

**Karl Hans Armin Fischer**

**Potentialuntersuchung einer 2-stufig  
schaltbaren Verdichtung am  
aufgeladenen Ottomotor**

**Diplomarbeit**

zur Erlangung des akademischen Grades  
Diplom-Ingenieur

**AVL List GmbH**



eingereicht an der Technischen Universität Graz  
Fakultät für Maschinenbau und Wirtschaftswissenschaften

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder  
Institut für Verbrennungskraftmaschinen u. Thermodynamik  
der Technischen Universität Graz

Graz, im Mai 2012

**Karl Hans Armin Fischer**

# **Potential Analysis of a 2-stage Compression Ratio for TGDI Engines**

**Diploma Thesis**

submitted for the degree of  
Diplom-Ingenieur

**AVL List GmbH**



submitted to the Faculty of  
Mechanical Engineering and Economic Sciences  
at the Graz University of Technology

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder  
Institute of Internal Combustion Engines & Thermodynamics  
Graz University of Technology

Graz, May 2012



## **Kurzfassung**

Immer strengere CO<sub>2</sub> Limitierungen und die Forderung nach effizienteren Motoren treiben die Motorenentwickler zu stetig neuen Ideen an. Diese Arbeit beschäftigt sich mit der Wirkungsgradverbesserung eines Ottomotors durch Änderung seiner Verdichtung. In einer Patentrecherche werden aktuelle Konzepte zur variablen Verdichtungsänderung vorgestellt und anschließend bewertet und mit der Konzeptidee der AVL List GmbH verglichen.

Mit Hilfe umfangreicher Messdaten eines Versuchsmotors werden die in der Praxis realisierbaren Einsparungen ermittelt und ein Vergleich zwischen zweistufiger und vollvariabler Verdichtung gezogen.

Basierend auf der Konzeptidee wird ein zweistufiges System für einen aufgeladenen Ottomotor ausgelegt und konstruiert. Das Grundkonzept stellt dabei ein exzentrischer Kolbenbolzen dar, welcher selbstschaltend ausgeführt ist. Im Anschluss werden zwei mögliche Verwendungsszenarien für dieses Konzept betrachtet. Zum einen als effizienter Motorschutz bei irregulärer Verbrennung mit minimalem Drehmomentenverlust und zum anderen als Verbrauchseinsparung zur CO<sub>2</sub>-Reduktion. Abschließend werden einzelne Herausforderungen für eine mögliche Prototypenherstellung angeschnitten.

## **Abstract**

The trend towards lower CO<sub>2</sub> emissions and even more effective powertrains pushes developers for internal combustion engines to think about new concepts. This present thesis describes an improvement of efficiency by increasing the compression ratio for petrol engines. Based on a patent research different concepts for variable compression ratio will be described and evaluated and compared to a new concept idea by AVL List GmbH.

The practical fuel economy for such systems will be determined thanks to a diversity of different measuring data from a test engine. In addition there will be a comparison between a two stage and fully variable compression ratio.

Based on the concept idea a two stage compression ratio system will be dimensioned and constructed. The main part is an eccentric self-actuating cylinder bolt. Furthermore there will be an examination of two different usage scenarios. The first one is an efficient way for engine protection during irregular combustion without too much torque loss whereas the second one describes a system for fuel saving and CO<sub>2</sub> reduction. The final chapter touches the challenges for a possible prototype manufacture.

## Danksagung

An dieser Stelle möchte ich Univ.-Prof. Dr. techn. Helmut Eichlseder, als Betreuer und Leiter des Instituts für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik für die Ermöglichung dieser Arbeit danken.

Mein weiterer Dank gilt meinen beiden Betreuern auf Seite der AVL List GmbH Dr. techn. Wolfgang Schöffmann und Dr. techn. Paul Kapus, welche maßgeblich an der Themenfindung beteiligt waren und durch ihr Fachwissen und Mut zum Andersdenken einen wichtig Input zu dieser Arbeit geliefert haben.

Ebenso möchte ich auf Seite des Instituts Ass.Prof. Dr. techn. Roland Kirchberger und auf Seite der AVL Karl Wehrauch für die laufende Begleitung und Betreuung danken.

Mein besonderer Dank gilt meiner Familie, die mir dieses Studium ermöglicht und mich in jeder Lebenslage unterstützt hat.

Abschließend danke ich meiner Verlobten Clara, die mich bei Rückschlägen immer wieder aufgebaut und unterstützt hat und verständnisvoll zahlreiche gemeinsame Wochenenden zu Gunsten der Diplomarbeit geopfert hat.

*„Alle Dinge sind möglich dem, der da glaubt.“*

Markus 9:23

# Inhaltsverzeichnis

<b>Kurzfassung</b> .....	<b>II</b>
<b>Abstract</b> .....	<b>III</b>
<b>Danksagung</b> .....	<b>IV</b>
<b>Inhaltsverzeichnis</b> .....	<b>V</b>
<b>Abbildungsverzeichnis</b> .....	<b>VII</b>
<b>Tabellenverzeichnis</b> .....	<b>X</b>
<b>Abkürzungen</b> .....	<b>XI</b>
<b>Symbole</b> .....	<b>XII</b>
<b>1 Einleitung und Theorie</b> .....	<b>1</b>
1.1 Grundlagen der Verbrennungskraftmaschinen .....	1
1.2 Idealisierte vereinfachte Kreisprozesse.....	3
1.2.1 Gleichraumprozess .....	5
1.2.2 Gleichdruckprozess.....	6
1.2.3 Kombiniertes Prozess (Seiliger) .....	8
1.3 Wirkungsgradsteigerung .....	10
1.3.1 Isentropenexponent $\kappa$ .....	11
1.3.2 Wärmezufuhr $q_{zu}$ .....	12
1.3.3 Wärmeabfuhr $q_{ab}$ .....	12
1.3.4 Verdichtungsverhältnis $\varepsilon$ .....	12
<b>2 Patentrecherche</b> .....	<b>14</b>
<b>3 Aktueller Stand in der Industrie</b> .....	<b>15</b>
3.1 Verdichtungsänderung durch Änderung unbewegter Teile .....	16
3.1.1 Zu- und Wegschalten von Zusatzvolumina im Brennraum.....	16
3.1.2 Exzentrische Kurbelwelle .....	18
3.1.3 Kippbarer Zylinderkopf .....	19
3.2 Verdichtungsänderung durch Änderung der Kinematischen Längen .....	19
3.2.1 Exzentrische Lagerung im großen Pleuelauge .....	20
3.2.2 Exzentrische Lagerung des Kolbenbolzens .....	21
3.3 Verdichtungsänderung durch Änderung der Kinematik.....	23
3.3.1 Veränderung des Anlenkpunktes des Zwischenpleuels mittels Nebenwelle .....	23

3.3.2	Veränderung des Anlenkpunktes des Zwischenpleuels mittels Zusatzkolben.....	24
3.4	Bewertung.....	25
3.4.1	Beschreibung der Bewertungskriterien .....	26
3.4.2	Einzelbewertung der Patente .....	28
3.4.3	Übersicht und Gesamtvergleich .....	33
<b>4</b>	<b>Vergleich Messung – Theorie .....</b>	<b>35</b>
4.1	Analyse von Messergebnis einer vollvariablen Verdichtung.....	35
4.2	Reale Verbrauchseinsparungen heute und in Zukunft .....	42
4.3	Vollvariable und zweistufige Verdichtung - ein Vergleich .....	46
<b>5</b>	<b>Konstruktion eines selbstschaltenden exzentrischen Kolbenbolzens .....</b>	<b>50</b>
5.1	Vorhandene Daten .....	50
5.2	Anforderungen und Auslegung .....	51
5.3	Konstruktion .....	54
<b>6</b>	<b>Variable Verdichtung als Spitzendruckbegrenzung.....</b>	<b>58</b>
6.1	Funktion .....	58
6.2	Anforderung .....	59
<b>7</b>	<b>Variable Verdichtung mit AGR zur Verbrauchsabsenkung .....</b>	<b>64</b>
7.1	Funktion .....	64
7.2	Einfluss von AGR.....	65
<b>8</b>	<b>Herausforderungen der mechanischen Auslegung.....</b>	<b>70</b>
8.1	Rückstellfeder .....	70
8.2	Lagerung.....	70
8.3	Magnetische Schaltung.....	71
8.4	Schaltung .....	71
<b>9</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick.....</b>	<b>72</b>
	<b>Quellenverzeichnis .....</b>	<b>74</b>
	<b>Eidesstattliche Erklärung .....</b>	<b>76</b>

