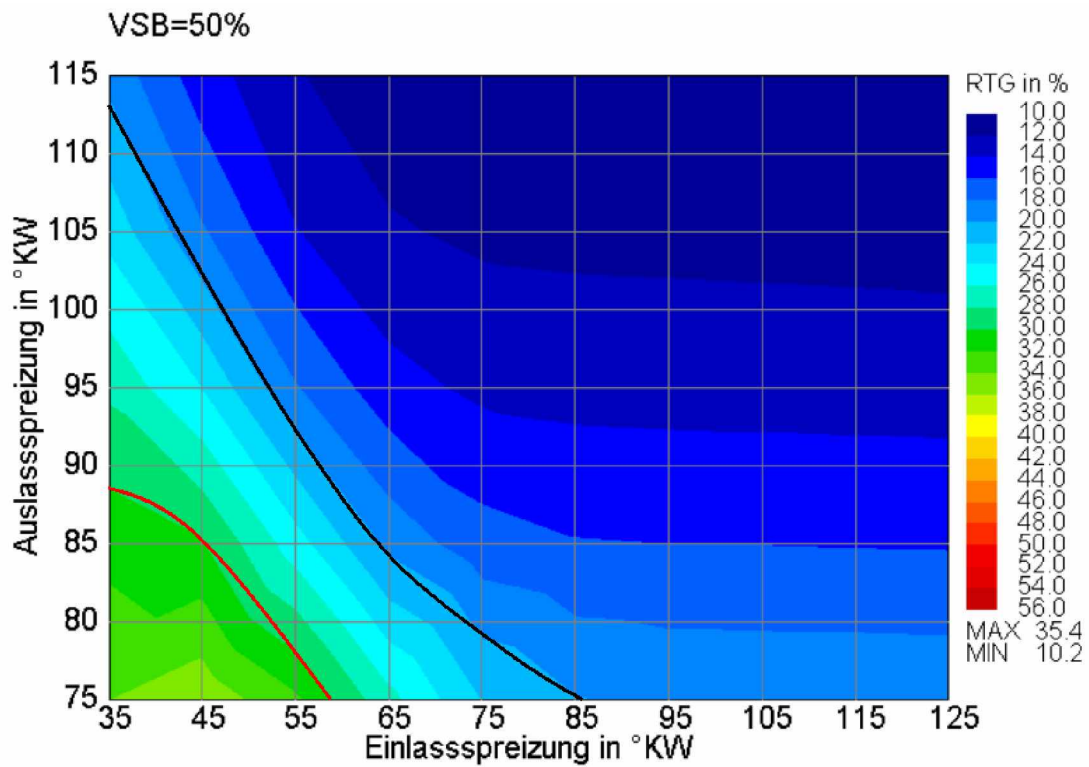


Abb. 7.25: Simulierter Restgasgehalt bei einer VSB von 50% des Basiswertes, 2000 1/min und $p_e=2\text{bar}$, Laufgrenzen bei 20% bzw. 30% Restgasgehalt

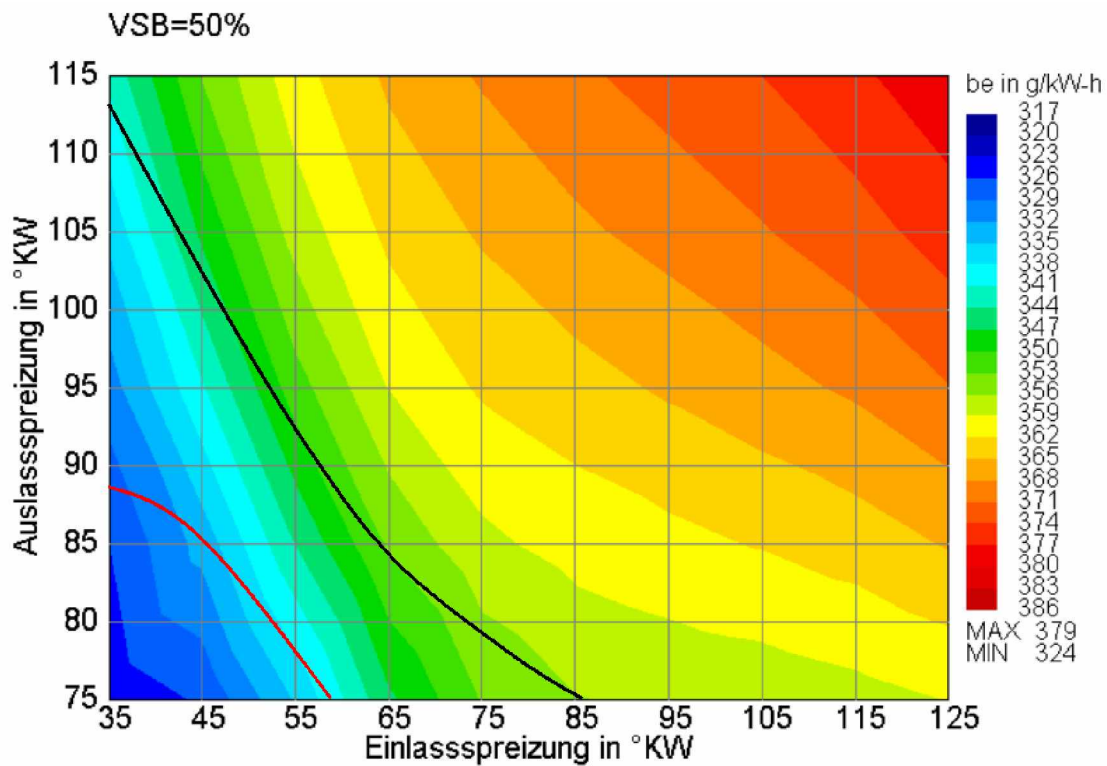


Abb. 7.26: Simulierter Kraftstoffverbrauch bei einer VSB von 50% des Basiswertes, 2000 1/min und $p_e=2\text{bar}$, Laufgrenzen bei 20% bzw. 30% Restgasgehalt

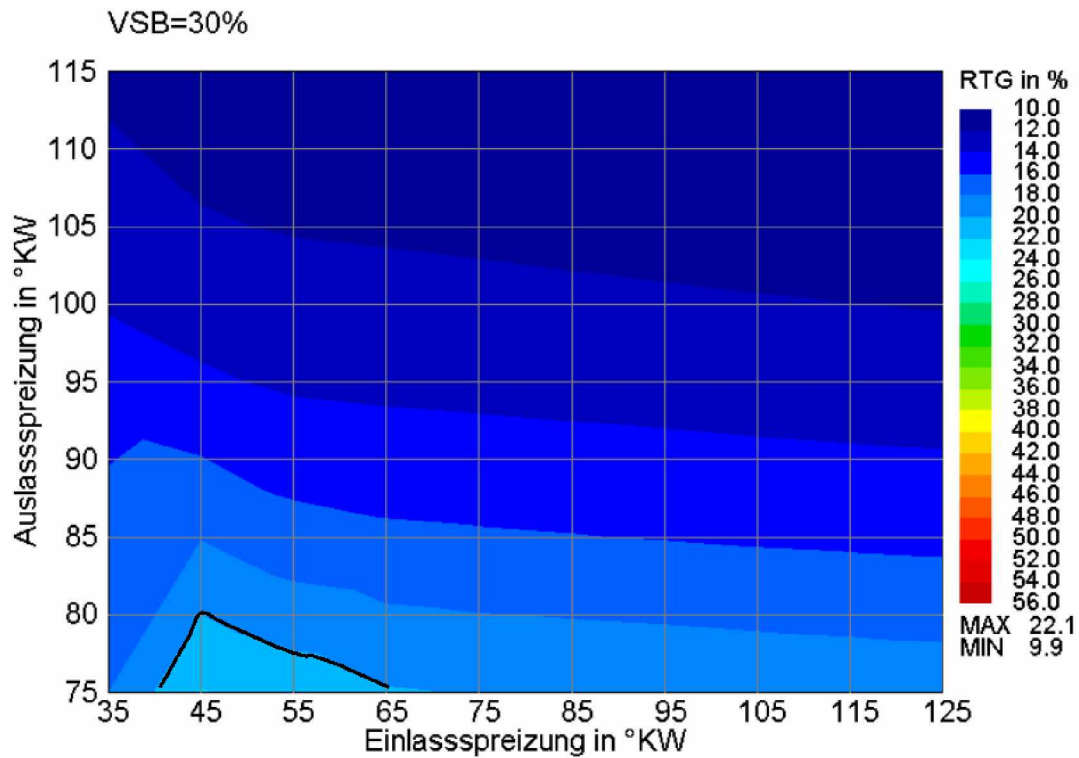


Abb. 7.27: Simulierter Restgasgehalt bei einer VSB von 30% des Basiswertes, 2000 1/min und $p_e=2\text{bar}$, Laufgrenzen bei 20% bzw. 30% Restgasgehalt

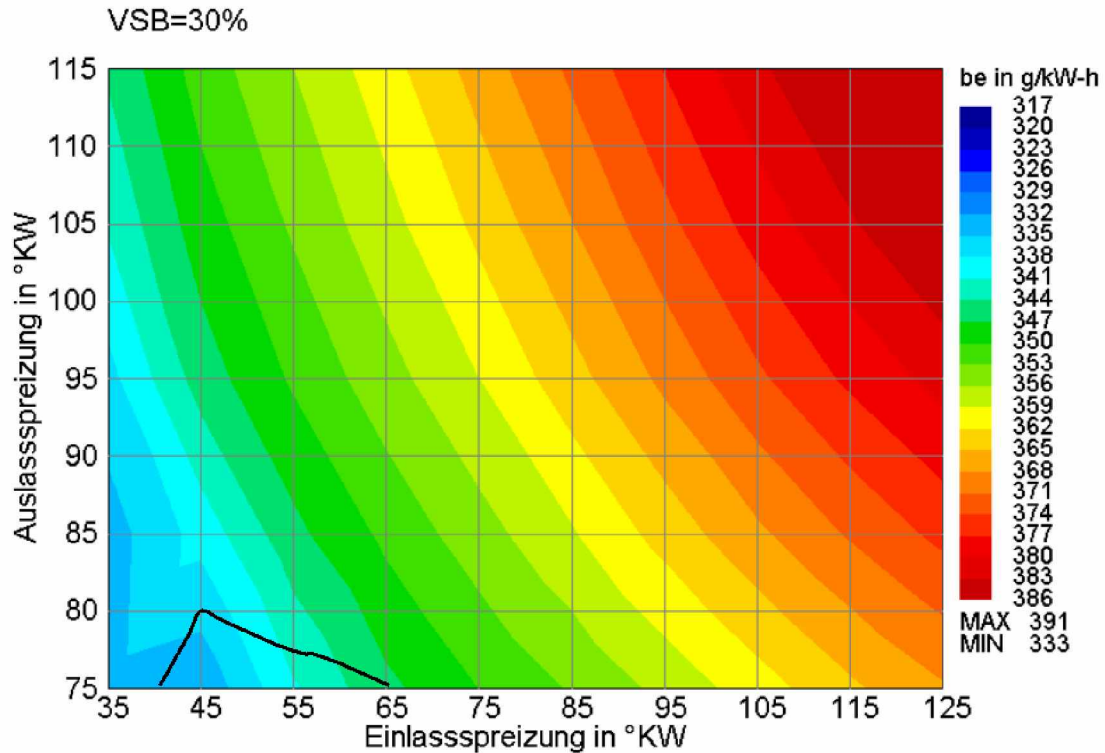


Abb. 7.28: Simulierter Kraftstoffverbrauch bei einer VSB von 30% des Basiswertes, 2000 1/min und $p_e=2\text{bar}$, Laufgrenzen bei 20% bzw. 30% Restgasgehalt

Wird die Ventilsteuerbreite auf 70% des Basiswertes verringert (Abb. 7.23 und 7.24), so ist die Parallelität zwischen Restgas- und Verbrauchsisolinien nicht mehr gegeben. Die Kurven mit konstantem Verbrauch verlaufen nun deutlich steiler im Kennfeld, wodurch sich zumindest im Bereich hohen Restgasgehalts als Optimum eine kleine Einlassspreizung bei großer Auslassspreizung ergibt. Für den niedrigeren Restgasgehalt gilt noch immer der rechte untere Kennfeldbereich als Optimalbereich. Allerdings hat sich der geringste erzielbare Verbrauch bei 20% Restgasgehalt um etwa 3% erhöht, während er sich bei 30% Restgasgehalt um etwa 3% erniedrigt hat. Dieses Verhalten ist typisch und leicht nachzuvollziehen. Mit der geringeren VSB erhält man nämlich bei gleicher Überschneidung und damit konstantem Restgasgehalt ein deutlich früheres Schließen der Einlassventile (FES). Dadurch kommt es zu einer Erhöhung des Liefergrades, der wiederum durch ein vermehrtes Androsseln des Motors kompensiert werden muss. In Summe überwiegen die verbrauchserhöhenden Effekte, wodurch sich der Gesamtwirkungsgrad des Motors erniedrigt.

Das beschriebene Verhalten stellt sich bei einer VSB von 50% des Basiswertes noch deutlicher dar. Hier ist bereits immer die Strategie „FES“ die beste im Sinne des Kraftstoffverbrauchs. Der maximal erzielbare Restgasgehalt sinkt ebenfalls deutlich ab. Waren mit 70% VSB noch Werte um 55% möglich, so liegt jetzt der höchste Restgasgehalt bei nur noch etwa 38%. Durch die zunehmende Verkürzung der Einlasssteuerbreite muss, um die Leistung zu erhalten, der Saugrohrdruck angehoben werden. Diese Maßnahme wirkt sich jedoch reduzierend auf den Restgasgehalt des Motors aus.

Ein extremes Beispiel zeigen die Abb. 7.27 und 7.28. Die VSB hat nun nur noch 30% ihres Ursprungswertes bei unverändertem Ventilhub. Der höchste erzielbare Restgasgehalt beträgt etwa 20%. Bewegt man sich weiter nach links im Phasenstellerkennfeld, so sinkt der Restgasgehalt wieder ab. Die gleichzeitige Verschiebung des Einlassventil-Schließens zu einem früheren Zeitpunkt wirkt sich jetzt mindernd auf den Liefergrad aus und erfordert einen höheren Saugrohrdruck. Dieser wirkt einem weiteren Ansteigen des Restgasgehaltes entgegen. Theoretisch gibt es hier keine Laufgrenzenprobleme mehr und das gesamte gezeigte Phasenstellerkennfeld kann verwendet werden. Daraus errechnet sich ein Verbrauchsbestwert von 335 g/kW-h was einer Verbesserung zur Basis bei gleichem Restgasgehalt von über 7% entspricht. Wie eingangs erwähnt, ist in dieser Abschätzung jedoch die Problematik der tendenziell ungünstiger ablaufenden Verbrennung bei sehr kurzen Ventilhuben nicht enthalten. Dieses Problem kann recht signifikante Ausmaße annehmen und im ungünstigsten Fall alle Vorteile des Ladungswechsels zunichte machen.

Abb. 7.29 verdeutlicht nochmals den gezeigten Effekt auf Basis eines konstanten Restgasgehaltes von 20%. Bei hinreichend großer VSB erhöht sich zunächst der Liefergrad, wenn man in Richtung „FES“ geht und fällt dann wieder ab. Bei $VSB \leq 50\%$ des Basiswertes fällt der Liefergrad beim Verstellen des Einlassventil-Schließzeitpunktes nach „früh“ permanent ab. Gleichzeitig ist insgesamt das

Liefergradniveau deutlich geringer als bei den Ventilhubkurven mit größerer Steuerbreite. Wegen der kleineren notwendigen Drosselung erhöht sich der Wirkungsgrad des Motors.