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Heizwert $H_u$ verschiedener Brennstoffe [Pischinger, et al., 2009b S. 73].....	2
Abbildung 2: Gemischheizwert $H_G$ bzw. $HG$ in $MJ/m^3$ [Pischinger, et al., 2009b S. 73].....	3
Abbildung 3: Vergleich von Arbeitsprozessen [Pischinger, et al., 2009b S. 126]	4
Abbildung 4: p-v- und T-s-Diagramm des Gleichraumprozesses [Pischinger, et al., 2009b S. 128] .....	5
Abbildung 5: Thermodynamischer Wirkungsgrad des Gleichraumprozesses für $\kappa=1,4$ und $\kappa=1,3$ [Pischinger, et al., 2009b S. 129].....	6
Abbildung 6: p-v- und T-s-Diagramm des Gleichdruckprozesses [Pischinger, et al., 2009b S. 129] .....	7
Abbildung 7: Thermodynamischer Wirkungsgrad des Gleichdruckprozesses für $\kappa=1,4$ im Vergleich zum Gleichraumprozess [Pischinger, et al., 2009b S. 130] .	8
Abbildung 8: p-v- und T-s-Diagramm des kombinierten Prozesses [Pischinger, et al., 2009b S. 130].....	9
Abbildung 9: Thermodynamischer Wirkungsgrad für $\kappa = 1,4$ und $q^* = 5$ bzw 10 .....	10
Abbildung 10: Isentropenexponent $\kappa$ in Abhängigkeit der Luftzahl $\lambda$ [Golloch, 2005 S. 44].....	11
Abbildung 11: Übersicht über die Konzepte zur Veränderung von $\varepsilon$ [Kehn, 2007 S. 36].....	15
Abbildung 12: Einordnung VCR Systeme [Pischinger, et al., 2009a S. 130]....	16
Abbildung 13: Modulkörper mit Drehkolben [GM Global Technology Operations, 2010].....	17
Abbildung 14: Drehkolben mit Aussparungen [GM Global Technology Operations, 2010].....	18
Abbildung 15: Exzentrisch gelagerte Kurbelwelle [Caterpillar Inc., 2006] .....	19
Abbildung 16: Exzentrisches Pleuellager im großen Pleuelauge [FEV GmbH, 2004].....	21
Abbildung 17: Aufbau des VCR-Pleuels [Pischinger, et al., 2009a S. 132] .....	22

Abbildung 18: Kurbeltrieb mit Nebenwelle [Nissan Motor Co., 2007] .....	24
Abbildung 19: Kurbeltrieb mit Stellelement [Rabhi, 2007] .....	25
Abbildung 20: Verdichtungsschleife bei $\text{rpm} = 2000$ und $\text{bmep} = 16$ mit spezifischem Kraftstoffverbrauch ( $\text{bsfc}$ ), Druck im Ansaugtrakt ( $P_{\text{IM}_A}$ ), Zündwinkel (Ignition) und Verbrennungsschwerpunkt ( $\text{MFB}_{50\%}$ ) über der Verdichtung ( $\text{vcr}_{\text{act\_avg}}$ ) [Abteilung DGD, 2011a].....	36
Abbildung 21: spezifischer Kraftstoffverbrauch des MCE-5 Motors bei $\epsilon = 9,5$ im Drehzahlbereich zwischen 1000 und 2500 rpm bei 2 bis 10 bar effektivem Mitteldruck.....	37
Abbildung 22: spezifischer Kraftstoffverbrauch des MCE-5 Motors bei optimaler Verdichtung bezogen auf den Verbrauch im Drehzahlbereich zwischen 1000 und 2500 rpm bei 2 bis 10 bar effektivem Mitteldruck .....	38
Abbildung 23: optimale Verdichtung $\epsilon$ bei bestem Verbrauch zwischen 1000 und 2500 Umdrehungen und 2 bis 10 bar Mitteldruck.....	39
Abbildung 24: Verbrauchseinsparung in % bei optimaler Verdichtung im Vergleich zur Basisverdichtung $\epsilon = 9,5$ im Drehzahlbereich von 1000 bis 2500 rpm und bei 2 bis 10 bar Mitteldruck .....	40
Abbildung 25: Wirkungsgraderhöhung in % bei optimaler Verdichtung und Gleichraumverbrennung im Vergleich zu einer Gleichraumverbrennung bei $\epsilon = 9,5$ im Bereich 1000 bis 2500 rpm und 2 bis 10 bar $\text{bmep}$ .....	41
Abbildung 26: Abweichung der theoretischen Einsparung bei Gleichraumverbrennung zur gemessenen Einsparung in Prozentpunkten bei 1000 bis 2500 rpm und 2 bis 10 bar $\text{bmep}$ .....	42
Abbildung 27: Betriebspunkte im NEFZ des SUV mit 3,6l V6 Motor im Einsparungsdiagramm bei 1000 bis 2500 rpm und 2 bis 10 bar $\text{bmep}$ .....	44
Abbildung 28: Betriebspunkte im NEFZ der Mittelklasse Limousine mit 1,4l R4 Motor im Einsparungsdiagramm bei 1000 bis 2500 rpm und 2 bis 10 bar $\text{bmep}$ .....	44
Abbildung 29: Betriebspunkte des SUV mit 2,0l R4 im Einsparungsdiagramm bei 1000 bis 2500 rpm und 2 bis 10 bar $\text{bmep}$ .....	45
Abbildung 30: Verbräuche des MCE-5 Motors bei $\epsilon = 12$ im Bereich von 1000 bis 2500 Umdrehungen und 2 bis 10 bar Mitteldruck.....	46
Abbildung 31: gemessene Verbrauchseinsparung des MCE-5 Motors bei $\epsilon = 12$ im Vergleich zu $\epsilon = 9,5$ im Bereich von 1000 bis 2500 rpm und 2 bis 10 bar $\text{bmep}$ .....	47

Abbildung 32: Unterschied der Verbräuche bei $\varepsilon = 12$ zu $\varepsilon = \text{opt}$ in Prozent bei 1000 bis 2500 rpm und 2 bis 10 bar bmep .....	48
Abbildung 33: Unterschied eines 2-stufigen Systems im Vergleich zu einem vollvariablen [Pischinger, et al., 2009a S. 130].....	48
Abbildung 34: Betriebspunkte des SUV mit 3,6l Motor im Einsparungsdiagramm des 2-stufigen Systems bei 1000 bis 2500 Umdrehungen und 2 bis 10 bar Mitteldruck.....	49
Abbildung 35: Konzeptzeichnung des selbstschaltenden Kolbenbolzens [Abteilung DGD, 2011c] .....	50
Abbildung 36: Kräfte auf den Kolbenbolzen bei 110 bar in Zylinderrichtung [Abteilung DAM, 2011] .....	52
Abbildung 37: Spitzendrücke des Grundmotors für die Konstruktion [Abteilung DGD, 2011c] .....	53
Abbildung 38: optimale Schaltlinie bei variabler Verdichtung.....	54
Abbildung 39: Überblick aller konstruierten oder geänderten Bauteile .....	55
Abbildung 40: Kolbenbolzen mit Lagerung und Schaltelementen .....	56
Abbildung 41: Schaltstift in Ruheposition .....	56
Abbildung 42: Lagerung des Drehstabs .....	57
Abbildung 43: Sperrung des Kolbenbolzens durch den Steuerstift mit Permanentmagnet.....	57
Abbildung 44: Zylinderdruckverlauf nach einer irregulären Verbrennung bis zum Motorschaden [Abteilung DGD, 2011c].....	58
Abbildung 45: Druckverlauf einer irregulären Verbrennung [Abteilung DGD, 2011c] .....	59
Abbildung 46: p-V-Diagramm mit und ohne Umschaltung .....	60
Abbildung 47: Verdichtungsänderung und Zündverstellung bei 1000 rpm und 10 bar Mitteldruck [Abteilung DGD, 2011a].....	64
Abbildung 48: Einfluss von AGR auf Verdichtung und Verbrauch [Abteilung DGD, 2011c] .....	67
Abbildung 49: verfügbare Druckdifferenz für Niederdruck(LP)-AGR [Abteilung DGD, 2011c] .....	68
Abbildung 50: verfügbare Druckdifferenz für Hochdruck(HP)-AGR [Abteilung DGD, 2011c] .....	69

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Patentklassifikationen in der Untergruppe F02.....	14
Tabelle 2: Auflistung der verwendeten Patente in Kapitel 3 .....	14
Tabelle 3: Teilbereiche der Konzeptbewertung inkl. Gewichtung.....	26
Tabelle 4: Einzelbewertung des Patents aus 3.1.1 .....	29
Tabelle 5: Einzelbewertung des Patents aus 3.1.2 .....	29
Tabelle 6: Einzelbewertung des Patents aus 3.2.1 .....	30
Tabelle 7: Einzelbewertung des Patents aus 3.2.2 .....	31
Tabelle 8: Einzelbewertung des Patents aus 3.3.1 .....	32
Tabelle 9: Einzelbewertung des Patents aus 3.3.2 .....	32
Tabelle 10: Gesamtübersicht aller Patente aus Kapitel 3.....	33
Tabelle 11: Einzelbewertung eines selbstschaltenden exzentrischen Kolbenbolzens.....	33
Tabelle 12: Einzelbewertung eines Knickpleuels mit Nebenwelle und E-Motor	34
Tabelle 13: Daten des MCE-5 Forschungsmotors [Abteilung DGD, 2011a].....	35
Tabelle 14: Randbedingungen der Datenanalyse .....	37
Tabelle 15: Fahrzeugdaten des Porsche Cayenne [Porsche Austria GmbH & Co OG, 2011].....	43
Tabelle 16: Fahrzeugdaten des VW Passat Blue Motion [Volkswagen, 2011].	43
Tabelle 17: Daten des Grundmotors für die Konstruktion .....	50
Tabelle 18: Berechnete geometrische Größen des Kolbenbolzens .....	51

## Abkürzungen

AGR	Abgasrückführung
bmep	Effektiver Mitteldruck
bsfc	Spezifischer Kraftstoffverbrauch
CAD	Computergestützte Konstruktion
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
MFB 50%	Verbrennungsschwerpunkt
NOx	Stickoxide
OT	Oberer Totpunkt
OZ	Oktanzahl
PKW	Personenkraftwagen
rpm	Umdrehungen pro Minute
SUV	Sport Utility Vehicle
TGDI	Aufgeladener direkteinspritzender Ottomotor
TSI	Aufgeladener direkteinspritzender Ottomotor (VW)
UT	Unterer Totpunkt
VCR	Variable Verdichtung

## Symbole

$A [m^2]$	Querschnittsfläche
$A [ms * bar^n]$	Präexponentieller Faktor
$B [K]$	Ein der Aktivierungsenergie proportionaler Faktor
$c [kJ/(kg * K)]$	Spezifische Wärmekapazität
$c_p [kJ/(kg * K)]$	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
$c_v [kJ/(kg * K)]$	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen
$c_\phi [Nm/rad]$	Federkonstante bezogen auf den Verdrehwinkel
$E [N/mm^2]$	Elastizitätsmodul
$E_{pot} [J]$	Potentielle Energie
$E_{schalt} [J]$	Energieverlust an der Kurbelwelle durch Umschalten
$F_B [N]$	Biegekraft
$F_G [N]$	Gaskraft
$G [N/mm^2]$	Schubmodul
$H_G [MJ/m^3]$	Gemischheizwert gemischansaugender Motoren
$\overline{H}_G [MJ/m^3]$	Gemischheizwert luftansaugender Motoren
$H_u [MJ/kg]$	Unterer Heizwert, Energie pro kg Brennstoff
$I_y [m^4]$	Axiales Flächenträgheitsmoment
$L [kg/kg_B]$	Angesaugte Luftmenge in kg pro kg Brennstoff
$L_{st} [kg/kg_B]$	Stöchiometrische Luftmenge in kg pro kg Brennstoff
$l [m]$	Effektive Pleuellänge
$l_0 [m]$	Effektive Länge des Steuerstifts
$M_F [Nm]$	Rückstellmoment der Drehstabfeder
$m [kg]$	Masse
$p_i [bar]$	Druck bei Zustand i
$Q [J]$	Wärmeenergie
$q^* [-]$	Dimensionslose Wärmezufuhr

$q_{ab}$ [MJ/kg]	Abgeführte spezifische Wärme, Energie pro kg Abgas
$q_{zu}$ [MJ/kg]	Zugeführte spezifische Wärme. Energie pro kg Gemisch
$q_{ij}$ [kJ/kg]	Wärmezufuhr zwischen den Zuständen i und j
$R$ [kJ/(kg * K)]	Spezifische Gaskonstante
$r$ [m]	Kurbelradius
$T_i$ [°C]	Temperatur bei Zustand i
$\Delta T$ [K]	Temperaturunterschied
$t_{SZ}$ [s]	Zeitpunkt der Selbstzündung
$t_s$ [s]	Schaltzeit für das Umschalten von hohem auf niedriges $\varepsilon$
$V_h$ [m <sup>3</sup> ]	Hubvolumen
$V_c$ [m <sup>3</sup> ]	Kompressionsvolumen
$V_i$ [m <sup>3</sup> ]	Volumen bei Zustand i (1: vor, 2: nach Umschalten)
$\Delta V_{schalt}$ [m <sup>3</sup> ]	Volumenänderung durch Umschalten
$v_i$ [m <sup>3</sup> ]	Spezifisches Volumen bei Zustand i
$z_{OT}$ [mm]	Position des oberen Totpunkts
$z_{UT}$ [mm]	Position des unteren Totpunkts
$\Delta z$ [mm]	Schaltweg in Zylinderrichtung
$\varepsilon$ [–]	Verdichtungsverhältnis
$\eta_{th}$ [–]	Thermodynamischer Wirkungsgrad
$\eta_{th,p}$ [–]	Thermodyn. Wirkungsgrad bei Gleichdruckverbrennung
$\eta_{th,v}$ [–]	Thermodyn. Wirkungsgrad bei Gleichraumverbrennung
$\kappa$ [–]	Isentropenexponent
$\kappa$ [–]	Korrekturfaktor für Durchbiegung zufolge Querkraft
$\lambda$ [–]	Schubstangenverhältnis
$\lambda$ [kg/kg]	Luftzahl
$\sigma$ [N/mm <sup>2</sup> ]	Normalspannung
$\tau$ [N/mm <sup>2</sup> ]	Schubspannung
$\tau$ [ms]	Selbstzündungszeit
$\varphi$ [rad]	Verdrehungswinkel

# 1 Einleitung und Theorie

Aktuelle und zukünftige gesetzliche Limitierungen der CO<sub>2</sub> Emissionen und die Forderungen nach immer geringeren Kraftstoffverbräuchen verlangen stetig bessere Wirkungsgrade der Antriebsstrangelemente. Dem Motor als arbeitsleistende Maschine wird hier besondere Aufmerksamkeit geschenkt. Durch thermodynamische Gesetzmäßigkeiten ist der Wirkungsgrad vor allem von der Verdichtung  $\varepsilon$  abhängig, welche beim Ottomotor durch die Gefahr der Selbstzündung nach oben begrenzt ist. Bedingt durch die Auslegung von Ottomotoren auf Nennleistung und quantitative Regelung ergeben sich hier Nachteile in der Teillast. Eine variable Verdichtung verbessert hier den Wirkungsgrad, ohne den Volllastbereich zu beeinflussen und ermöglicht auf Grund der typischen Betriebspunkte eines PKW einen Verbrauchsvorteil.

Diese Arbeit untersucht das Potential einer selbstschaltenden 2-stufigen variablen Verdichtung im Hinblick auf Verbrauchsvorteil und Produktionsfähigkeit. Bevor jedoch mit der Untersuchung begonnen werden kann, müssen die thermodynamischen Grundlagen und die idealisierten vereinfachten Kreisprozesse verstanden werden. Im Folgenden wird deshalb die Theorie der Thermodynamik und Verbrennungskraftmaschinen erläutert, basierend auf den Ausführungen von Pischinger, Klell und Sams [Pischinger, et al., 2009b].

## 1.1 Grundlagen der Verbrennungskraftmaschinen

Ein Verbrennungsmotor ist eine Kraftmaschine, die durch Brennstoff eingebrachte Energie in Arbeit umwandelt. Bei einem klassischen Hubkolbenmotor wird die Ladung bestehend aus Kraftstoff und Luft in einem Zylinder komprimiert und anschließend durch Fremd- oder Selbstzündung verbrannt. Durch die Verbrennung steigen Druck und Temperatur des Arbeitsgases, welches eine Kraft auf den Kolben auswirkt. Durch diese Kraft entsteht ein Moment an der Kurbelwelle, das über Getriebe und Differential an die Räder eines Fahrzeugs weitergeleitet wird.

Die durch den Kraftstoff eingebrachte Energie hängt vom Mischungsverhältnis des Arbeitsgases ab, welches durch die Luftzahl  $\lambda$  definiert ist zu:

$$\lambda = \frac{L}{L_{st}} \quad (1.1)$$

Hierbei ist  $L$  die aktuell im Zylinder vorhandene Luftmasse in kg bezogen auf ein kg Brennstoff und  $L_{st}$  die zur vollständigen Verbrennung des Kraftstoffes benötigte

Luftmasse in kg / kg Brennstoff. Zur Berechnung dieser Energie wird der Gemischheizwert  $H_G$  herangezogen. Er definiert die Energie, die mit 1 m<sup>3</sup> Frischladung, bezogen auf den Außenzustand, in den Zylinder eingebracht wird. Dabei ist zu unterscheiden, ob gemischansaugende oder direkteinspritzende Motoren betrachtet werden. Bei gemischansaugenden Motoren wird der Heizwert auf 1 m<sup>3</sup> Gemisch bezogen und ist wie folgt definiert:

$$H_G = \frac{H_u \cdot \rho_G}{\lambda \cdot L_{st} + 1} \quad (1.2)$$

Hierbei ist  $H_G$  der Gemischheizwert eines gemischansaugenden Motors in MJ/m<sup>3</sup>,  $H_u$  der untere Heizwert des verwendeten Brennstoffes in MJ/kg und  $\rho_G$  die Dichte des Gemisches bezogen auf den Außenzustand.