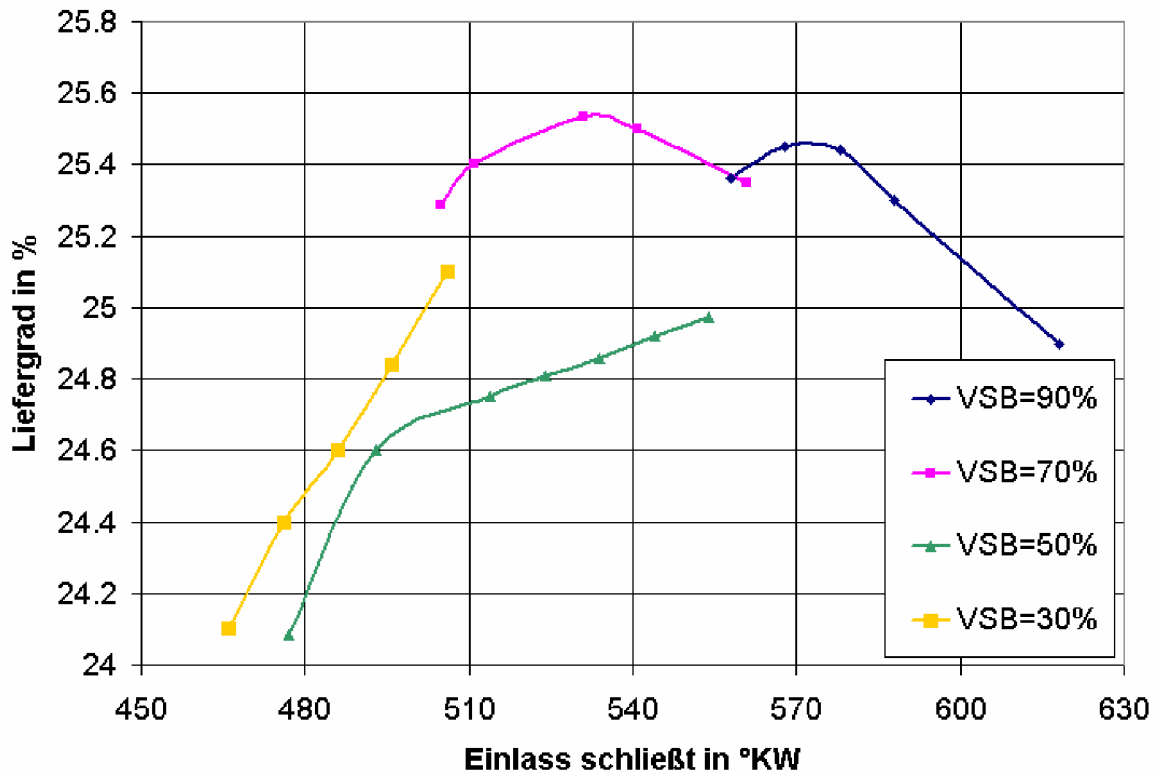


Abb. 7.29: Simulierter Liefergrad über dem Schließzeitpunkt der Einlassventile für verschiedene VSB und 9.5mm Ventilhub bei 2000 1/min und $p_e=2\text{bar}$ bei konstantem internen Restgasgehalt von 20%

Die grüne Kurve für die VSB=50% zeigt, dass damit ähnlich kleine Liefergrade wie mit der noch kürzeren VSB von 30% des Basiswertes (gelbe Kurve) erreicht werden können. Für beide Fälle lässt sich eine weitere Verringerung des Liefergrades nicht mehr realisieren, da der Saugrohrdruck bereits nahe am Umgebungsdruck ist und somit die Leistung nicht mehr gehalten werden könnte. Bei gleichem Schließzeitpunkt der Einlassventile hat die kürzeste VSB einen höheren Liefergrad als die 50%-Variante, weil durch das spätere Öffnen der Einlassventile eine höhere Saugrohrdynamik generiert wird (dynamischer Nachladeeffekt).

Abb. 7.30 greift diesen Zusammenhang nochmals in Form eines p, V -Diagrammes auf. Der Schließzeitpunkt der Einlassventile ist für beide Kurven gleich und liegt 64°KW vor dem UT (476°KW absolut). Nach Abb. 7.5 hat die kürzere VSB – bedingt durch die kleinere Auslassspreizung – nahezu keine Expansionsverluste, dafür jedoch leicht erhöhte Kompressionsverluste. Die Auswertung der Pumpverluste fällt zu Gunsten der längeren VSB aus, was der niedrigere Liefergrad in Abb. 7.29 bereits andeutet. Der Bezug auf einen konstanten Restgasgehalt macht Sinn, da damit der zu erwartende Gütegrad der Verbrennung mit eingebracht wird. Zusammenfassend kann zu diesem Beispiel gesagt werden: Wird der gleiche Schließzeitpunkt der

Einlassventile angestrebt, so bedeutet das für die kürzere VSB ein späteres Öffnen der Einlassventile. Durch die Saugrohrdynamik erhöht sich dadurch der Liefergrad, was ein stärkeres Androsseln des Motors erforderlich macht. Das führt zu einer Erhöhung der Pumpverluste, die in Abb. 7.30 grafisch veranschaulicht wird. Gleichzeitig muss die Auslassnockenwelle in Richtung „spät“ verschoben werden, um den Restgasgehalt einstellen zu können. Diese Verstellung erniedrigt einerseits die Expansionsverluste und hat andererseits auch signifikanten Einfluss auf den Beginn des Saugtaktes, da das rückströmende Abgas durch die offenen Auslassventile den Zylinderdruck langsamer abfallen lässt.

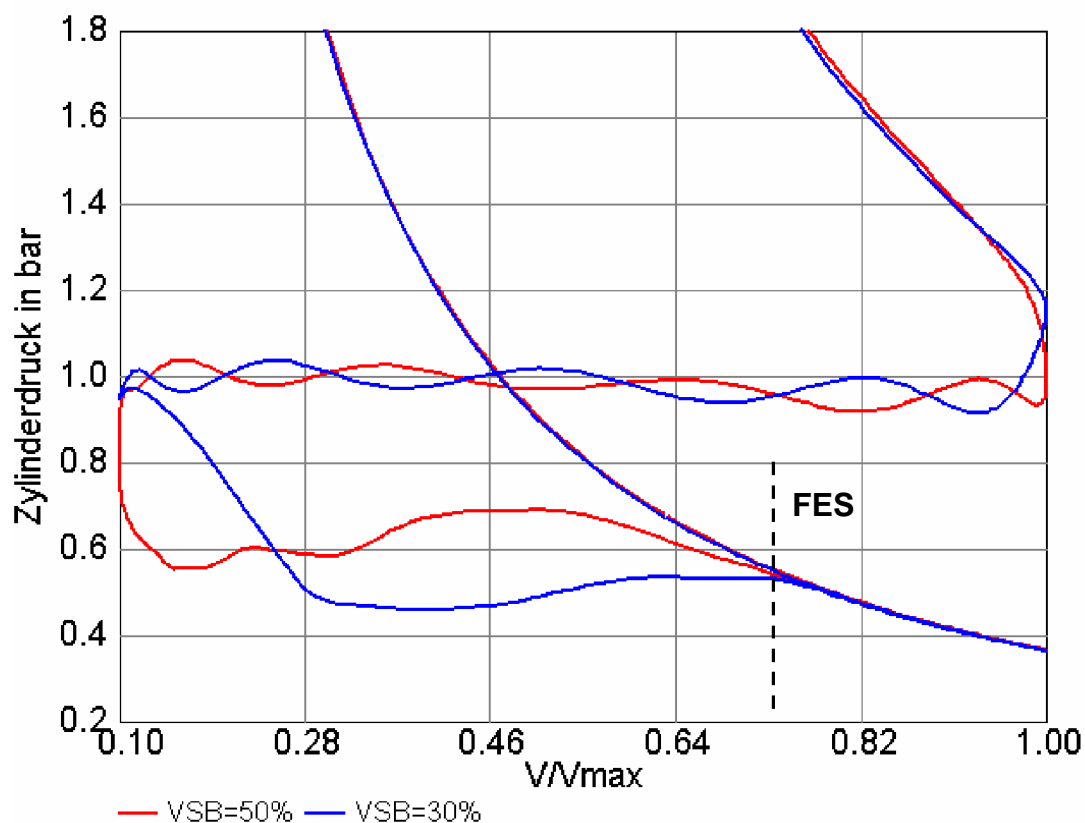


Abb. 7.30: Einfluss der VSB auf die Ladungswechselsarbeit für FES=konst. und 20% Restgasgehalt bei 2000 1/min und $p_e=2\text{bar}$

In Summe ist daher der Kraftstoffverbrauch bei der längeren VSB im Vergleich zur kürzeren VSB um etwa 1% besser. In der Praxis ist der sukzessiven Verkürzung der VSB vor allem durch die mögliche Phasenstellung der Auslassnockenwelle eine Grenze gesetzt. Um den beschriebenen Effekt der Liefergraderhöhung durch spätes Öffnen der Einlassventile zu vermeiden, muss die Auslassnockenwelle auf sehr kleine Spreizungen eingestellt werden. Neben dem maximalen Stellweg des Phasenstellers ist jedoch vor allem die Freigängigkeit der Ventile zu bedenken. Unterhalb eines bestimmten Wertes (beim untersuchten Motor sind es 70° KW Spreizung) kommt es zum Kontakt der Auslassventile mit dem Kolben. Ventiltaschen als Abhilfe sind meist ein Kompromiss, da sie das Klopfverhalten des Motors in der Vollast ungünstig beeinflussen können. Als Faustregel für die Auslegung kann

gelten: Trägt man die Liefergradkurven wie in Abb. 7.29 auf und führt eine kürzere VSB zu niedrigeren Werten, so ist Potenzial zur Reduzierung der Drosselverluste vorhanden. Bewegt man sich jedoch seitlich nach links, so ist das Optimum erreicht. Eine weitere Verkürzung führt dann auf die in Abb. 7.30 beschriebene Situation.

7.5 Variable Steuerzeiten und Ventilsteuerbreite bei variablem Ventilhub

Der nun folgende Abschnitt beginnt mit einer Hubkurvenschar mit einem gegenüber dem Referenzfall deutlich reduzierten Ventilhub von jeweils 5mm. Die Beschleunigungsbedingung aus Gl. (6.2) wird dabei nur von der Basisvariante mit VSB=225°KW sowie den breiteren Hubkurven eingehalten. Vermessen wurde nur die Basis. Das Modell hat eine sehr gute Vorhersagefähigkeit, weswegen die Ergebnisse mit den restlichen Kurven ohne weiteren Abgleich analysiert werden.

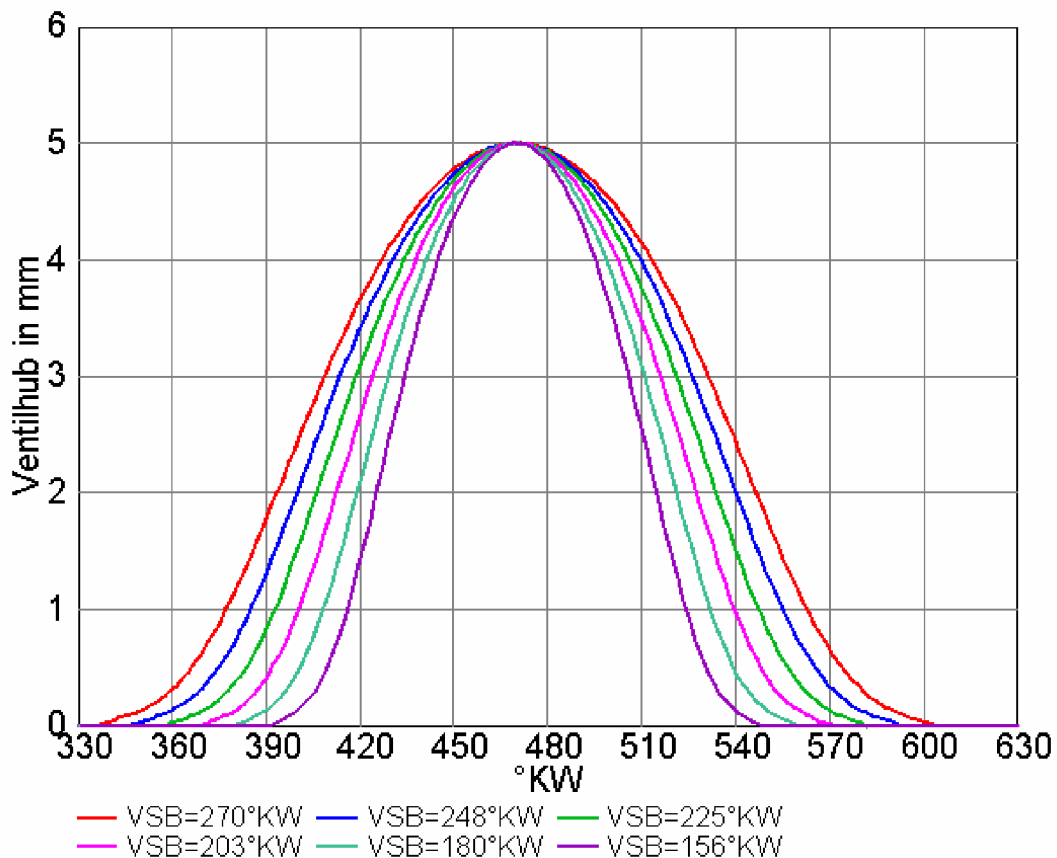


Abb. 7.31: Verwendete Ventilhubkurven zur Ermittlung der optimalen VSB

Eine erste Analyse der Basisnockenwelle zeigt Abb.7.32. Dargestellt sind alle für ein Kennfeld errechneten Verbrauchswerte mit ihren zugehörigen Restgasgehalten. Die Unterschiede kommen durch die variablen Steuerzeiten zustande. Die erreichbaren Restgasgehalte sind deutlich niedriger als mit der Standardnockenwelle, die einen Hub von 9.5 mm und eine Basisbreite von 272°KW aufweist. Pro Kennfeld wurden 70 Punkte simuliert. Das Optimierungspotenzial durch die variablen Steuerzeiten ist ebenfalls deutlich geringer als bei der Standardnockenwelle (vgl. Abb.7.18). Ab

einem Restgasgehalt von 22% gibt es praktisch jeweils nur mehr eine einzige Steuerzeitenkombination, mit der sich ein Optimum finden lässt. Diese Auswirkung von Ventilhubkurven mit reduziertem Hub ist von grundlegender Natur. Je kleiner die Hubkurve wird, umso steiler werden die Verbrauchslinien im Phasensteller-Kennfeld. Die beschriebene Parallelität von Restgasisolinien und Verbrauchsisolinien fällt damit weg und die Situation ist ähnlich der bei verkürzter VSB (siehe Abb. 7.26 und 7.28). Der Grund dafür liegt wiederum im Zusammenhang zwischen dem Schließzeitpunkt der Einlassventile und dem (über die VSB) sich dabei einstellenden Restgasgehalt. Eine genauere Diskussion folgt im nächsten Absatz. Hier soll festgehalten werden, dass bei Betrieb mit deutlich verkleinerten Maximalhuben und Basisbreiten (mindestens 20% Verkleinerung) die Steuerzeitenstrategie eine untergeordnete Rolle spielt, sobald man auf mittlere Restgasgehalte (über 20% Restgasgehalt) geht.