Da bei direkteinspritzenden Motoren die Kraftstoffeinbringung erst nach Einlassschluss erfolgt, ist im Zylinder um die Kraftstoffmenge mehr Luft vorhanden als beim gemischansaugenden. Der Gemischheizwert eines luftansaugenden Motors ergibt sich demnach zu:

$$\bar{H}_G = \frac{H_u \cdot \rho_L}{\lambda \cdot L_{st}} \quad (1.3)$$

Der Heizwert  $H_u$  ist eine stoffabhängige Größe, die Werte für einige Brennstoffe sind in Abbildung 1 ersichtlich.

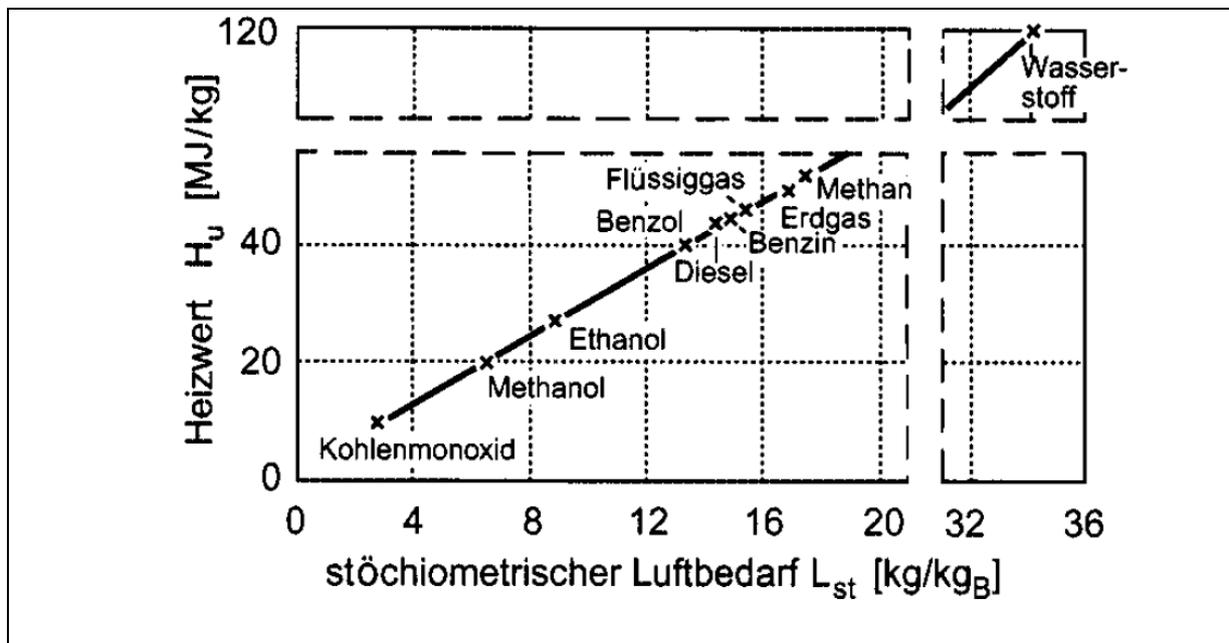


Abbildung 1: Heizwert  $H_u$  verschiedener Brennstoffe [Pischinger, et al., 2009b S. 73]

Abbildung 2 zeigt den berechneten Gemischheizwert für die in Abbildung 1 dargestellten Brennstoffe über ihrem stöchiometrischen Luftbedarf.

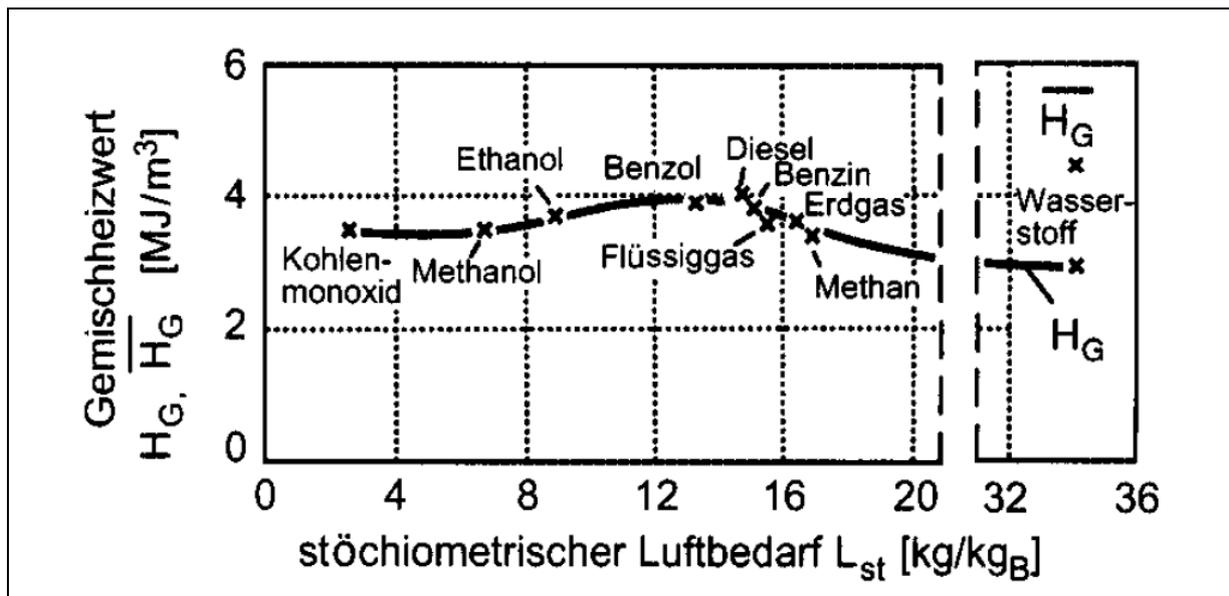


Abbildung 2: Gemischheizwert  $H_G$  bzw.  $\overline{H_G}$  in MJ/m<sup>3</sup> [Pischinger, et al., 2009b S. 73]

Um eine schnelle Analyse von Motorprozessen durchführen zu können, trifft man einige vereinfachende Annahmen und vergleicht sie in p-v und T-s Diagrammen. Diese idealisierten Kreisprozesse liefern Aussagen über wichtige Kenngrößen wie Mitteldruck und Wirkungsgrad.

## 1.2 Idealisierte vereinfachte Kreisprozesse

Für eine einfache Analyse des Prozesses werden einige Vereinfachungen getroffen:

- Der Verbrennungsablauf folgt einer Gleichraum-, Gleichdruck- oder einer kombinierten Verbrennung (Seiliger Prozess)
- Der Wärmeübergang zwischen Arbeitsgas und Umgebung wird mit null angenommen. Die Verbrennung erfolgt damit adiabat, was zur Folge hat, dass keine Aussage über die Auswirkungen des Wärmeübergangs erfasst werden kann.
- Der Ladungswechsel erfolgt ohne Drosselung im unteren Totpunkt und es wird ein vollständiger Austausch der Ladungen angenommen. Dadurch entfällt die Ladungswechselschleife
- Die Stoffgrößen des Arbeitsgases sind konstant und es wird als ideales Gas mit unveränderlicher Zusammensetzung angenommen.
- Keine Reibung im Zylinder, was zusammen mit der Annahme eines adiabaten Prozesses eine isentrope Kompression und Expansion zur Folge hat.

Beschreibt man die Verbrennung mit einer Wärmezufuhr und den Ladungswechsel mit einer Wärmeabfuhr lässt sich die Verbrennung mit den vorherigen Annahmen in einem Kreisprozess darstellen. Die zugeführte Wärme  $q_{zu}$  entspricht dem

Gemischheizwert je kg Arbeitsgas und kann nach (1.2) bzw (1.3) errechnet werden zu:

$$q_{zu} = \frac{H_u}{\lambda * L_{st} + 1} \quad (1.4)$$

Der Unterschied zwischen gemisch- und luftansaugenden Motoren kann im Zuge dieser vereinfachten Vergleichprozesse vernachlässigt werden.

Der Gleichdruck-, Gleichraum und der kombinierte Prozess sind in Abbildung 3 dargestellt.

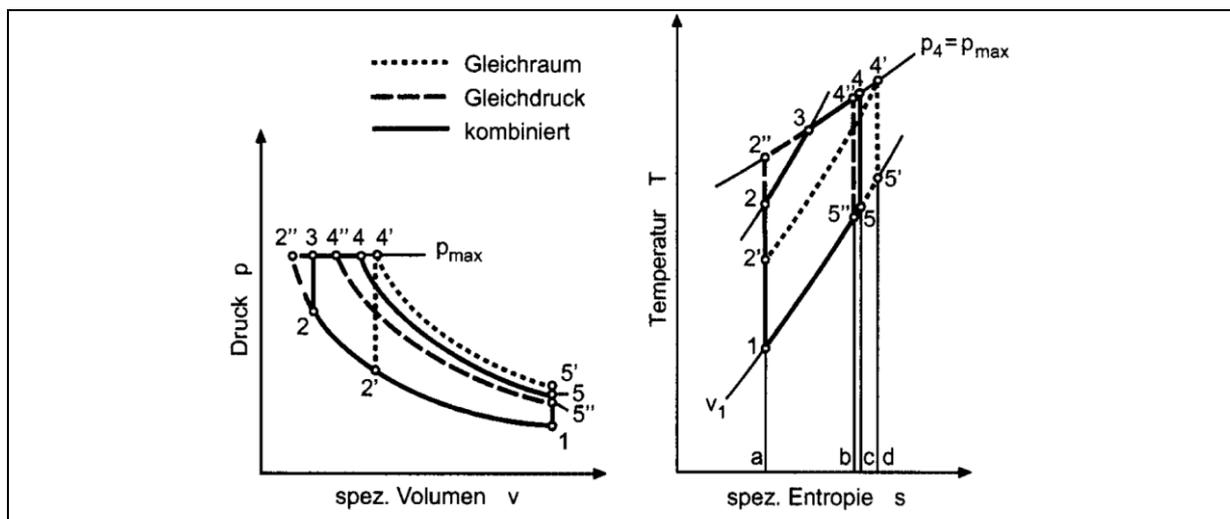


Abbildung 3: Vergleich von Arbeitsprozessen [Pischinger, et al., 2009b S. 126]

Bei diesen drei Prozessen ist das Verdichtungsverhältnis  $\varepsilon$ , welches definiert ist zu

$$\varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c} \quad (1.5)$$

bzw.

$$\varepsilon = \frac{v_1}{v_2} \quad (1.6)$$

gleich groß. Auch die Wärmezufuhr ist bei allen Prozessen gleich, somit ergeben sich lediglich Unterschiede in der Wärmeabfuhr. Diese entspricht der Fläche im T-s-Diagramm unter der Kurve 1 – 5 bzw. 1 – 5' oder 1 – 5''. Da der thermodynamische Wirkungsgrad eines Kreisprozesses definiert ist mit

$$\eta_{th} = 1 - \frac{q_{ab}}{q_{zu}} \quad (1.7)$$

hat der Gleichraumprozess den besten Wirkungsgrad, während der Gleichdruckprozess den schlechtesten Wirkungsgrad mit sich bringt. Die

Wärmeabfuhr  $q_{ab}$  erfolgt für alle drei Prozesse bei konstantem spezifischem Volumen und folgt somit einer Isochoren im T-s-Diagramm. Es gilt:

$$q_{ab} = c_v * (T_5 - T_1) \quad (1.8)$$

### 1.2.1 Gleichraumprozess

Beim Gleichraumprozess erfolgt die Wärmezufuhr ebenso wie die Wärmeabfuhr bei konstantem spezifischem Volumen. Das p-v- und T-s-Diagramm ist in Abbildung 4 abgebildet.

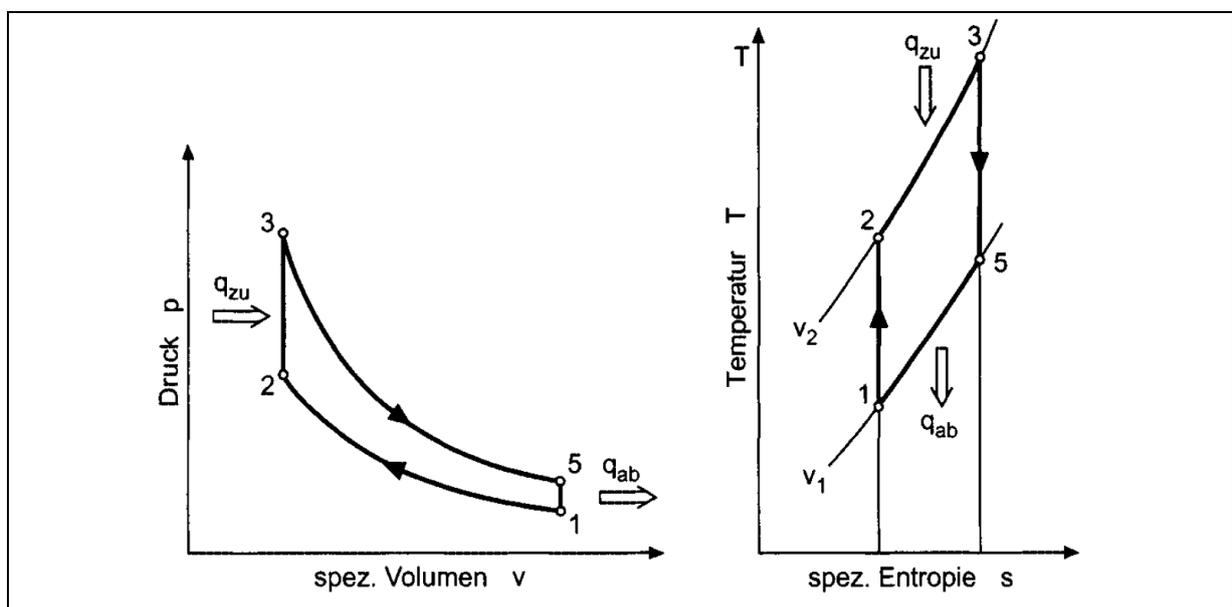


Abbildung 4: p-v- und T-s-Diagramm des Gleichraumprozesses [Pischinger, et al., 2009b S. 128]

Mit der Annahme von konstanten spezifischen Wärmekapazitäten bei konstantem spezifischem Volumen  $c_v$  ergibt sich somit für  $q_{zu}$ :

$$q_{zu} = c_v * (T_3 - T_2) \quad (1.9)$$

Für die isentrope Kompression lässt sich laut Thermodynamik einsetzen:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\kappa-1} = \varepsilon^{\kappa-1} \quad (1.10)$$

Der Isentropenexponent ist annähernd konstant und beträgt bei niedrigen Temperaturen  $\kappa=1,4$  und sinkt bei hohen Temperaturen unter  $\kappa=1,3$ .

Für die isentrope Expansion gilt analog:

$$\frac{T_3}{T_5} = \left(\frac{v_5}{v_3}\right)^{\kappa-1} = \varepsilon^{\kappa-1} \quad (1.11)$$

Nach Umformen und Einsetzen in (1.7) berechnet sich der thermodynamische Wirkungsgrad für Gleichraumverbrennung  $\eta_{th,v}$  zu:

$$\eta_{th,v} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad (1.12)$$

Der Wirkungsgrad ist somit bei gegebenen  $\kappa$  nur vom Verdichtungsverhältnis  $\varepsilon$  abhängig. In Abbildung 5 ist der Wirkungsgrad für Gleichraumverbrennung über dem Verdichtungsverhältnis aufgetragen.