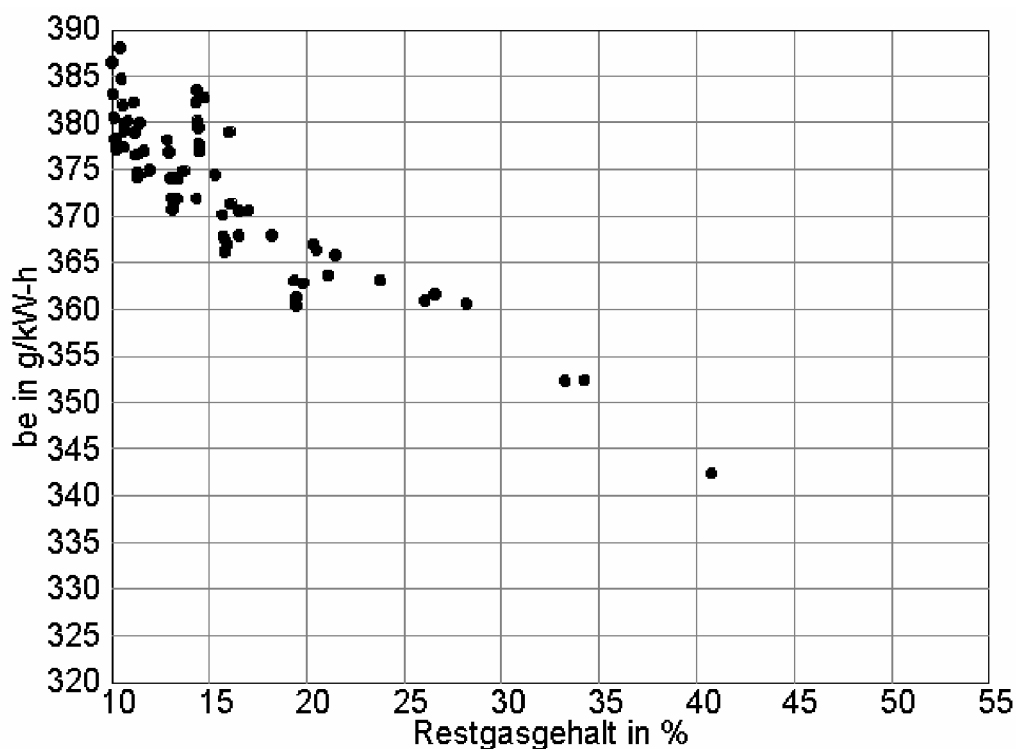


Abb. 7.32: Simulierte Verbrauchswerte über dem Restgasgehalt bei 2000 1/min und $p_e=2\text{bar}$ für die Basisnockenwelle mit 5mm Hub und $VSB=225^\circ\text{KW}$

Ein weiterer wichtiger Punkt ist die Verkleinerung des Wirkungsgradpotenzials. Während bei einer VSB von 272°KW mit 20% internem Restgas noch Werte von 350 g/kW-h errechnet wurden, liegen die kleinsten Werte hier bei 360 g/kW-h. Das kann nur zu einem Teil der weniger effizienten Verbrennung zugeschrieben werden. Eine wesentliche Einflussgröße ist auch hier die Erhöhung des Motorliefergrades durch Verkürzung der VSB. Der kleinere Ventilhub begrenzt den Liefergrad in der Teillast noch nicht und das frühere Schließen der Einlassventile kann voll zur Geltung kommen.

Abb. 7.33 zeigt dazu den Verlauf des Liefergrades bei unterschiedlichem Restgasgehalt über der VSB. Deutlich zu sehen ist, dass das Maximum bei der Auslegungssteuerbreite von 225°KW auftritt. Für den moderaten Restgasgehalt von 20% verhält sich der Liefergrad in beide Richtungen der VSB etwa gleich. Erhöht man jedoch den Restgasgehalt auf 30%, so zeigt sich ein deutlich größeres Potenzial zur Liefergradsenkung zu kleineren Ventilsteuerbreiten hin. Mit der kürzesten simulierten VSB wird auch das absolute Minimum des Liefergrades für diesen Restgasgehalt erzielt.

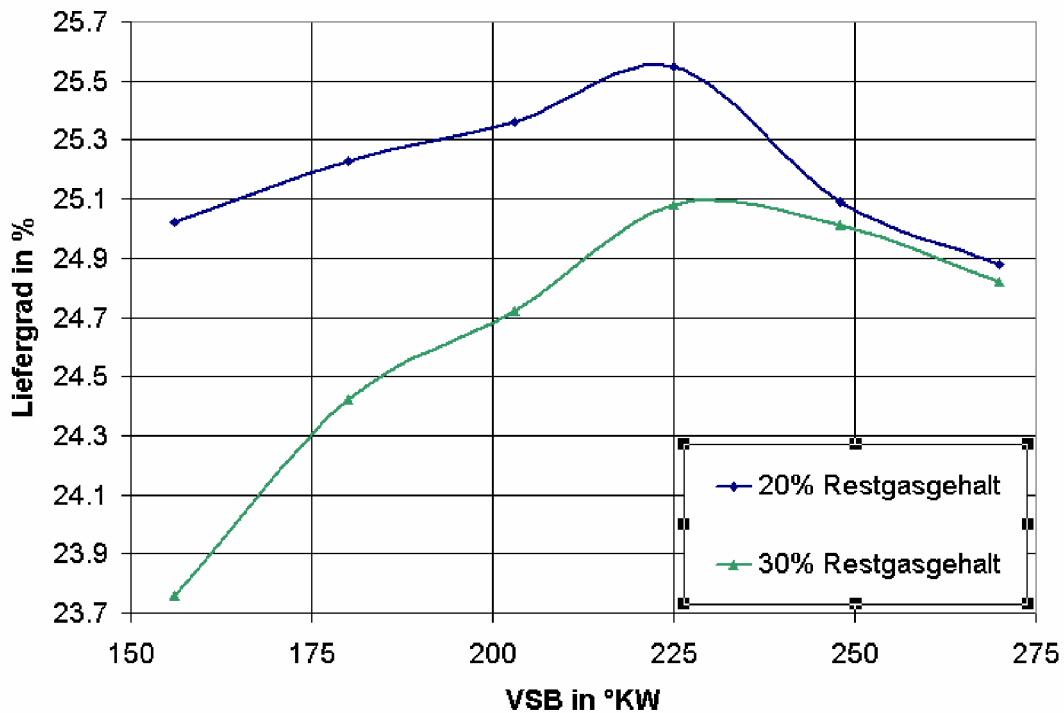


Abb. 7.33: Simulierter Liefergrad über der VSB der Einlassventile für verschiedene Restgasgehalte und 5mm Ventilhub bei 2000 1/min und $p_e=2\text{bar}$

Dieser Trend setzt sich in den zugehörigen Verbrauchswerten ebenfalls durch. Dazu zeigt Abb. 7.34 die simulierten Verbrauchswerte. Im Bereich der vorausgelegten VSB von 225°KW hat der Kraftstoffverbrauch unabhängig vom Restgasgehalt und in Korrelation zum Liefergrad ein lokales Maximum beim gewählten Betriebspunkt. Verbesserungsmöglichkeiten liegen in beiden Richtungen, wobei jedoch eine Verkürzung der VSB – bei entsprechend hohem Restgasgehalt – das bei weitem größere Potenzial birgt.

Geht man von der realisierbaren Variante mit einer VSB von 225°KW aus, so erkennt man, dass diese noch immer zu lang ist um den erwünschten Effekt einer Kraftstoffeinsparung erreichen zu können. Entgegen der ursprünglichen Vermutung wird der Kraftstoffverbrauch dadurch sogar noch angehoben. Eine Verkürzung muss daher so weit vorgenommen werden, bis erstmals ein Potenzial der verkürzten Einlassventilhubkurve im Vergleich zur Standardkurve mit variablen Steuerzeiten festgestellt werden kann. Im gezeigten Fall ist eine VSB von unterhalb 180°KW

notwendig, um im Vergleich zu den Standardnockenwellen mit doppelter unabhängiger Steuerzeitenverstellung einen Vorteil im Kraftstoffverbrauch erreichen zu können.

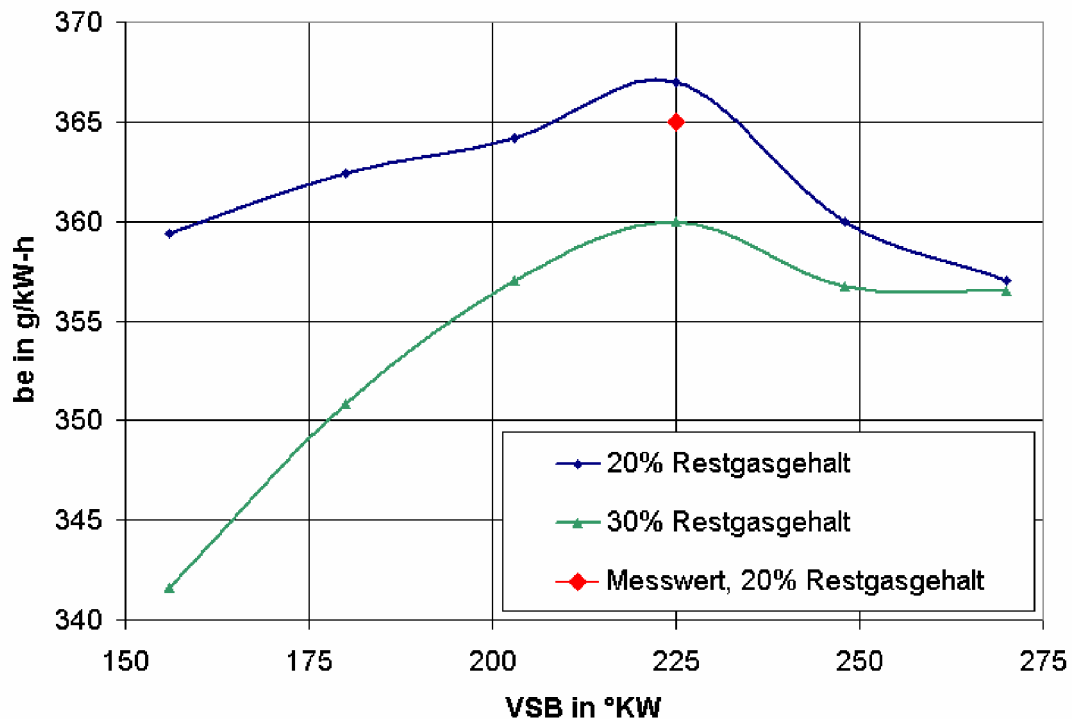


Abb. 7.34: Simulierter spez. Kraftstoffverbrauch über der VSB der Einlassventile für verschiedene Restgasgehalte bei 5mm Ventilhub bei 2000 1/min und $p_e=2\text{bar}$

Wie eingangs schon erwähnt, wurde nur die Hubkurve mit 225°KW VSB realisiert und vermessen. Die diesbezügliche Übereinstimmung des Rechenmodells mit der Messung ist als sehr gut zu bezeichnen, vor allem dann, wenn man bedenkt, dass dabei keine weiteren über die in Kap. 5 beschriebenen Modifikationen am Modell vorgenommen wurden. Es handelt sich um eine echte Vorausberechnung.

Neben dem reinen Ladungswechsel und der restgasabhängigen Verbrennung muss auch die Gemischbildung beachtet werden. Die gegenwärtige Literatur zeigt zu diesem Thema ein recht kontroverses Bild. Während nach [10, 18] die Gemischbildung bei kleinen Ventilhuben generell besser wird, gibt [17] einen mittleren Bereich des Ventilhubes an, bei dem sich die Gemischbildung verschlechtert. Außerhalb dieses Bereiches (bei größeren und kleineren Hübten und konstanter VSB) könne man die Gemischqualität wieder steigern. Laut [28] führt eine verbesserte Gemischbildung häufig zu höheren Drosselverlusten und auch umgekehrt. Die angeführten Literaturstellen sind gut miteinander vergleichbar, da alle Messungen mit einem Zylinderhubvolumen zwischen 450 und 500 cm³ und einem Verdichtungsverhältnis zwischen 10 und 10.5 durchgeführt wurden. Die Hauptursache für die beschriebenen Unterschiede in den Ergebnissen liegen daher mit großer Wahrscheinlichkeit im unterschiedlichen Strömungsfeld im Brennraum,

welches mit abnehmendem Ventilhub in immer stärkerem Maße von der Brennraumgestaltung abhängig ist. Am hier untersuchten Motor konnte keine Verbesserung der Gemischbildung durch kleine Ventilhuber nachgewiesen werden. Je mehr der Motor entdrosselt wird, umso ungünstiger wird die Gemischbildung. Das Problem zeigt sich in langen Entflammungsphasen und erhöhter zyklischer Variation. Das ist insofern nicht weiter verwunderlich, als bei Verwendung von variablen Hubkurven immer auch das Brennverfahren angepasst werden muss um eine optimale Auslegung des Gesamtprozesses zu gewährleisten. Eine reine Applikation von VVT-Elementen, die eine teilweise oder vollständige Entdrosselung des Motors ermöglichen, führt in der Regel auf einen verminderten Hockdruckwirkungsgrad. In [50] wird diese Minderung mit 3-4% beziffert. Dieser Verlust muss durch den Ladungswechsel deutlich überkompensiert werden, um in Summe eine nennenswerte Verbrauchsverbesserung zu ermöglichen.

Um eine Verbesserung im Kraftstoffverbrauch mit moderaten Restgasgehalten zu erzielen muss die VSB auf mindestens 180°KW verkürzt werden. Analog zu Abb. 7.32 soll der hierdurch erzielbare spezifische Kraftstoffverbrauch über dem Restgasgehalt dargestellt werden.

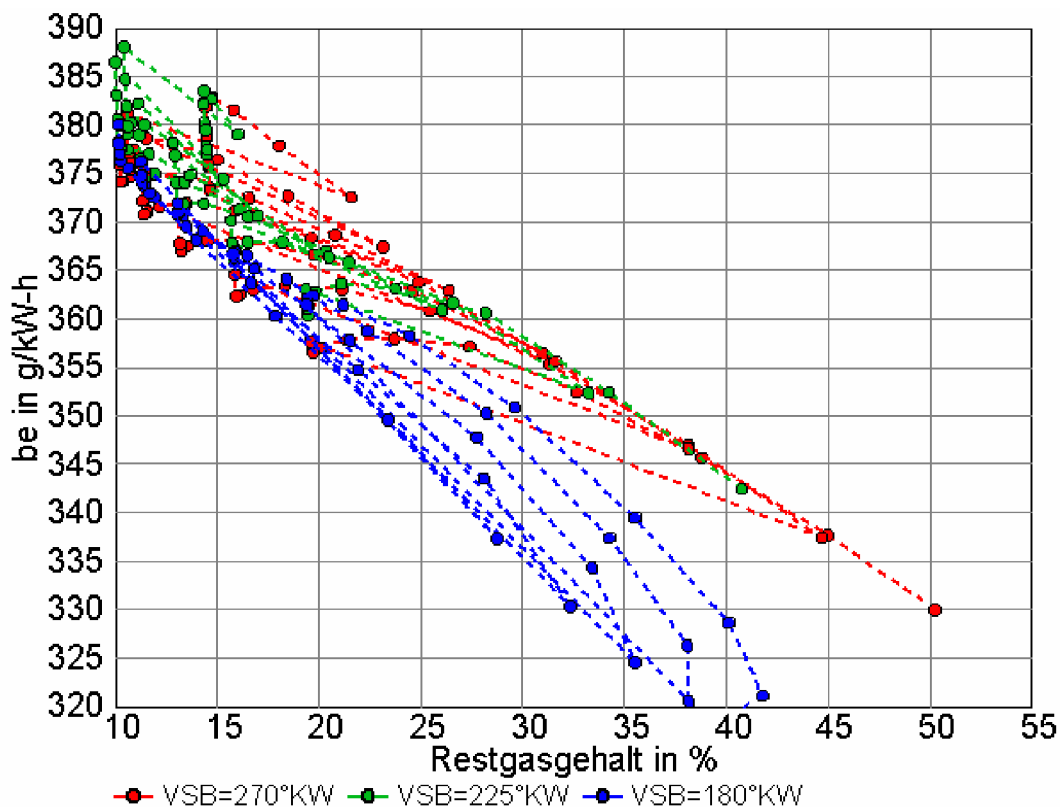


Abb. 7.35: Simulierte Verbrauchswerte über dem Restgasgehalt bei 2000 1/min und $p_e=2\text{bar}$ für 5mm Hub und verschiedene Ventilsteuerbreiten

Der gewählte Teillastpunkt zeigt sehr eindrucksvoll den Einfluss verschiedener VSB bei konstantem Maximalhub. Die gepunkteten Linien spannen dabei das mögliche Verbrauchspotenzial für jede der 3 Hubkurven auf. Die Streufelder werden dabei

umso steiler – und damit günstiger – je kürzer die verwendete VSB ist. Diese Eigenschaft zeigt sich nahezu unabhängig vom Hub. Voraussetzung dafür ist allerdings, dass die VSB einen solchen Wert besitzt, bei dem ein Verkürzen auf eine Verringerung des Liefergrades führt. Vergleicht man mit Abb. 7.18, so stellt sich heraus, dass im Gegensatz zu den dort verwendeten Standardventilhubkurven mit 9.5mm Maximalhub das Verbrauchsniveau bei Restgasgehalten unter 20% etwas höher liegt. Geht man zu größeren oder kleineren Steuerbreiten über, so wird eine Verbrauchsverbesserung um bis zu 3% erreicht. Steigert man den Restgasgehalt weiter, so nähern sich die beiden breiteren Hubprofile im Verbrauch stark an, während das kurze Hubprofil mit 180°KW VSB ein wesentlich größeres Potenzial zeigt.

Es gibt eine einfache Erklärung dafür: Die höheren Restgasgehalte können bei kurzen VSB nur durch eine größere Ventilüberschneidung erzeugt werden. Diese führt jedoch automatisch auf ein früher schließendes Einlassventil. Der höhere Restgasgehalt entdrosselt den Motor, weil die erforderliche Zylinderladung steigt. Der frühere Schließzeitpunkt der Einlassventile tut das ebenfalls, weil der Liefergrad des Motors gesenkt wird. Beide Effekte überlagern sich und führen auf das simulierte Phänomen. Der interne Restgasgehalt wirkt also wie ein Verstärker auf die ohnedies verbrauchsreduzierenden Effekte bei kleinen Ventilhubkurven. Bei 30% Restgas ist aus Abb. 7.35 abzulesen, dass bereits ein Unterschied von 5% im Kraftstoffverbrauch zugunsten der kürzeren Hubkurve besteht. Beim Einsatz von kleinen Ventilhubkurven oder VVT-Systemen ist daher neben einer Auslegung der Ventilhubkurven mit kurzer VSB eine Anpassung des Brennverfahrens unabdingbar, wenn man einen Großteil des gebotenen Potenzials zur Verbrauchsreduzierung nutzen möchte.

7.6 Besonderheiten bei 2-stufigen Ventiltrieben

Der vorangegangene Abschnitt hat gezeigt, dass für einen optimalen Verbrauch die Hubkurve eine möglichst kleine VSB aufweisen soll. Hat man nur eine begrenzte Anzahl von Hubkurven zur Verfügung (beispielsweise bei 2- oder 3-stufigen Ventiltrieben), so kann der jeweilige Betriebspunkt zusätzlich über den Restgasgehalt optimiert werden. Mit anderen Worten gesagt lässt sich eine zu lange VSB durch erhöhten Restgasgehalt ausgleichen, während eine zu kurze VSB durch Verringerung des Restgasgehalts kompensiert werden kann. Speziell für Ventiltriebe mit nur einer Hubumschaltung tritt dabei allerdings ein Problem auf. Üblicherweise möchte man die Anzahl der Schaltzyklen niedrig halten, um einen einwandfreien Betrieb der Schaltelemente über die gesamte Lebensdauer zu gewährleisten. Damit nicht bei jeder Beschleunigung geschaltet werden muss, ist eine ausreichende Drehmomentreserve für die kleine Hubkurve vorzusehen. Abb. 7.36 zeigt dazu die Vollastliefergrade für verschiedene Hubkurven. Je nach Auslegung verringert sich der Liefergrad zwischen 2000 und 4000 1/min relativ stark. Die Anhebung des Liefergrades durch die kleine Ventilhubkurve im unteren Drehzahlbereich kann in der Praxis nicht anteilmäßig in Drehmoment umgesetzt werden, da dem mehrere ungünstige Faktoren wie eine frühere Klopfgrenze, weniger Ladungsbewegung und

damit weniger Wirkungsgrad der Verbrennung entgegenstehen. Um die Volllastanforderungen erfüllen zu können ist daher eine Vergrößerung der VSB notwendig. Diese führt zu einer Liefergraderhöhung, die jedoch kontraproduktiv für jede Verbrauchsreduzierung ist. Durch diesen systembedingten Zielkonflikt kommt der rechnerischen Auslegung von 2- und 3-stufigen Ventiltrieben ganz besondere Bedeutung zu.

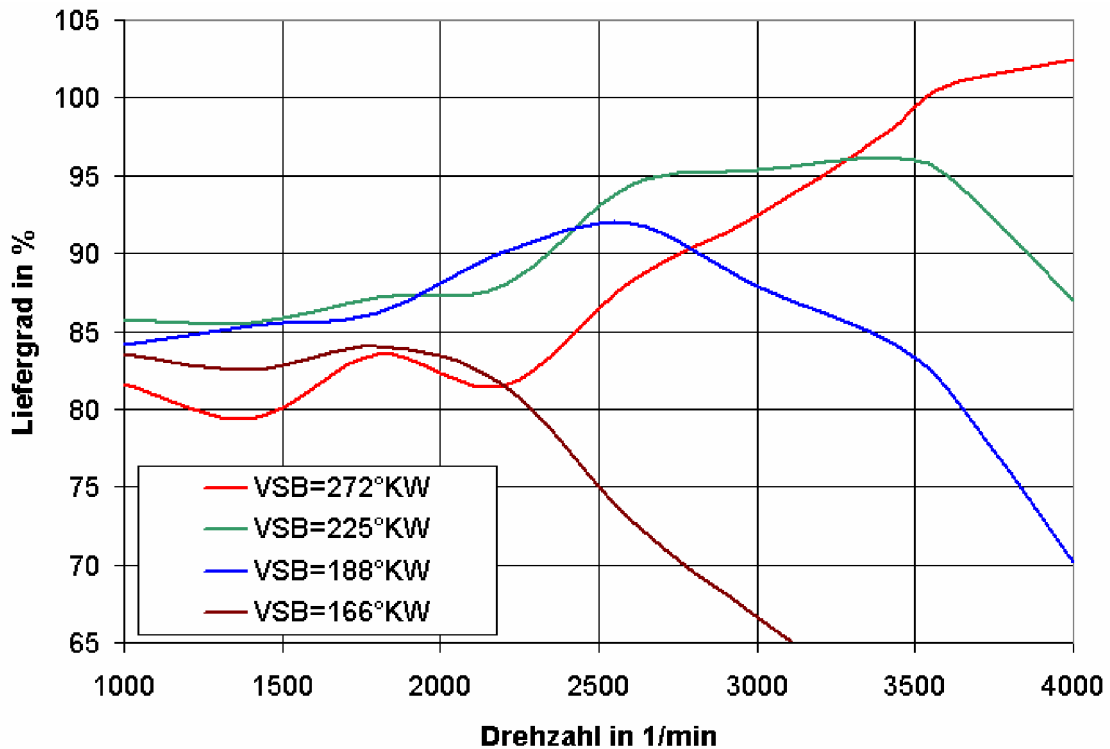


Abb. 7.36: Simulation der Vollastliefergrade für Hubkurven mit unterschiedlichen Ventilsteuerbreiten und jeweils optimierten Steuerzeiten

Zunächst muss man sich entscheiden, für welchen Betriebspunkt man die Optimierung des Teillastbetriebes durchführen möchte. Durch die besondere Situation, dass nur eine einzige Teillasthubkurve zur Verfügung steht und die Restgastoleranzen beachtet werden müssen, gibt es auch nur genau ein Optimum für eine Ventilhubkurve, d.h. in einem Punkt des Drehzahl-Last-Kennfeldes ist der Wirkungsgradgewinn im Vergleich zum konventionell gedrosselten Motor mit fixen Steuerzeiten maximal. Dieser Betriebspunkt sollte für maximale Wirksamkeit des Systems im unteren Teillastbereich liegen. Der Betriebspunkt 2000 1/min bei $p_e=2\text{bar}$ bietet sich aufgrund der hohen Bedeutung für den Fahrzyklus an. Häufig lässt sich das jedoch nicht verwirklichen. Das Optimum liegt eher bei erhöhter Last und, bezogen auf die Restgastoleranz, bei verringertem Restgasgehalt. Der niedrige Restgasgehalt sorgt für einen guten Verbrennungswirkungsgrad und die Entdrosselung eliminiert die Pumpverluste. Zusätzlich wählt man die VSB immer etwas größer, da mit einer für diesen Betriebspunkt optimierten Ventilhubkurve die erforderliche Drehmomentreserve nicht erreicht werden kann.

Abb. 7.37 zeigt eine speziell für den Teillastbetrieb bei 2-stufigem Ventiltrieb entworfene Hubkurve im Vergleich zur Standardventilhubkurve. Die Kurve ist ein Kompromiss zwischen den kinematischen und den prozesstechnischen Anforderungen. Die VSB ist derart gewählt, dass ausreichend Drehmomentreserve im Volllastbereich vorhanden ist und gleichzeitig in der niedrigen Teillast eine höchstmögliche Kraftstoffeinsparung ermöglicht wird. Die Auslegung erfolgte zunächst rein virtuell, hat sich aber später am Prüfstand als richtig erwiesen.

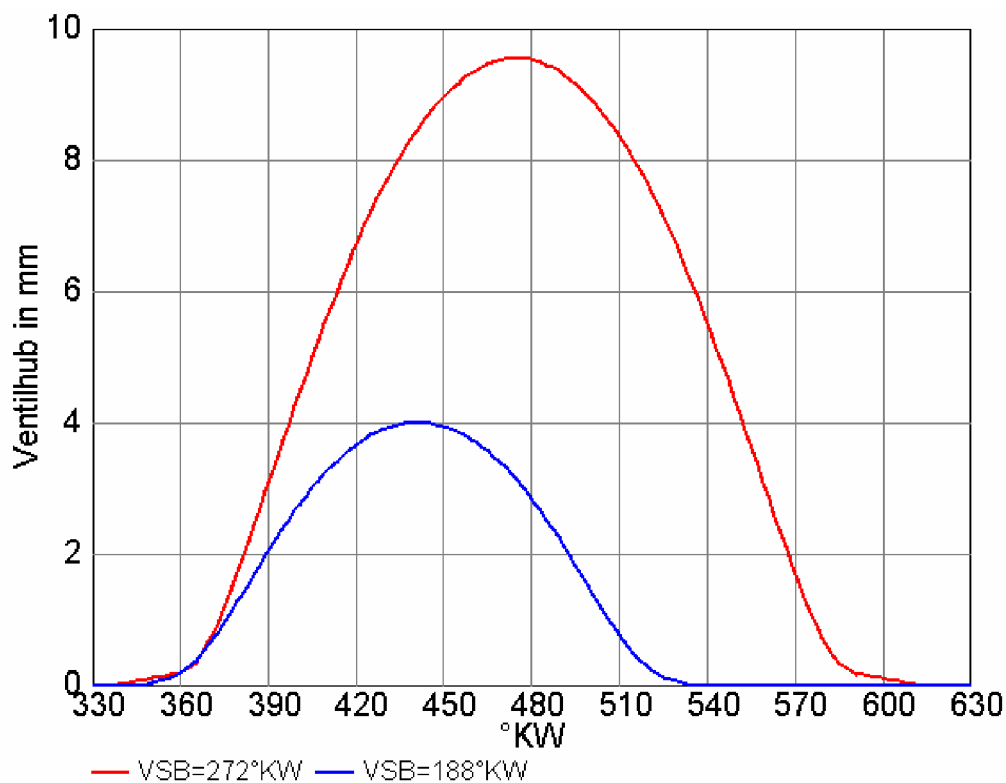


Abb. 7.37: Ventilhubkurven für einen 2-stufigen Ventiltrieb

Anhand der Ventilhubkurven ist der wesentlich flachere Anlauf der kleinen Hubkurve unmittelbar ersichtlich. Da das Ventil dabei weniger als bis zum halben Hub der großen Hubkurve geöffnet wird, ist auch die Federkraft am Ventilteller entsprechend geringer. Die sich daraus ergebende Federkraftreserve erfordert einen flacheren Anlauf der Nockenwelle und führt zu einer relativen Verbreiterung des Profils im Vergleich zur Standard-Hubkurve. Für die Auslegung bestimmt man daher zunächst die erforderliche Breite des Profils und errechnet anschließend über Gl. (6.3) den sich ergebenden Ventilhub.

Die Auswirkungen solcher Ventilhubkurven auf den motorischen Prozess sollen in den folgenden Abschnitten diskutiert werden. Einen Lastschnitt bei 2000 1/min für die beiden Ventilhubkurven zeigt Abb. 7.38. Für 2 und 4bar Mitteldruck sind die gemessenen Werte für den spezifischen Kraftstoffverbrauch ins Diagramm eingezeichnet. Die Übereinstimmung mit der Simulation ist bei beiden Ventilhubkurven sehr gut. Die erzielte Verbesserung im Kraftstoffverbrauch ist über der Last nahezu konstant und pendelt um die 4,4%-Marke. Das erscheint zunächst

ungewöhnlich, weil man das Optimum der Wirkungsgradverbesserung bei der niedrigsten Last erwarten würde. Die Situation wird jedoch klar, wenn man bedenkt, dass die Restgasgehalte für die kleine Hubkurve einen ganz anderen Verlauf nehmen als für die Standard-Ventilhubkurve.