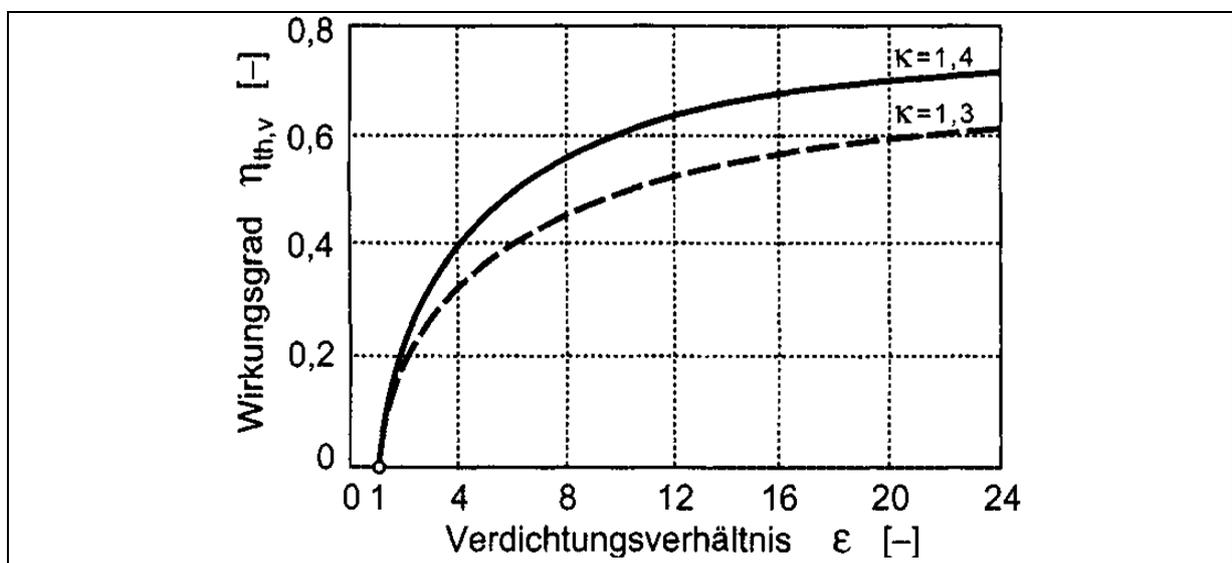


Abbildung 5: Thermodynamischer Wirkungsgrad des Gleichraumprozesses für  $\kappa=1,4$  und  $\kappa=1,3$  [Pischinger, et al., 2009b S. 129]

Bei niedrigem Verdichtungsverhältnis bewirkt eine höhere Verdichtung eine größere Wirkungsgradsteigerung als bei hohem  $\varepsilon$ . Auf Grund dieser Eigenschaft lassen sich vor Allem beim Ottomotor, der mit Verdichtungen zwischen 8 und 10 betrieben wird, Wirkungsgradvorteile durch höheres  $\varepsilon$  erzielen. Bei Dieselmotoren mit  $\varepsilon$  von 16 bis 20 bringt eine Erhöhung auf Grund der Abflachung der Kurve kaum einen Wirkungsgradvorteil.

### 1.2.2 Gleichdruckprozess

Der Gleichdruckprozess besitzt zum Beginn der Wärmezufuhr das gleiche Verdichtungsverhältnis wie der Gleichraumprozess, dieses sinkt aber auf Grund der Forderung nach konstantem Druck während der Verbrennung. Im T-s-Diagramm in Abbildung 6 liegen die Punkte 2 und 4 deshalb auf einer Isobaren.

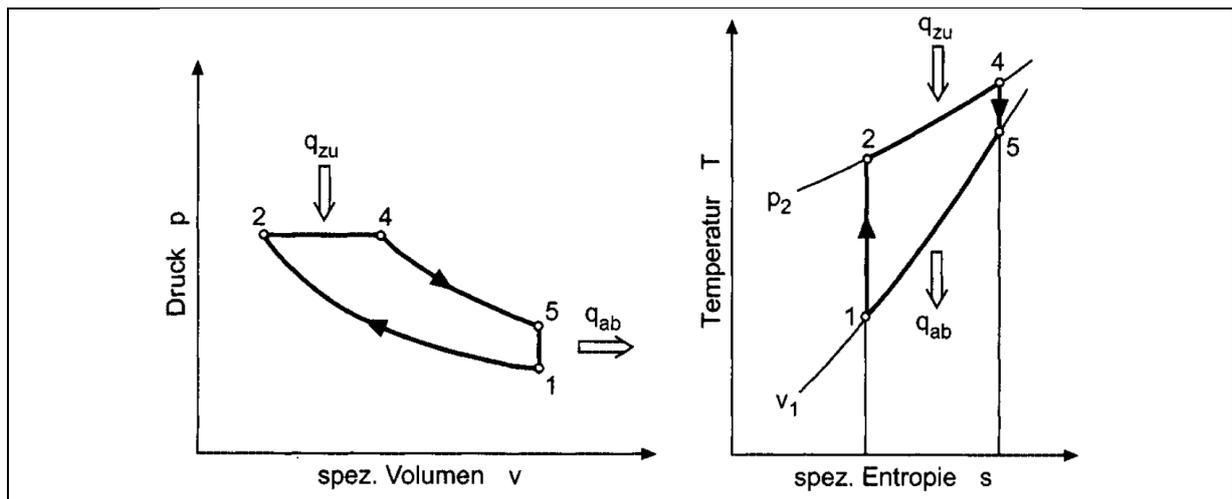


Abbildung 6: p-v- und T-s-Diagramm des Gleichdruckprozesses [Pischinger, et al., 2009b S. 129]

Die Gleichungen (1.8) und (1.10) gelten auch beim Gleichdruckprozess und die Wärmezufuhr beträgt:

$$q_{zu} = c_p * (T_4 - T_2) \quad (1.13)$$

Anders als beim Gleichraumprozess wird hier die konstante spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck  $c_p$  eingesetzt. Für konstanten Druck gilt im T-s-Diagramm:

$$\frac{T_4}{T_2} = \frac{v_4}{v_2} \quad (1.14)$$

Die isentrope Expansion liefert:

$$\frac{T_4}{T_5} = \left(\frac{v_5}{v_4}\right)^{\kappa-1} \quad (1.15)$$

Werden diese Beziehungen in (1.7) eingesetzt, erhält man den thermodynamischen Wirkungsgrad für Gleichdruckverbrennung  $\eta_{th,p}$

$$\eta_{th,p} = 1 - \frac{1}{\kappa * q^*} * \left[ \left( \frac{q^*}{\varepsilon^{\kappa-1}} + 1 \right)^\kappa - 1 \right] \quad (1.16)$$

Der Übersicht halber wurde  $q^*$  als dimensionslose Wärmezufuhr eingeführt:

$$q^* = \frac{q_{zu}}{c_p * T_1} \quad (1.17)$$

Auch in dieser Gleichung spielt das Verdichtungsverhältnis  $\varepsilon$  eine entscheidende Rolle und beeinflusst maßgeblich den thermodynamischen Wirkungsgrad. Ebenso scheint hier die Wärmezufuhr  $q_{zu}$  auf, die nach (1.4) abhängig vom Luftverhältnis  $\lambda$

ist. Eine stöchiometrische Verbrennung, wie sie bei Ottomotoren vorzufinden ist, ergibt ein niedriges  $\lambda$ , was zu einer hohen Wärmezufuhr  $q^*$  führt, welche wiederum den thermodynamischen Wirkungsgrad  $\eta_{th,p}$  verschlechtert. In Abbildung 7 sind die Wirkungsgradlinien des Gleichdruckprozesses für verschiedene Wärmezufuhren im Vergleich zum Gleichraumprozess dargestellt.

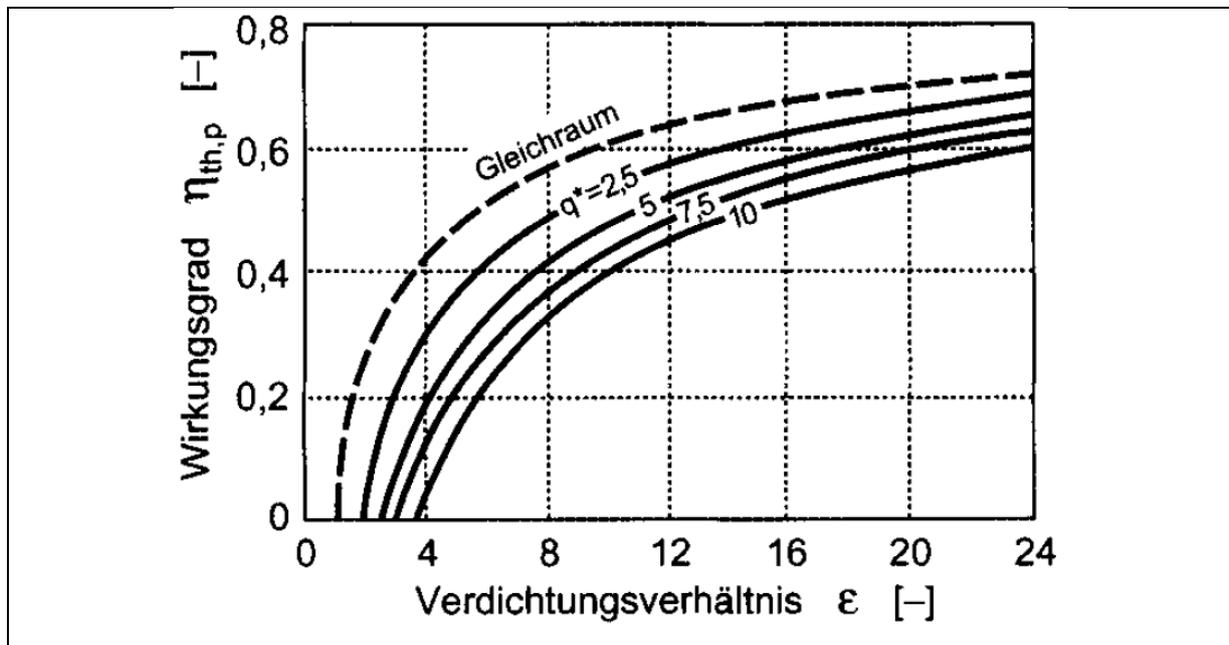


Abbildung 7: Thermodynamischer Wirkungsgrad des Gleichdruckprozesses für  $\kappa=1,4$  im Vergleich zum Gleichraumprozess [Pischinger, et al., 2009b S. 130]

Je niedriger das Verdichtungsverhältnis und das Luftverhältnis, desto schlechter schneidet der Gleichdruckprozess im Vergleich zum Gleichraumprozess ab.