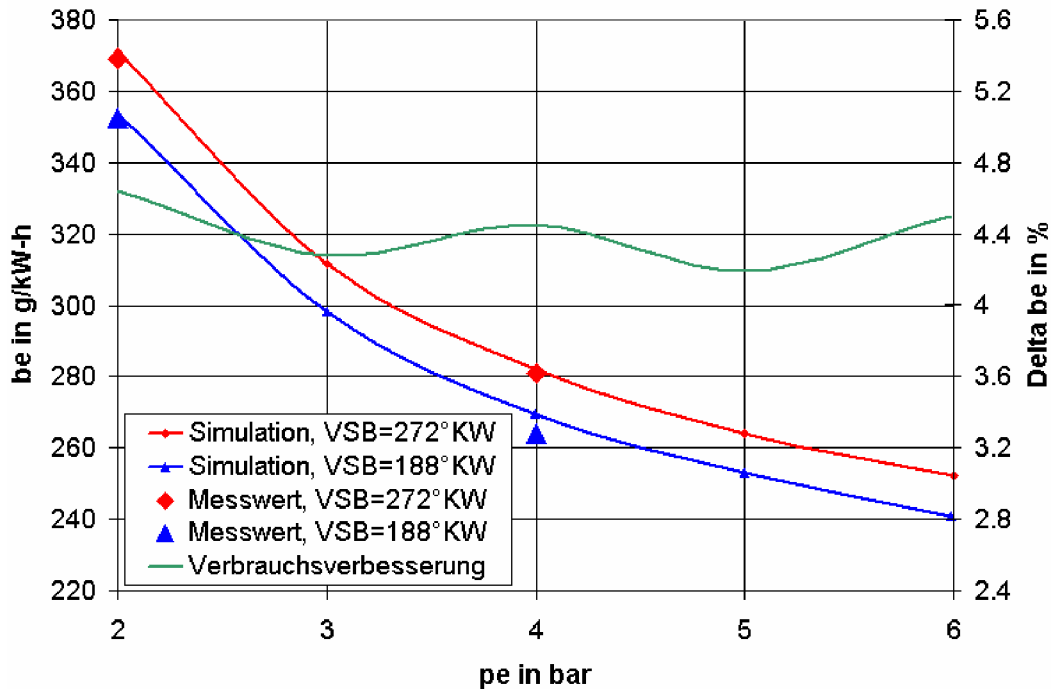


Abb. 7.38: Spezifischer Kraftstoffverbrauch über der Last bei 2000 1/min für unterschiedliche Ventilhubkurven

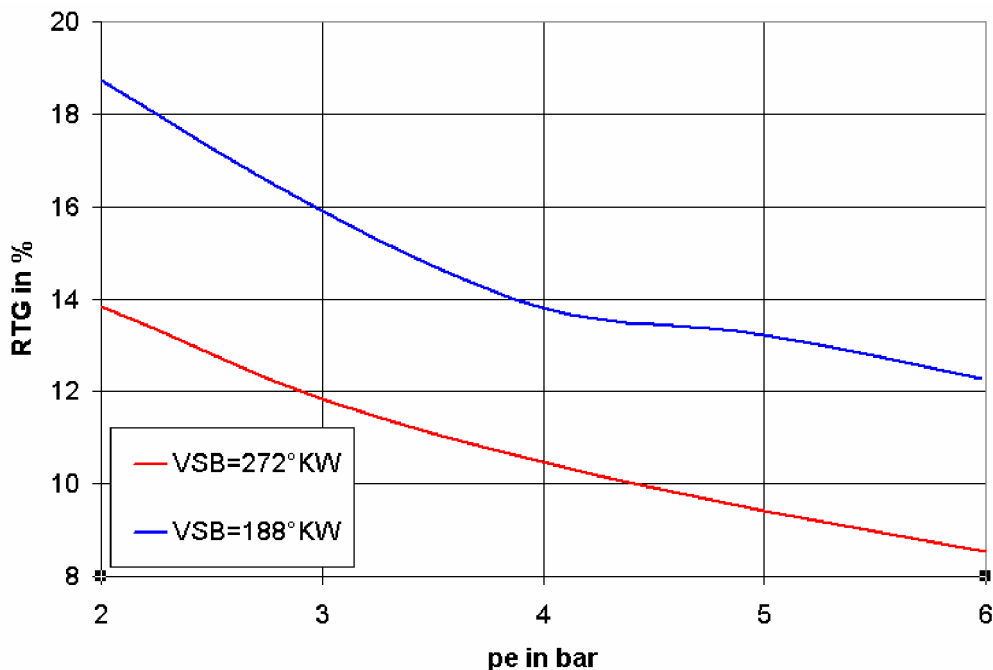


Abb. 7.39: Interner Restgasgehalt über der Last bei 2000 1/min für unterschiedliche Ventilhubkurven bei optimalem COV des indizierten Mittelldrucks

Das Entdrosselungspotenzial durch Restgas kann mit der kleinen Hubkurve nicht vollständig ausgenutzt werden. Um die erforderliche Laufruhe zu erhalten ist eine Absenkung des theoretisch möglichen Restgasgehalts notwendig. Dieser liegt im unteren Lastbereich über 35% und beträgt bei $p_e=4\text{bar}$ immerhin noch 25%.

Abb. 7.39 zeigt die simulierten Restgasgehalte bei Betrieb mit optimalem COV, d.h. einem Wert unterhalb von 2.5%. Im Vergleich zu den konstanten Seriensteuerzeiten ist zwar eine Anhebung von 5%-Punkten möglich. Der gesamte Restgasgehalt beträgt über der Last jedoch nur etwa die Hälfte des theoretisch möglichen. Dadurch wird ein erheblicher Teil des Entdrosselungspotenzials nicht ausgenutzt und es kommen die in Abb. 7.38 gezeigten Verbrauchsverbesserungen zustande.

Eine interessante Frage ist nun, wie groß die Verbesserung im Kraftstoffverbrauch sein könnte, wenn dieses Problem der maximalen Restgasverträglichkeit abgeschwächt wird. Die Antwort darauf kann wieder mit Hilfe des Computermodells gefunden werden. Dazu wurde eine Begrenzung des maximalen Restgasgehalts auf 20% eingestellt. Bei steigender Last und Drehzahl kann dieser Wert infolge des erhöhten Saugrohrdruckes nicht mehr gehalten werden. Das ist jedoch unproblematisch, da diese Situation nur auftritt, wenn der Motor nahe der vollständigen Entdrosselung betrieben wird. Es kommt daher zu keiner Einschränkung des theoretisch abgeschätzten Potenzials.

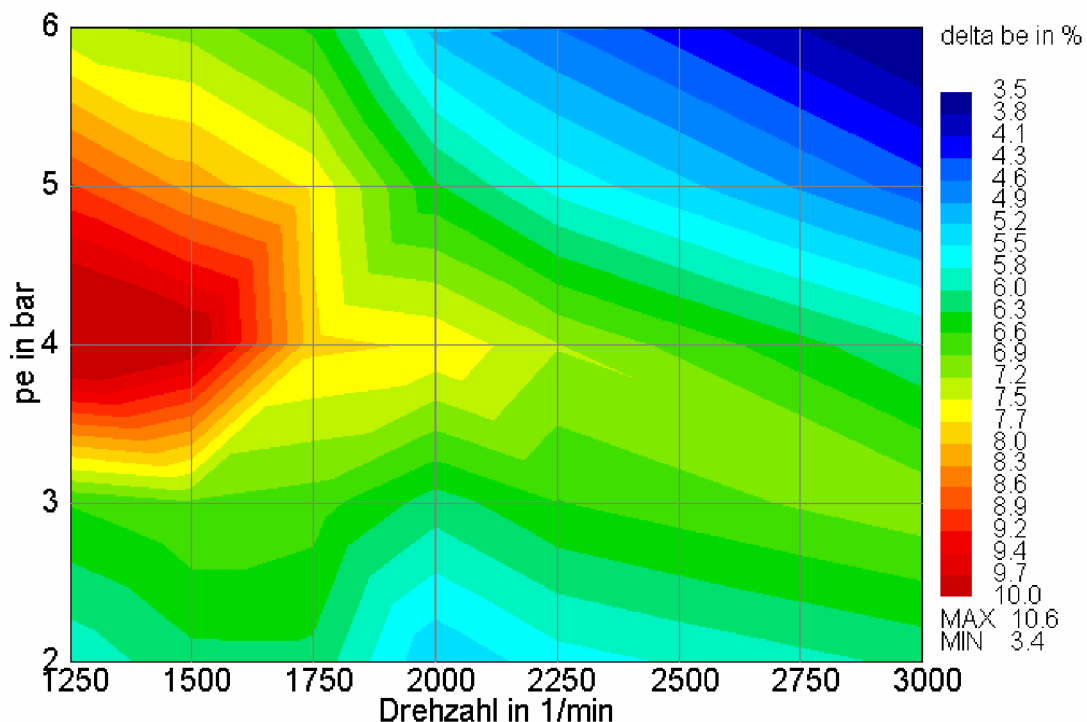


Abb. 7.40: Simulierte Verbrauchsverbesserung durch einen optimierten 2-stufigen Ventiltrieb in %, bezogen auf den Basismotor mit festen Steuerzeiten

Die durch die kleine Ventilhubkurve erzielbare Wirkungsgradverbesserung nimmt mit der Last sukzessive zu, bis der Motor nahezu entdrosselt mit minimalen

Ladungswechselperlusten betrieben werden kann. Erhöht man die Last weiter, so steigen die Ladungswechselperluste im Vergleich zum Standardventiltrieb stärker an und der verbrauchsmindernde Effekt der kleinen Hubkurve verringert sich wieder. Bei der Standardhubkurve wurden Seriensteuerzeiten ohne externe Abgasrückführung verwendet. Im Fall der kleinen Hubkurve ist ein Restgasgehalt von maximal 20% zu Grunde gelegt. Bei den höheren Lasten kann dieser Restgasgehalt auf Grund des erhöhten Saugrohrdruckes nicht mehr erreicht werden. Die Steuerzeiten sind jeweils so eingestellt, dass sich ein Verbrauchsoptimum ergibt.

Der optimale Bereich liegt nahezu auf einer Geraden von 1250 1/min bei $p_e=4.5\text{bar}$ nach 3000 1/min bei $3\text{bar } p_e$. Je höher die Restgasverträglichkeit ist, umso weiter lässt sich dieser optimale Bereich im Diagramm nach unten ausdehnen. Das bedeutet, dass bei hinreichend hoher Restgasverträglichkeit für einen großen Betriebsbereich im Drehzahl-Last-Kennfeld die Drosselverluste verringert werden können. Der Liefergrad der Hubkurve wird durch mehr oder weniger Restgas nach oben oder unten verschoben um die erforderliche Ladungsmenge mit möglichst wenig Drosselverlusten ansaugen zu können.

Zusammenfassend kann daher über den 2-stufigen Ventiltrieb gesagt werden, dass das sein theoretisches Potenzial zur Verbrauchseinsparung sehr hoch ist und bis in den zweistelligen Prozentbereich reicht. Unbedingte Voraussetzung dafür ist jedoch eine hinreichend hohe Restgasverträglichkeit des Brennverfahrens. Ist diese gegeben, so kann die VSB der kleinen Teillastventilhubkurve zu Gunsten eines höheren Volllastdrehmoments etwas verlängert werden. Die dadurch erhöhten Drosselverluste werden über einen höheren Restgasgehalt der Frischladung kompensiert.

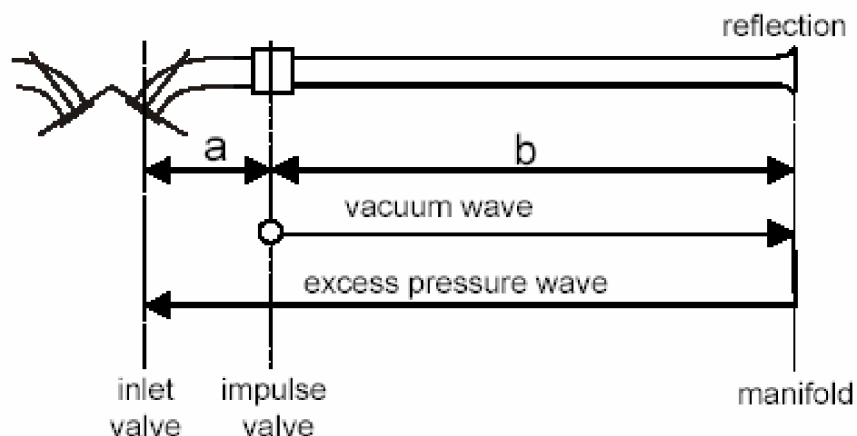


Abb. 7.41: Prinzipskizze zur Impulsaufladung nach [34]

Eine alternative Möglichkeit das Volllastmoment anzuheben und die VSB unverändert zu lassen ist der Einsatz von Impulsaufladung. Das Prinzip wird in [34] beschrieben und eignet sich hervorragend um einen möglichst großen Lastbereich mit einer sehr kleinen Hubkurve abzudecken. Im unteren Teillastbetrieb wird die Impuls-ladeklappen (impulse valve) einfach deaktiviert und ermöglicht eine starke

Verringerung der Drosselverluste. Im hohen Lastbereich kann die Impulsklappe zugeschaltet werden und sorgt trotz sehr kurzer VSB für ausreichend Drehmomentreserve.

7.7 Unterschiedliche Hubkurven für die beiden Einlassventile

Der letzte Abschnitt hat die Wichtigkeit einer hohen Restgastoleranz in der Motorteillast herausgearbeitet. Diese Restgastoleranz lässt sich in der Regel erhöhen, indem gezielt die Ladungsbewegung im Brennraum vergrößert wird. Neben dem Saugrohr und dem Einlasskanal können auch der Ventilsplatt und der Brennraum zum Zweck der Erzeugung von mehr Ladungsbewegung modifiziert werden. Bei kleinen Ventilhuben ist eine Kanalmodifikation häufig wirkungslos, da die verkürzte Einwirkungsdauer auf die Strömung nicht ausreicht um das Strömungsfeld im Zylinder nachhaltig zu beeinflussen [21]. Daher muss man die Verhältnisse im Brennraum ändern. Meist scheut man sich davor Größen wie beispielsweise den Ventilwinkel zu ändern, da diese große Auswirkungen auf die Fertigung haben. Die Kolbenoberfläche bietet aufgrund der hohen thermischen Belastung auch nur wenig Möglichkeiten einer Modifikation ohne die Volllast zu beeinträchtigen. Ein effizienter Weg besteht in der Maskierung des Brennraumes, also im Anbringen von Freiformen am Brennraumdach, die eine Strömung in die gewünschte Richtung lenken sollen. Durch die heutzutage fast ausschließlich genutzte 4-Ventil-Technik ist es sehr schwierig einen Drall zu erzeugen, ohne dabei den maximalen Durchfluss zu begrenzen. Eine Abhilfe schafft hier die so genannte asymmetrische Ansteuerung der beiden Einlassventile [68]. Die Idee besteht darin, durch stark differierende Öffnungs- oder Schließzeitpunkte ein Strömungsfeld aufzubauen, welches dann gegebenenfalls von einer Maskierung unterstützt werden kann.

Die Frage, wo die kleine Hubkurve relativ zur großen im Zyklus platziert werden soll, wurde bereits ausführlich in der Literatur diskutiert. Nach [5, 10] bewirkt die FES-Strategie ein Optimum an Verbrauchsreduktion. In beiden Fällen wurden mit Hilfe von hochentwickelten Computermodellen verschiedene Positionen des kleinen Hubprofils innerhalb und außerhalb des großen Profils untersucht. Das gemeinsame Öffnen der beiden Einlassventile und das möglichst frühe Schließen eines der Ventile führt dabei auf den kleinsten Kraftstoffverbrauch.

Aus der Geometrie der Anordnung ergeben sich 3 einfache Strategien, die untersucht wurden. Abb. 7.42 zeigt die verschiedenen Möglichkeiten. Neben der Basis, bei der beide Einlassventile mit derselben 4mm-Hubkurve verknüpft sind, kann man die große und die kleine Hubkurve gleichzeitig öffnen (GEO), für beide Hubkurven gleiche Spreizungen einstellen (GMOP) oder einen gemeinsamen Schließzeitpunkt festsetzen (GES). Abb. 7.43 zeigt ein zugehöriges Restgaskennfeld. Aufgetragen ist die Verringerung des internen Restgasgehaltes durch das Vorhandensein einer sehr kleinen Ventilhubkurve auf einem Einlassventil. Die Einlassspreizung bezieht sich auf die größere (4mm) Hubkurve.

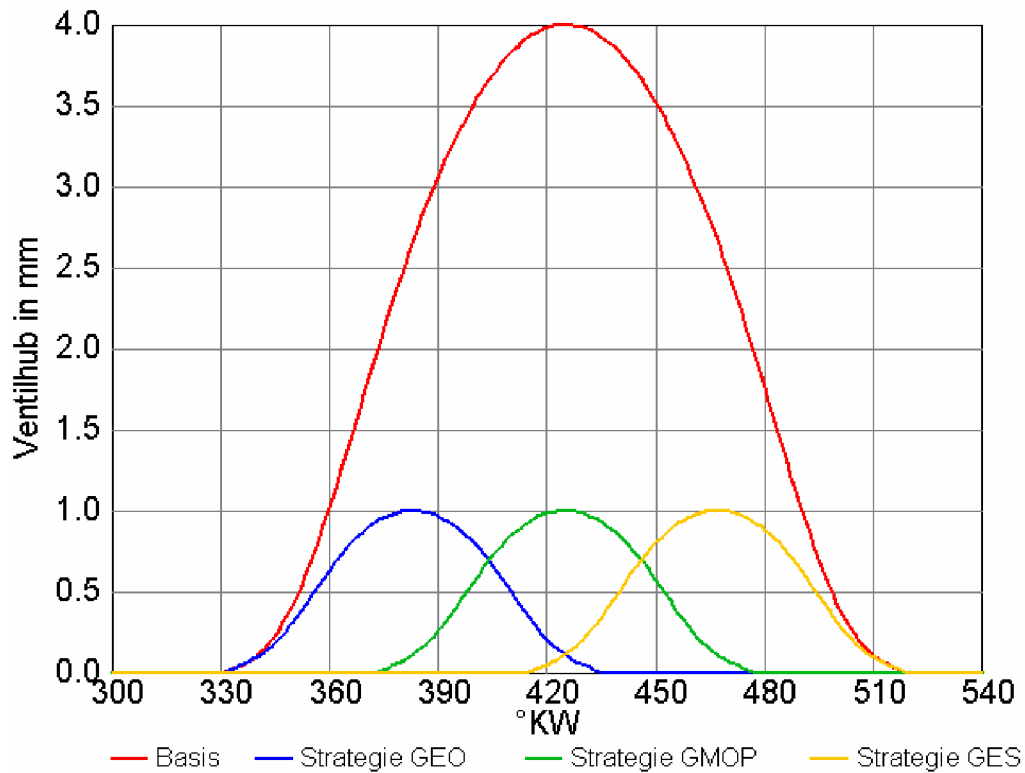


Abb. 7.42: Mögliche Anordnungen der Ventilhubkurven bei jeweils unterschiedlichem Ventilhub für die beiden Einlassventile eines Zylinders

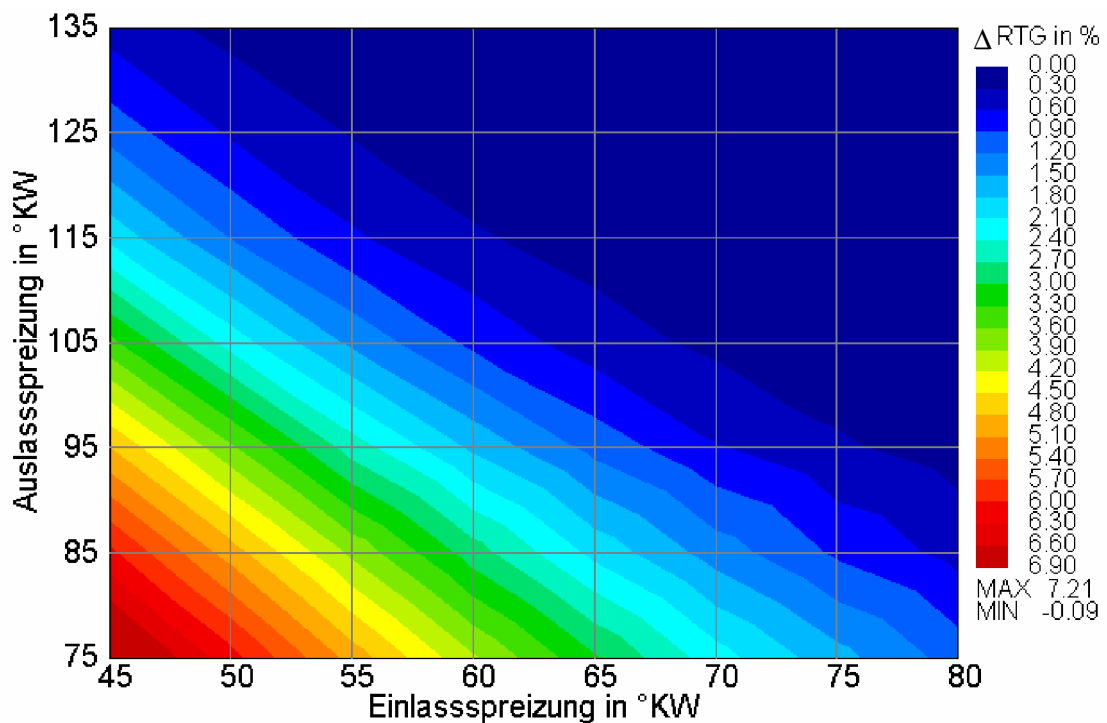


Abb. 7.43: Verminderung des Restgasgehalts durch unterschiedliche Einlassventilhubkurven für Strategie GEO, bezogen auf die Basis bei 2000 1/min und $p_e=2\text{bar}$

Betrachtet man in Abb. 7.42 den Ladungswechsel-OT bei 360°KW, so erkennt man, dass sich durch die Strategie GEO der wirksame Öffnungsquerschnitt der Einlassventile deutlich verringert. Entsprechend geringer fällt auch der Restgasgehalt aus. Sobald es keinerlei Überschneidung mehr zwischen den Auslass- und den Einlassventilen gibt, wird der Restgasunterschied zu Null. Die oberste Diagonale kennzeichnet diesen Zustand im Kennfeld.

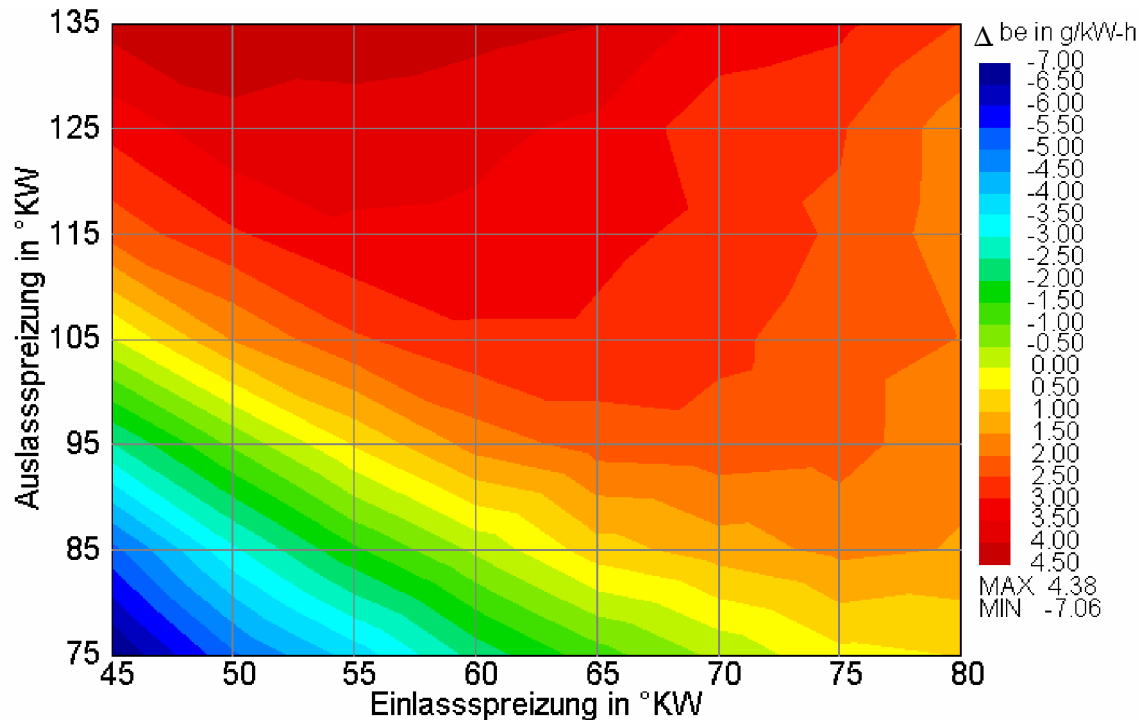


Abb. 7.44: Verminderung des Kraftstoffverbrauchs durch unterschiedliche Einlassventilhubkurven für Strategie GEO, bezogen auf die Basis bei 2000 1/min und $p_e=2\text{bar}$

Um die Auswirkung des unterschiedlichen Ladungswechsels auf den Verbrauch zu studieren, muss das restgassensitive Verbrennungsmodell ausgeschaltet werden. Abb. 7.44 zeigt den errechneten Verbrauchsvorteil der Strategie GEO im Vergleich zur Basisvariante mit 4mm Hubkurven auf beiden Einlassventilen. Hier ist im Vergleich zum bei kleinen Ventilhubkurven bisher Gesagten die Situation umgekehrt. Im Bereich der großen Ventilüberschneidung, also bei hohem Restgasgehalt, erhöht sich der Verbrauch um bis zu 7 g/kW-h, was im gezeigten Betriebspunkt etwa 2% entspricht. Diese Verbrauchserhöhung stammt rein aus dem Ladungswechsel und hängt mit einem höheren Widerstand beim Rückschieben und erneutem Ansaugen des Restgases in den Einlasskanal zusammen. Für die Praxis bedeutet das, dass eine solche Ventilansteuerung zunächst eine Verbrauchserhöhung um bis zu 2% verursacht, die dann durch eine verbesserte Verbrennung überkompensiert werden muss. Für eine nennenswerte Verbrauchsverbesserung durch unterschiedliche Einlassventilhübe muss also eine Nettoverbesserung im Bereich von mindestens 5% erzielt werden. Bei 20% internem Restgas liegt die mögliche Verbesserung deutlich darüber, wie Abb. 7.40 zeigt. Versuche haben bestätigt, dass die maximale

Restgastoleranz im Vergleich zu den Standard-Ventilhubkurven nicht erhöht werden muss. Mit der Anordnung aus Abb. 7.42 und der Strategie GEO wurde im Normpunkt 2000 1/min und $p_e=2\text{bar}$ im Vergleich zum Serienmotor bei 18% Restgasgehalt eine Verbrauchsverbesserung von über 6% gemessen.

Es gibt auch Steuerzeiten, bei denen sich der Verbrauch verringert. Diese sind durch den roten Bereich im Kennfeld gekennzeichnet. Der Mechanismus ist der bereits bekannte. Das Einlassventil schließt zwar jeweils zum gleichen Zeitpunkt, der effektiv wirksame Ventilquerschnitt ist jedoch deutlich geringer und vermindert damit den Liefergrad. Dieser Liefergradverlust schlägt sich in einer verminderten Drosselung nieder und führt dadurch zu einer Verbrauchsverbesserung.

Im Vergleich zur Strategie GEO erhöht sich der Kraftstoffverbrauch für die Strategien GMOP und GES durch weniger effektiven Ladungswechsel um weitere 1 bzw. 2%. Abb. 7.45 zeigt die p,V -Diagramme aller 3 Strategien und der Basis im Betriebspunkt 2000 1/min und $p_e=2\text{bar}$. Deutlich ist der erhöhte Drosselbedarf bei GES zu erkennen. Die Verdichtungsline zeigt sehr gut die Variation des Restgasgehaltes. Die Basis mit den 4mm Ventilhubkurven auf beiden Einlassventilen hat den höchsten Restgasgehalt und demnach auch den größten Druck zu Verdichtungsbeginn im Zylinder.

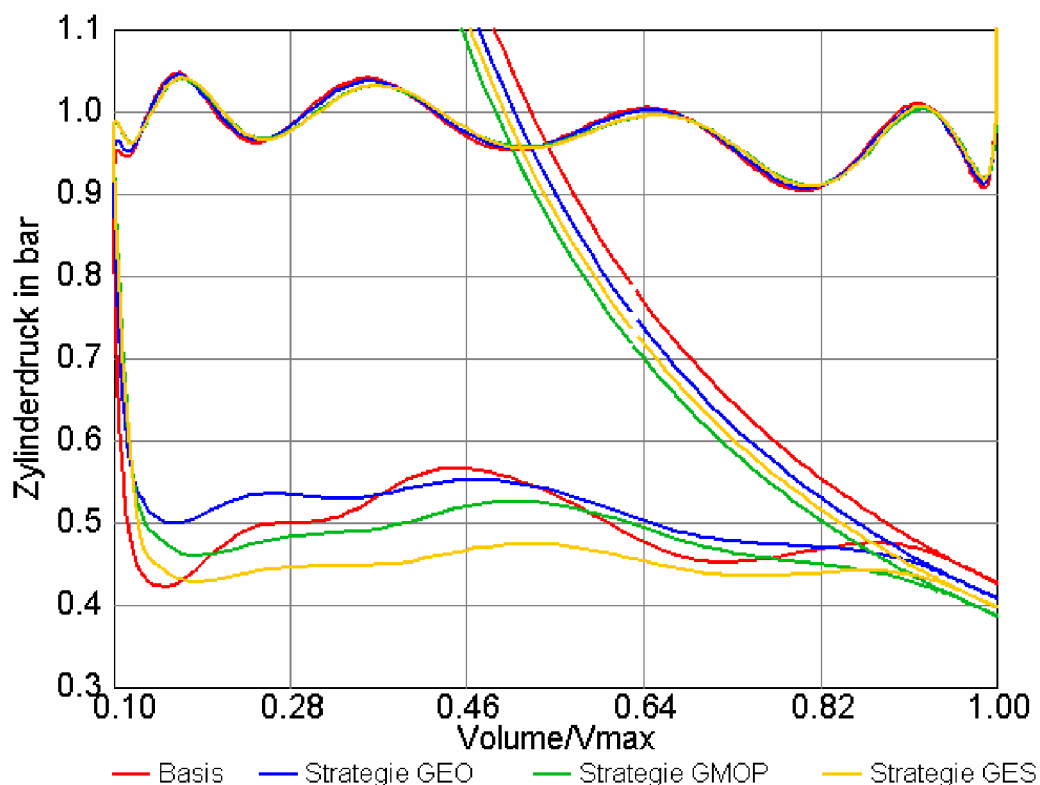


Abb. 7.45: p,V -Diagramme für die Basis und die drei unterschiedlichen Strategien bei 2000 1/min und $p_e=2\text{bar}$

Schließlich soll ein letzter Punkt in Zusammenhang mit asymmetrischer Ansteuerung der Einlassventile erwähnt werden. Wenngleich die GEO-Strategie die beste im

Hinblick auf den Kraftstoffverbrauch ist, so kann diese Nockenwellenpositionierung in der Teillast auch problematisch sein. Unter Umständen ist der kumulierte Massenstrom durch den Einlasskanal mit der kleineren Hubkurve während eines Arbeitspiels negativ. Abb. 7.46 zeigt ein solches Beispiel. Das kann Schwierigkeiten mit der Kraftstoffeinspritzung in den entsprechenden Kanal mit sich bringen. Man kann relativ leicht Abhilfe schaffen, indem man die Strategie GEO etwas abwandelt. Anstelle von gleichzeitigem Öffnen der Ventile wird das Ventil mit der kleineren Hubkurve 7 bis 10°KW später geöffnet. Die sich dadurch erhöhende Ladungswechselarbeit belastet den spezifischen Kraftstoffverbrauch mit weniger als 0.25 %. Dafür wird aber ein Ansammeln von Kraftstoff sicher vermieden.