### 1.2.3 Kombierter Prozess (Seiliger)

Die oben beschriebenen Eigenschaften ergeben sich bei gleichem Verdichtungsverhältnis und unbegrenztem Zylinderdruck. Wenn der Zylinderdruck auf Grund von Bauteilbeanspruchung und Festigkeitsgründen begrenzt, die Verdichtung aber beliebig wählbar ist, dann ist ein höchstmögliches Verdichtungsverhältnis anzustreben. Der beste Wirkungsgrad wird dann erreicht, wenn bereits am Ende der Kompression der Maximaldruck im Zylinder herrscht und die Verbrennung in einem Gleichdruckprozess abläuft. In der Realität sind aber beide Werte begrenzt, beim Ottomotor limitiert zum Beispiel die Klopfgrenze das Verdichtungsverhältnis  $\epsilon$ .

In diesem Fall besitzt der kombinierte Prozess, auch Seiliger-Prozess genannt, den besten Wirkungsgrad. Zuerst findet bis zum Erreichen des maximalen Verdichtungsverhältnisses eine isentrope Kompression statt. Anschließend folgen

eine Gleichraumverbrennung bis zum Erreichen des Maximaldrucks und danach eine Gleichdruckverbrennung. Dieser Kreisprozess ist in Abbildung 8 abgebildet.

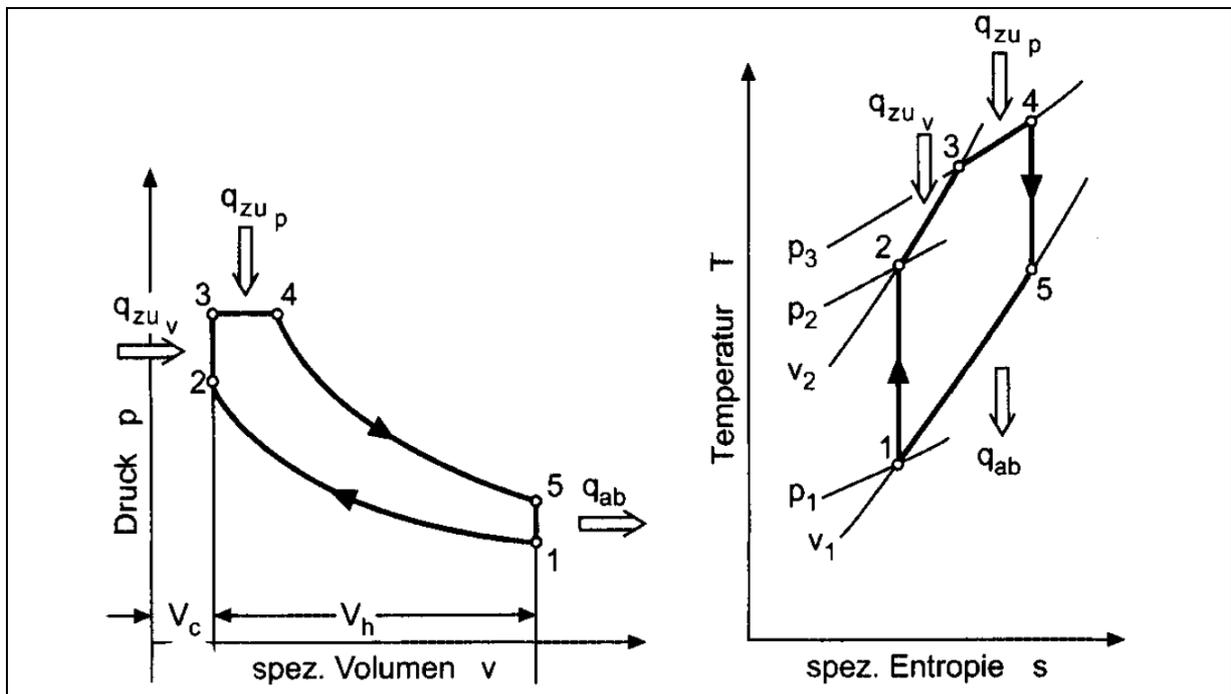


Abbildung 8: p-v- und T-s-Diagramm des kombinierten Prozesses [Pischinger, et al., 2009b S. 130]

Die Verbrennung erfolgt als Wärmezufuhr im Bereich 2 – 3 bei konstantem spezifischen Volumen und im Bereich von 3 – 4 bei konstantem Druck. Die gesamte zugeführte Wärme ist somit:

$$q_{zu} = q_{23} + q_{34} \quad (1.18)$$

Für  $q_{23}$  gilt:

$$q_{23} = c_v * (T_3 - T_2) \quad (1.19)$$

und für  $q_{34}$ :

$$q_{34} = c_p * (T_4 - T_3) \quad (1.20)$$

Die isentrope Kompression wird nach (1.10) berechnet. Die Zustandsänderung von 2 auf 3 entlang einer Isochoren ergibt

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{p_3}{p_2} \quad (1.21)$$

und die Änderung entlang einer Isobaren von 3 auf 4

$$\frac{T_4}{T_3} = \frac{v_4}{v_3} \quad (1.22)$$

Die isentrope Expansion von 4 auf 5 berechnet sich unverändert nach (1.15). Setzt man  $v_5 = v_1$  und  $v_3 = v_2$  ist:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{\left[ q^* - \frac{1}{\kappa \varepsilon} \left( \frac{p_3}{p_1} - \varepsilon^\kappa \right) + \frac{p_3}{p_1 \varepsilon} \right]^\kappa \left( \frac{p_1}{p_3} \right)^{\kappa-1} - 1}{\kappa q^*} \quad (1.23)$$

In dieser Gleichung lassen sich drei Kenngrößen ermitteln, die den Wirkungsgrad beeinflussen. Das Verdichtungsverhältnis  $\varepsilon$ , die dimensionslose Wärmezufuhr  $q^*$  und das Druckverhältnis  $p_3/p_1$ . Der optimale Wirkungsgrad wird erreicht bei hohem  $\varepsilon$ , hohem Druckverhältnis und niedriger Wärmezufuhr, was gleichbedeutend ist mit hoher Luftzahl, vgl. (1.4). Die Formeln der Wirkungsgrad  $\eta_{th,v}$  und  $\eta_{th,p}$  sind Sonderformen der allgemeinen Gleichung (1.23). In Abbildung 9 ist der Wirkungsgrad des kombinierten Prozesses für verschieden Spitzendrücke und Wärmezufuhren aufgezeigt.

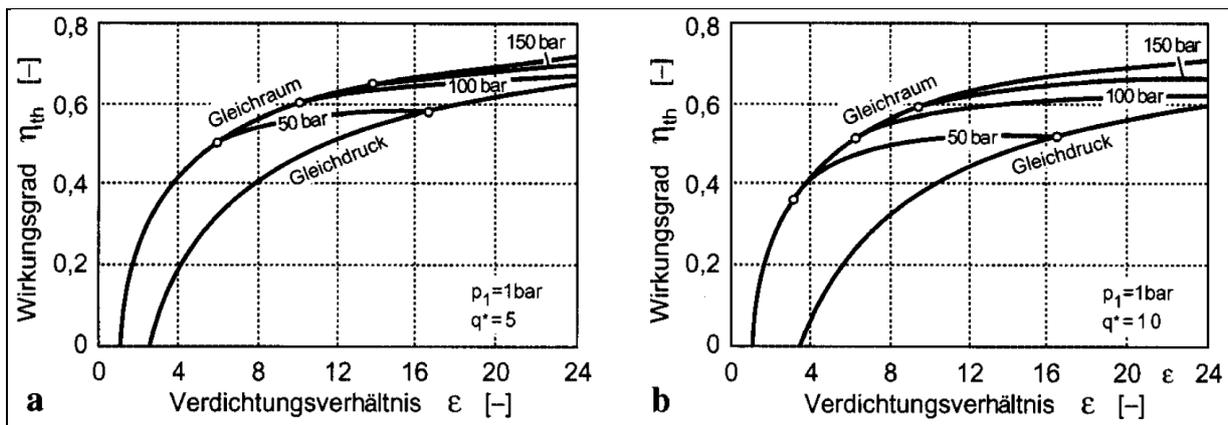


Abbildung 9: Thermodynamischer Wirkungsgrad für  $\kappa = 1,4$  und  $q^* = 5$  bzw 10