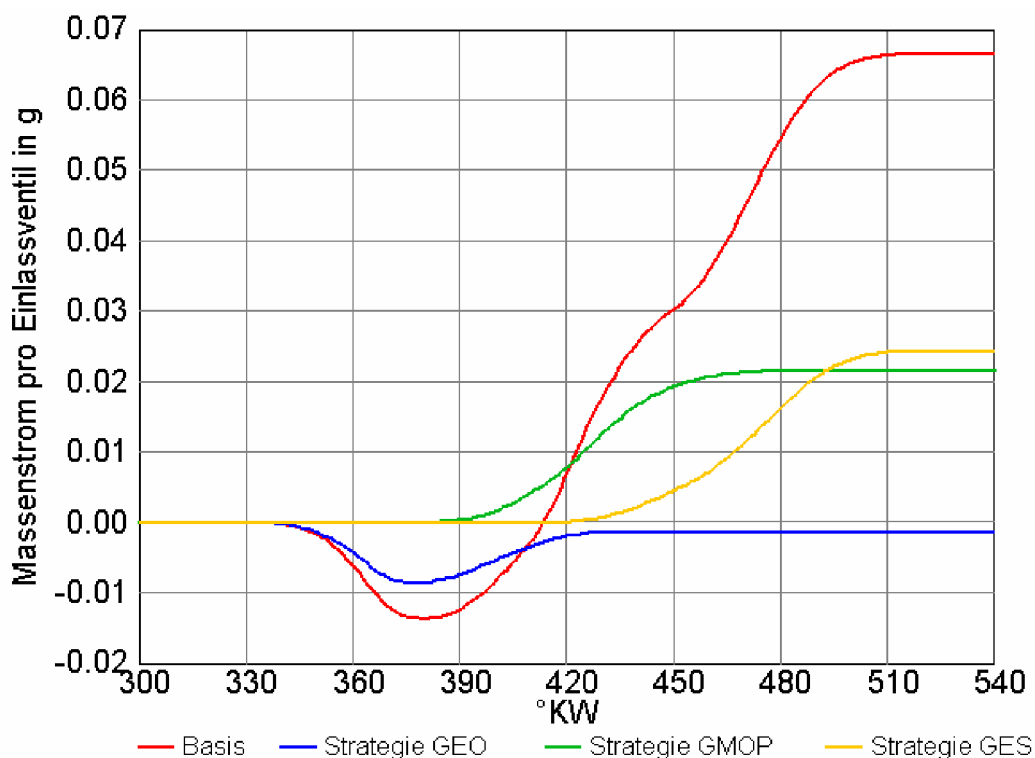


Abb. 7.46: Massenstromverläufe über die Einlassventile für die Basis und die drei unterschiedlichen Strategien bei 2000 1/min und $p_e=2\text{bar}$

Aus Abb. 7.46 ist auch sehr gut die Wirkung der Positionierung der kleinen Hubkurve abzulesen. Je später sie im Ansaugzyklus liegt, umso größer wird der Massenstrom durch das entsprechende Ventil. Die ursprüngliche Idee bestand jedoch darin, dass der Massenstrom zur Unterstützung der Ladungsbewegung vornehmlich durch ein einziges Ventil gehen soll. Auch aus der Analyse der Massenströme folgt daher dasselbe Ergebnis wie durch Analyse des spezifischen Kraftstoffverbrauchs.

8 Zusammenfassung und Schlussfolgerungen

Die vorliegende Arbeit hatte zum Ziel, für Saug-Ottomotoren eine detaillierte Untersuchung der Wirkmechanismen bei variablen Ventiltrieben durchzuführen und mit den Ergebnissen eine Wissensbasis zu erstellen, die eine einfache Auslegung von VVT-Systemen anhand von grundlegenden Zusammenhängen bietet. Das Vorhandensein solcher Wissensbasen ist aufgrund der hohen Nichtlinearität der beschriebenen Effekte notwendig, um sich einen Überblick über die vorhandenen Potenziale verschaffen zu können [52]. Deren Erstellung erfolgt idealerweise mit Hilfe von Computersimulation, da nur so die einzelnen Effekte genau aufgeschlüsselt werden können. Ein weiterer Vorteil des virtuellen Ansatzes besteht in der Tatsache, dass die Randbedingungen konstant gehalten werden können. Angesichts der geringen Unterschiede von Varianten ist das in der Praxis absolut notwendig. Schließlich ermöglicht die Simulation solcher Probleme eine deutliche Intensivierung und Vertiefung der Ergebnisse, da ohne großen Aufwand verschiedene Szenarien am Computer „durchgespielt“ werden können. Damit das Simulationsmodell die gewünschten Eigenschaften hat, müssen mehrere Voraussetzungen gegeben sein:

- Die Geometrie des Motors muss genau abgebildet werden. Eine gute Vorhersage des Vollastbetriebes ist für die korrekte Simulation der Teillast unerlässlich.
- Das Computermodell benötigt einen sorgfältig entworfenen Regler, der die Drosselklappe für die verschiedenen Teillastpunkte ansteuert. Ungenauigkeiten im effektiven Mitteldruck wirken sich nämlich stark auf den spezifischen Verbrauch aus.
- Wandtemperaturen und Wärmeübergangskoeffizienten müssen dem Teillastbetrieb entsprechend angepasst werden.
- Das Modell benötigt eine gute Abstimmung anhand von Messdaten. Diese ist bei der vorgestellten Methode mit mindestens 2 verschiedenen Ventilhubkurven durchzuführen.
- Für eine brauchbare Vorhersage ist ein Verbrennungsmodell erforderlich, welches zumindest 2 Hauptinflüsse auf die Verbrennung erfassen kann.
- Für die Entwicklung des Verbrennungsmodells reicht es aus, sich auf eine Modifikation von Ersatzbrennverläufen zu konzentrieren. Diese Vorgehensweise ist wesentlich schneller als die Verwendung von vorhersagefähigen quasidimensionalen Modellen.

Zur Interpretation der Ergebnisse wird anstelle der sonst üblichen Analyse der Ladungswechselerarbeit ein anderer Weg empfohlen. Man simuliert die interessierenden Betriebspunkte und Steuerzeiten mit aktiviertem und deaktiviertem Verbrennungsmodell. Die Differenz der beiden Rechenläufe ergibt in

ausgezeichneter Näherung den Einfluss des Ladungswechsels auf den motorischen Prozess. Durch diese Vorgehensweise ist man unabhängig von den verschiedenen Ladungswechseldefinitionen und erhält anstelle der Ladungswechselsarbeit gleich den interessierenden Zielwert.

Der Hochdruckwirkungsgrad ist entscheidend von der gewählten Ventilhubkurve abhängig. Als Haupteinfluss hat sich die Ventilsteuerbreite (VSB) herausgestellt. Auf eine Änderung dieses Wertes reagiert die Brenndauer – und damit letztlich die Güte der Verbrennung – deutlich empfindlicher als auf eine Variation des maximalen Ventilhubes. Beim untersuchten Motor konnte die VSB um mehr als 30% reduziert werden, ehe eine Verlängerung der Brenndauer gemessen werden konnte. Danach steigt die Brenndauer mit weiterer Verkürzung der VSB jedoch sehr schnell an.

Neben der VSB ist der interne Restgasgehalt ein weiterer wichtiger Parameter für die Güte der Verbrennung. Für den untersuchten Motor wurde eine sehr starke Korrelation zwischen dem Restgasgehalt und der zyklischen Variation (COV) gefunden. Das ermöglicht die Untersuchung von verschiedenen Restgastoleranzen im gesamten Kennfeld, da die Laufgrenze des Motors entlang einer Linie konstanten Restgasgehaltes extrapoliert werden kann.

Für den Ladungswechsel haben sich ebenfalls diese beiden Parameter als sehr bedeutend erwiesen. Der Liefergrad des Motors ist bis in die mittlere Teillast praktisch nur von der VSB der Ventilhubkurve bestimmt und beinahe unabhängig vom Ventilhub. Für einen Betriebspunkt ist die VSB dann optimal gewählt, wenn es bei einer Verkürzung zu keiner Erhöhung des Liefergrades kommt.

Der Restgasgehalt ist eine Art Verstärkungsfaktor für die wirkungsgradsteigernde Wirkung von bezüglich Hub und VSB reduzierten Ventilhubkurven. Je höher die Restgastoleranz des Brennverfahrens ist, umso höher fallen die realisierbaren Verbrauchsverbesserungen aus. Sinkt die Restgasverträglichkeit in der unteren Teillast auf 10%, so ist über den Ladungswechsel keine Verbrauchsverbesserung mehr zu erzielen. Beträgt sie dagegen unabhängig von der gewählten Hubkurve mehr als 20%, so bietet sich die Applikation eines 2-stufigen Ventiltriebes an, da in diesem Fall auch damit im Bestpunkt eine Kraftstoffverbrauchsreduktion von nahezu 10% möglich ist.

Der 2-stufige Ventiltrieb nimmt eine Sonderstellung ein. Durch die Notwendigkeit die VSB der kleinen Hubkurve gering zu halten, fällt das Volllastdrehmoment mit dieser Hubkurve unter Umständen dramatisch ab. Ein permanentes Schalten zwischen den beiden Hubkurven wäre die Folge davon. Bei der Auslegung sind also auch der Hubraum und das Fahrzeuggewicht zu berücksichtigen, um diesen Trade-Off zwischen maximalem Teillastwirkungsgrad und der Volllast wirkungsvoll entschärfen zu können.

Zur Steigerung der Ladungsbewegung kann bei kleinen Ventilhubkurven eine Maskierung des Brennraums verwendet werden. Diese wird in ihrer Wirkung wesentlich verstärkt, wenn ein asymmetrisches Ansteuern der beiden Einlassventile

realisiert wird. Aus der Sicht des Ladungswechsels ist dabei ein gleichzeitiges Öffnen und ein möglichst frühes Schließen eines der beiden Ventile anzustreben. In bestimmten Teillastpunkten kann es dadurch jedoch in Summe zum Rückströmen durch dieses Ventil kommen. Um unerwünschte Wandeffekte bzw. Kraftstoffansammlung in diesem Einlasskanal zu vermeiden, kann die Ventilhubkurvenposition mit Hilfe der Simulation derart gewählt werden, dass sich ein kumulierter positiver Massenstrom durch den Kanal einstellt.

9 Symbole und Formelzeichen

Zeichen	Einheit	Bezeichnung
a	mm/s ²	Ventilbeschleunigung
A	m ²	Fläche
A _k	m ²	Kolbenfläche
α	W/(m ² K)	Wärmeübergangskoeffizient
α _k		Ventil-Durchflusskoeffizient bezogen auf Kolbenquerschnitt
C _D		Durchflusskoeffizient
C _f		Reibungskoeffizient
C _p		Druckverlustkoeffizient
c _p	J/(kg K)	spez. Wärmekapazität bei konst. Druck
c _v	J/(kg K)	spez. Wärmekapazität bei konst. Volumen
D	mm	Rohrdurchmesser, Zylinderbohrung
e	J/kg	spezifische innere Energie
φ	°KW	Kurbelwinkel
h	J/kg	spezifische Enthalpie
h _g	J/m ² /K/s	Wärmeübertragungskoeffizient
η _u		Umsetzungsgrad der Verbrennung
H _u	J/kg	Heizwert
κ		Isentropenexponent
m	kg	Masse
m		Vibe-Formparameter
m _B	kg	Kraftstoffmasse
ν	m ² /s	kinematische Viskosität
p _e	bar	effektiver Mitteldruck
p	bar	Druck
p ₀	bar	Druck im Zylinder ohne Verbrennung

p_k	bar	kritischer Druck
π_k		kritisches Druckverhältnis
Pr		Prandtl-Zahl
Q	J	Kraftstoffenergie
Q_{ges}	J	Gesamtenergie im Brennraum
Q_w	W	Wandwärme
Re_D		Reynolds-Zahl für den Rohrdurchmesser D
ρ	kg/m^3	Dichte
r	mm	Rauhigkeit der Rohrinnenfläche
R	$J/(kg\ K)$	spezifische Gaskonstante
T_k	K	kritische Temperatur
u_k	m/s	kritische Geschwindigkeit
V	m^3	Volumen
V_{max}	m^3	maximales Zylindervolumen
vh	mm	maximaler Ventilhub

10 Abkürzungen

Abkürzung	Einheit	Bezeichnung
AV		Auslassventil
BB	°KW	Brennbeginn
BD	°KW	Brenndauer
BDE		Benzindirekteinspritzung
BP50	°KW	50%-Umsatzpunkt der Verbrennung
CAD		Computer Aided Design
COV	%	Varianz des indizierten Mitteldruckes
D	mm	Rohrdurchmesser, Zylinderbohrung
DVA		Druckverlaufsanalyse
EV		Einlassventil
FES	°KW	Frühes Schließen der Einlassventile
FAÖ	°KW	Frühes Öffnen der Auslassventile
GEO	°KW	Gleiches Öffnen der beiden Einlassventile
GMOP	°KW	Gleiche Spreizung der beiden Einlassventile
GES	°KW	Gleiches Schließen der beiden Einlassventile
KW	°	Kurbelwinkel
MAP	bar	Saugrohrdruck (absolut)
MOP	°KW	Spreizungswerte für die Ventilhubkurven
NEDC		Neuer Europäischer Fahrzyklus
OT		oberer Totpunkt
PMEP	bar	Pumpmitteldruck (UT-UT Methode)
NetPMEP	bar	Pumpmitteldruck (Schnittpunktkriterium)
RTG	%	Restgasanteil (Massenverhältnis)
SES	°KW	Spätes Schließen der Einlassventile
UT		unterer Totpunkt
VE		Liefergrad des Motors (bezogen auf Luftmasse)

VS	°KW	Ventilsteuerbreite der Erhebungskurven
VVT		Variabler Ventiltrieb
ZV	°KW	Zündverzug
ZZP	°KW v. OT	Zündzeitpunkt

11 Verwendete Literatur

- [1] BERNARD, L.; FERRARI, A.; RINOLFI, R.; VAFIDIS, C.
Fuel economy improvement potential of UNIAIR throttleless technology
SAE Paper 2002-33-0012
Detroit, 2002
- [2] BABAJIMOPOULOS, A.; ASSANIS, D. N.; FIVELAND, S. B.
An Approach for Modeling the Effects of Gas Exchange Processes on HCCI Combustion and Its
Application in Evaluating Variable Valve Timing Control Strategies
SAE Paper 2002-01-2829
Detroit, 2002
- [3] BÖHLER, G.; GREBE, U. D.; LÖHNERT, T.; PÖPPERL, M.; STEFFENS, K.
Der neue 1.8l Vierzylinder-Ottomotor der mittleren Motorenfamilie von FIAT-GM Powertrain
MTZ 66 (2005) 4, S. 242-251
- [4] BOZZA, F.; GIMELLI, A.; SENATORE, A.; CARACENI, A.
A Theoretical Comparison of Various VVA Systems for Performance and Emission
Improvements of SI-Engines
SAE Paper 2001-01-0670
Detroit, 2001
- [5] BOZZA, F.; GIMELLI, A.; TUCCILLO, R.
The Control of a VVA-Equipped SI Engine Operation by Means of 1D Simulation and
Mathematical Optimization
SAE Paper 2002-01-1107
Detroit, 2002
- [6] BRÜSTLE, C.; SCHWARZENTHAL, D.
VarioCam Plus – A Highlight of the Porsche 911 Turbo Engine
SAE Paper 2001-01-0245
Detroit, 2001
- [7] BUCHWALD, R.
Motorprozeßsimulation als Werkzeug zur Optimierung von Ottomotoren
Dissertation TU Berlin, Wissenschaft und Technik Verlag
1. Auflage, 2000
- [8] CSALLNER, P.
Eine Methode zur Vorausberechnung der Änderung des Brennverlaufes von Ottomotoren bei
geänderten Betriebsbedingungen
Dissertation TU München
München, 1981
- [9] CIESLA, C.; KERIBAR, R.; MOREL, T.
Engine/Powertrain/Vehicle Modeling Tool Applicable to All Stages of the Design Process
SAE Paper 2000-01-0934
Detroit, 2000

- [10] DIANA, S.; IORIO, B.; GIGLIO, V.; POLICE, G.
The Effect of Valve Lift Shape and Timing on Air Motion and Mixture Formation of DISI Engines
Adopting Different VVA Actuators
SAE Paper 2001-01-3553
Detroit, 2001
- [11] DUESMANN, M.; SALBER, W.
Der Weg zur drosselfreien Laststeuerung: Vom Ventilabschalter bis zum elektromechanischen
Ventiltrieb
11. Aachener Kolloquium
Aachen, 2002
- [12] DIEM, W.
The future of gasoline engines
Automotive Powertrain Analyst
May 2004
- [13] FIORENZA, R.; FORMISANO, G.; STRAZULLO, L.
Continuously Variable Cam Phaser Optimization for Spark Ignition Gasoline Engine: A
Computational Methodology Approach
SAE Paper 2005-01-0227
Detroit, 2005
- [14] FISCHER, G. D.
Expertenmodell zur Berechnung der Reibungsverluste von Ottomotoren
Dissertation TU Darmstadt
Darmstadt, 2000
- [15] FLIERL, R.; HOFMANN, R.; LANDERL, C.; MELCHER, T.; STEYER, H.
Der neue BMW Vierzylinder Ottomotor mit VALVETRONIC, Teil1: Konzept und konstruktiver
Aufbau
MTZ 62 (2001) 6, S. 450-463
- [16] FRAIDL, G. K.; QUISSEK, F.; CARSTENSEN, H.
Verbrauchsoptimierte Ottomotorenkonzepte für zukünftige Emissionsszenarien
MTZ 54 (1993) 4, S. 210-217
- [17] GHOURI, A.; RICHARDSON, S. H.; NIGHTINGALE, C. J. E.
Variation of Both Symmetric and Asymmetric Valve Events on a 4-Valve SI Engine and the
Effects on Emissions and Fuel Economy
SAE Paper 2000-01-1222
Detroit, 2000
- [18] GOTTSCHALK, W.
Einfluß kleiner Einlassventilhübe auf die Gemischbildung von Ottomotoren
Dissertation Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Shaker Verlag
Aachen, 2001
- [19] GREBE, U. D.
Möglichkeiten zur ansaugseitigen Querschnittssteuerung und deren Analyse an einem
Vierventil-Ottomotor
Dissertation TU Darmstadt, VDI Fortschrittberichte, Reihe 12, Nr. 289
Düsseldorf, 1996

-
- [20] GREBE, U. D.; PRÜFER, R.; HOFMANN, P.; FITL, M.; WEISSENBERGER, D.;
Kanalabschaltung: Der intelligente Weg zur Verbrauchsreduzierung kleiner Ottomotoren
23. Internationales Wiener Motorensymposium
Wien, 2002
- [21] GREBE, U. D.; KÖNIGSTEIN, A.; FRIEDRICH, C.; SCHAFFNER, P.; INDRA, F.
Systemvergleich zwischen Ottomotoren mit Direkteinspritzung und drosselfreier Laststeuerung
durch variable Ventiltriebe
20. Internationales Wiener Motorensymposium
Wien, 1999
- [22] GEBHARD, P.; GREBE, U. D.; REINHEIMER, G.; PRÜFER, R.;
ZIMMERMANN, J.; DICKGREBER, F.
Die neue Generation der kleinen Ottomotorfamilie für den Opel Corsa
12. Aachener Kolloquium
Aachen, 2003
- [23] HAGEN, J.; HEINEN, M.; JENE, H.; SALBER, W.
Effizienz steigernde Methoden im Entwicklungsprozess von Verbrennungsmotoren – Der
elektromechanische Ventiltrieb als praktisches Beispiel
Haus der Technik „Variable Ventilsteuerung“
Essen, 2002
- [24] HEINRICH, C.; SCHARRER, O.; GEBHARD, P.; PUCHER, H.
Investigation of a 2-step Valve Train and its Influence on Combustion by Means of Coupled
CFD Simulation
SAE Paper 2005-01-0690
Detroit, 2005
- [25] JACQUELIN, F.; BURK, R.; WAKEMAN, R. J.
Cam Phaser Actuation Rate Performance Impact on Fuel Consumption and NOx Emissions
Over the FTP-75 Drive Cycle
SAE Paper 2003-01-0023
Detroit, 2003
- [26] JÄGERBAUER, E.; FRÖHLICH, K.; FISCHER, K.
Der neue 6.0-l-Zwölfzylinder motor von BMW
MTZ 64 (2003) 07-08, S. 546-555
- [27] KAAHAAINA, N. B.; AIMON, A. J.; CATON, P. A.; EDWARDS, C.F.
Use of Dynamic Valving to Achieve Residual-Affected Combustion
SAE Paper 2001-01-0549
Detroit, 2001
- [28] KLEIN, F.; KÜHN, M.; WEINMANN, H.-J.; WOLPERS, F.; KRÄMER, M.; ABTHOFF, J.
The Influence of the Valve Stroke Design in Variable Valve Timing Systems on Load Cycle,
Mixture Formation and the Combustion Process in Conjunction with Throttle-Free Load
Governing
SAE Paper 981030
Detroit, 1998
- [29] KRAMER, U.; PHILIPS, P.
Phasing Strategy for an Engine with Twin Variable Cam Timing
SAE Paper 2002-01-1101
Detroit, 2002

- [30] KREUTER, P.; HEUSER, P.; REINICKE-MURMANN, J.
The Meta VVH System - A Continuously Variable Valve Timing System
SAE Paper 980765
Detroit, 1998
- [31] KREUTER, P.; HEUSER, P.; REINICKE-MURMANN, J.; ERZ, R.; ULRICH, P.
The Meta VVH System – The Advantages of Continuously Mechanical Variable Valve Timing
SAE Paper 1999-01-0329
Detroit, 1999
- [32] KREUTER, P.; HEUSER, P.; REINICKE-MURMANN, J.; ERZ, R.; STEIN, P.; ULRICH, P.
Meta-CVD System: An Electro-Mechanical Cylinder and Valve Deactivation System
SAE Paper 2001-01-0240
Detroit, 2001
- [33] KREUTER, P.; HEUSER, P.; REINICKE-MURMANN, J.; ERZ, R.; STEIN, P.; ULRICH, P.;
BÖCKER, O.
Variable Valve Activation – Switchable and Continuously Variable Valve Lifts
SAE Paper 2003-01-0026
Detroit, 2001
- [34] KREUTER, P.; HEUSER, P.; WENSING, M.; BEY, R.
An Impulse Charging System for SI and Diesel Engines
SAE Paper 2002-01-1104
Detroit, 2002
- [35] LANCEFIELD, T.
The Influence of Variable Valve Actuation on the Part Load Fuel Economy of a Modern Light-Duty Diesel Engine
SAE Paper 2003-01-0028
Detroit, 2003
- [36] LAUER, S.; LECHNER, M.; HOFFMANN, H.
MV2T – Entwicklung eines mechanisch variablen Ventiltriebs
Haus der Technik „Variable Ventilsteuerung“
Essen, 2004
- [37] LECHNER, M.
Möglichkeiten und Grenzen einer vollvariablen Ventilsteuerung im Vergleich mit anderen variablen Ventilsteuerungen
Dissertation TU Wien, VDI Fortschrittberichte, Reihe 12, Nr. 264
Düsseldorf, 1996
- [38] LEONE, T. G.; CHRISTENSON, E. J. ; STEIN, R. A.
Comparison of Variable Camshaft Timing Strategies at Part Load
SAE Paper 960584
Detroit, 1996
- [39] MAKOTO, N.; SEINISUKE, H.; YOSHIHIKO, Y.; KEISUKE, T.; NAOKI, O.; TSUTOMU, H.
A Continuous Variable Valve Event and Lift Control Device (VEL) for Automotive Engines
SAE Paper 2001-01-0244
Detroit, 2001

-
- [40] MERKER, G. P.; SCHWARZ, C.
Technische Verbrennung, Simulation verbrennungsmotorischer Prozesse
B. G. Teubner Stuttgart Leipzig Wiesbaden
1. Auflage, 2001
- [41] MOREL, T.; RACKMILL, C.I.; KERIBAR, R.; JENNINGS, M.J.
Model for Heat Transfer and Combustion in Spark-Ignited Engine and Its Comparison with Experiments
SAE Paper 880198
Detroit, 1988
- [42] MORO, D.; PONTI, F.; SERRA, G.
Thermodynamic Analysis of Variable Valve Timing Influence on SI Engine Efficiency
SAE Paper 2001-01-0667
Detroit, 2001
- [43] NEUBAUER, D.; PFÜTZENREUTER, L.
EVCP – Ein neues Verständnis für Nockenwellensteller
MTZ 66 (2005) 1, S. 30-35
- [44] N.N.
GT-POWER – User's Manual and Tutorial, GT-Suite TM Version 6.0
Gamma Technologies Inc., Westmont IL, March 2003
- [45] N.N.
Dual Independent Pushrod VVT
AutoTechnology, Official publication of FISITA
Wiesbaden 6/2003
- [46] N.N.
Indimaster Compact – Bedienungsanleitung ab Version 2.0
AVL List GmbH, Graz, Austria, Mai 1999
- [47] PIERIK, R. J.; BURKHARD, J. F.
Design and Development of a Variable Valve Actuation System
SAE Paper 2000-01-1221
Detroit, 2000
- [48] PIERIK, R. J.; BURKHARD, J. F.
Design and Development of a Mechanical Variable Valve Actuation System
SAE Paper 2000-01-3307
Detroit, 2000
- [49] PISCHINGER, R.; KLELL, M.; SAMS, T.
Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine – Der Fahrzeugantrieb
Springer Verlag Wien New York
2. Auflage, 2002
- [50] PISCHINGER, S.; SALBER, W.; DILTHEY, J.; ADOMEIT, P.; GRÜNEFELD, E.; BROCHHAUS, M.
Ladungsbewegung und Gemischbildung bei Ottomotoren mit variabler Ventilsteuerung
MTZ 62 (2001) 11, S. 936-945

- [51] PUCHER, H.;
Vergleich der programmierten Ladungswechselrechnung für Viertakt Dieselmotoren nach der Charakteristiktheorie und der Füll- und Entleermethode
Dissertation TU Braunschweig
Braunschweig 1975
- [52] RASK, E.; SELLNAU, M.
Simulation-Based Engine Calibration: Tools, Techniques, and Applications
SAE Paper 2004-01-1264
Detroit, 2004
- [53] RASSEM, R. H.
Single-Cylinder Engine Tests of a Motor-Driven, Variable-Valve Actuator
SAE Paper 2001-01-0241
Detroit, 2001
- [54] ROBERTS, C. E.; STANGLMAIER, R. H.
Investigation of Intake Timing Effects on the Cold Start Behavior of a Spark Ignition Engine
SAE Paper 1999-01-3622
Detroit, 1999
- [55] von RÜDEN, K.
Beitrag zum Downsizing von Fahrzeug-Ottomotoren
Dissertation TU Berlin, Homepage der TU Berlin
Berlin, 2004
- [56] SALBER, W.; WOLTERS, P.; ESCH, T.; GEIGER, J.; DILTHEY, J.
Synergies of Variable Valve Actuation and Direct Injection
SAE Paper 2002-01-0706
Detroit, 2002
- [57] SCHARRER, O.; HEINRICH, C.; HEINRICH, M.; GEBHARD, P.
Development of a DVCP Strategy Using Part Load Engine Modeling
GT-POWER Users' Conference
Frankfurt, 2003
- [58] SCHARRER, O.; HEINRICH, C.; HEINRICH, M.; GEBHARD, P.; PUCHER, H.
Predictive Engine Part Load Modeling for the Development of a Double Variable Cam Phasing Strategy
SAE Paper 2004-01-0614
Detroit, 2004
- [59] SCHARRER, O.; HEINRICH, C.; GEBHARD, P.
Coupled CFD Simulation of a Variable Valve Actuation System
GT-POWER Users' Conference
Frankfurt, 2004
- [60] SCHARRER, O.; FRIEDRICH, C.; GEBHARD, P.; GREBE, U. D.; PUCHER, H.
Ein Simulationsmodell zur Prozessoptimierung von Ottomotoren mit variablem Ventiltrieb
13. Aachener Kolloquium
Aachen, 2004

-
- [61] SCHARRER, O.; FRIEDRICH, C.; GEBHARD, P.; GREBE, U. D.; PUCHER, H.
Valve Train Optimization Using Cycle Simulation
AutoTechnology, Official publication of FISITA
Wiesbaden, 04/2005
- [62] SCHERNUS, C.; van der STAAY, F.; JANSSEN, H.; NEUMEISTER, J.; VOGT, B.; DONCE, L.;
ESTLIMBAUM, I.; NICOLE, E.; MAERKY, C.
Modeling of Exhaust Valve Opening in a Camless Engine
SAE Paper 2002-01-0376
Detroit, 2002
- [63] SEINISUKE, H.; AKIRA, H.; NAOKI, T.; SHINICHI, T.; MAKOTO, N.; TAMOTSU, T.; SHINICHI,
T.; TSUNEYASU, N.
Application of a Variable Valve Event and Timing System to Automotive Engines
SAE Paper 2000-01-1224
Detroit, 2000
- [64] SELLNAU, M.; RASK, E.
Two-Step Variable Valve Actuation for Fuel Economy, Emissions and Performance
SAE Paper 2003-01-0029
Detroit, 2003
- [65] SHINICHI, M.; KIYOSHI, H.; KAZUMASA, I.; HIROHUMI, H.
Ein neuer Mehrphasen-Motor mit variabler Ventilsteuerung
MTZ 09/1993
Jahrgang 54
- [66] SHINICHI, T.; SHINICHI, A.; TKANOBU, S.; TSUNEYASU, N.; KATSUYA, M.; MAKOTO, N.;
SEINISUKE, H.
A Study of a Continuous Variable Valve Event and Lift (VEL) System
SAE Paper 2001-01-0243
Detroit, 2001
- [67] STEIN, R. A.; GALIETTI, K. M.; LEONE, T. G.
Dual Equal VCT – A Variable Camshaft Timing Strategy for Improved Fuel Economy and
Emissions
SAE Paper 950975
Detroit, 1995
- [68] TAKAAKI, T.; KOJI, T.; MUTSUO, N.
Development of the Directly Actuated Variable Valve Control System
SAE Paper 1999-01-3319
Detroit, 1999
- [69] THEISSEN, M.
Untersuchung zum Restgaseinfluss auf den Teillastbetrieb des Ottomotors
Dissertation Ruhr-Universität Bochum, Schriftenreihe Heft 89.4
Bochum, 1989
- [70] TURNER, J. W. G.; BASSET, M. D.; PEARSON, R. J.; PITSCHER, G.; DOUGLAS, K. J.
New Operation Strategies Afforded by Fully Variable Valve Trains
SAE Paper 2004-01-1386
Detroit, 2004

- [71] VIBE, I. I.
Brennverlauf und Kreisprozess von Verbrennungsmotoren
VEB Verlag, Technik
Berlin, 1970
- [72] WALZER, P.
Progress in Car Powertrain Technologies
FISITA F20044F020, Revised Version for FEV Selected Publications 2004
Barcelona, 2004
- [73] WOSCHNI, G.
Die Berechnung der Wandverluste und der thermischen Belastung der Bauteile von
Dieselmotoren
MTZ 31 (1970) 12, S. 491-499
- [74] WOSCHNI, G.; FIEGER J.
Experimentelle Bestimmung des örtlich gemittelten Wärmeübergangskoeffizienten im Ottomotor
MTZ 42 (1981) 6, S. 229-234
- [75] WITT, A.
Analyse der thermodynamischen Verluste eines Ottomotors unter den Randbedingungen
variabler Steuerzeiten
Dissertation TU Graz
1999
- [76] YOSHIHITO, M.; ATSUSHI, W.; HITOSHI, U.; HIROSHI, K; MAMORU, Y.
A Newly Developed Intelligent Variable Valve Timing System – Continuously Controlled Cam
Phasing as Applied to a New 3 Liter Inline 6 Engine
SAE Paper 960579
Detroit, 1996