### 1.3 Wirkungsgradsteigerung

Der thermodynamische Wirkungsgrad gibt den maximal erreichbaren Wirkungsgrad für eine Verbrennungskraftmaschine vor. Der tatsächliche Wirkungsgrad eines realen Motors liegt deutlich unter  $\eta_{th}$  und kann diesem durch aufwändige Maßnahmen angenähert aber nie überschritten werden. Somit liegt es nahe, den thermodynamischen Wirkungsgrad zu erhöhen, der sich allgemein nach (1.23) ergibt. Es stehen grundsätzlich vier Parameter zur Auswahl:

- Der Isentropenexponent  $\kappa$
- Die Wärmezufuhr  $q_{zu}$  und damit nach (1.4) auch die Luftzahl  $\lambda$
- Die Wärmeabfuhr  $q_{ab}$

- Das Verdichtungsverhältnis  $\varepsilon$

### 1.3.1 Isentropenexponent $\kappa$

Der Isentropenexponent ist definiert als:

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} = \frac{c_p}{c_p - R} \quad (1.24)$$

mit  $R$  als spezifische Gaskonstante und kann für Luft bei Raumtemperatur mit  $\kappa = 1,4$  angenommen werden. Für hohe Lufttemperaturen ändert er sich in Richtung  $\kappa = 1,3$  und verschlechtert damit  $\eta_{th}$ , was leicht in Gleichung (1.12) ersichtlich ist. Eine niedrigere Verbrennungstemperatur erhöht zwar  $\kappa$ , jedoch muss dafür ein hoher Aufwand betrieben werden, zum Beispiel eine Reduktion der Verdichtung  $\varepsilon$ . Neben der Temperatur hat auch die Luftzahl  $\lambda$  Auswirkungen auf den Isentropenexponenten. Da der Kraftstoff eine höhere spezifische Wärmekapazität hat, sinkt mit zunehmendem  $\lambda$  die Wärmekapazität des Gemischs und der Isentropenexponent steigt. Der Zusammenhang von  $\lambda$  und  $\kappa$  ist in Abbildung 10 dargestellt.

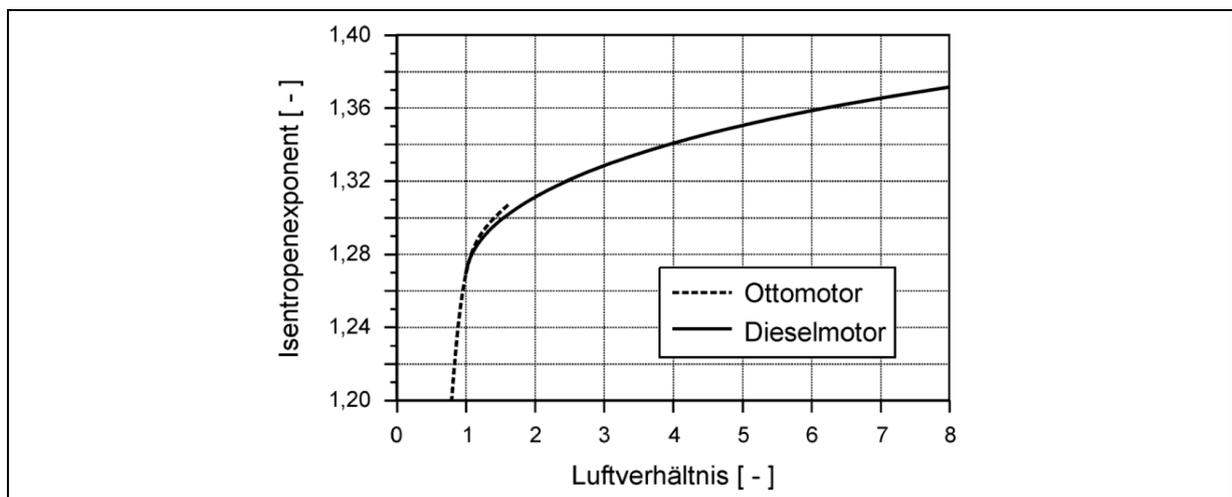


Abbildung 10: Isentropenexponent  $\kappa$  in Abhängigkeit der Luftzahl  $\lambda$  [Golloch, 2005 S. 44]

Bei einem Betrieb mit  $\lambda > 1$  ergibt sich der große Nachteil, dass der Dreiwege-Katalysator nicht mehr genutzt werden kann und die Notwendigkeit einer aufwendigen und teuren Abgasnachbehandlung besteht. Da jedoch  $\varepsilon$  einen wesentlich größeren Einfluss auf den Wirkungsgrad hat, wird in dieser Arbeit eine Verbesserung von  $\kappa$  vernachlässigt.

### 1.3.2 Wärmezufuhr $q_{zu}$

Der Einfluss der Wärmezufuhr  $q_{zu}$  wurde bereits in 1.2.2 aufgezeigt und kann auch durch Betrachtung des T-s-Diagrammes eines Kreisprozesses erklärt werden. Eine Erhöhung der Wärmezufuhr verschiebt die Linie 3-5 bzw. 4-5 der isentropen Expansion weiter nach rechts Richtung hohe Entropie. Dadurch wird die Fläche unter 5-1 (Wärmeabfuhr) überproportional größer als die Fläche unter 2-3 bzw. 2-3-4 (Wärmezufuhr), was den Wirkungsgrad nach (1.7) verringert. Die Auswirkungen der Wärmezufuhr sind auch in Abbildung 9 für den kombinierten Prozess ersichtlich. Nachdem die Wärmezufuhr nach (1.4) auch von der Luftzahl  $\lambda$  abhängig ist, werden für den Ottomotor deshalb in letzter Zeit vermehrt Magerkonzepte mit Direkteinspritzung untersucht, die mit Luftzahlen  $\lambda > 1$  betrieben werden. Bezüglich der Abgasnachbehandlung ergeben sich die gleichen Probleme wie oben.

### 1.3.3 Wärmeabfuhr $q_{ab}$

Die Wärmeabfuhr entspricht dem Energieverlust beim Ladungswechsel, der nicht mehr für die Volumenarbeit genutzt werden kann. Eine Möglichkeit diese Energie besser zu nutzen besteht im Realisieren eines so genannten Atkinson-Cycles. Bei diesem Konzept ist der Expansionshub länger als der Kompressionshub und die im Arbeitsgas enthaltene Energie kann besser genutzt werden. Toyota wendet dieses Prinzip im Hybrid-Fahrzeug Prius an, indem mittels variablen Nockenwellen die Einlassventile erst während des Kompressionshubes geschlossen werden. Eine andere Möglichkeit ohne variable Nockenwelle ist in einem Patent von Nissan gezeigt, welches unter 3.3.1 vorgestellt wird. Der Nachteil liegt im Verlust des Hubvolumens des Kompressionshubes, was zur Folge hat, dass ein Motor mit Atkinson Cycle und gleichen Abmessungen wie ein Ottomotor mit normalem Kreisprozess eine geringere Leistung hat als dieser.

### 1.3.4 Verdichtungsverhältnis $\varepsilon$

Die deutlichste Beeinflussung des thermodynamischen Wirkungsgrades ergibt sich durch die Änderung des Verdichtungsverhältnisses  $\varepsilon$ . Wie in Kapitel 1.2 beschrieben, resultiert aus der Erhöhung der Verdichtung eine Wirkungsgradsteigerung, unabhängig von der Art des Prozesses. Als logische Folge hat das Verdichtungsverhältnis seit Erfindung des Ottomotors ständig zugenommen. Eine hohe Verdichtung führt aber unweigerlich zu höheren Drücken und Temperaturen, was bei Ottomotoren zur schlagartigen Zündung des noch ungebrannten Restgases führen kann, so genanntem Klopfen. Klopfen tritt besonders bei hoher Last auf und limitiert somit das Verdichtungsverhältnis bei Ottomotoren. In der Teillast ist man von den Bedingungen für das Klopfen jedoch weit entfernt. Diese Tatsache brachte eine

Vielzahl von Konzepten für eine variable Verdichtung im Ottomotor hervor, die alle auf der gleichen Grundlage basieren. In der Teillast wird mittels Reduzierung des Kompressionsvolumens  $V_c$  ein höheres Verdichtungsverhältnis realisiert als in der Vollast. In den folgenden Kapiteln wird eine Auswahl dieser Konzepte, welche hauptsächlich durch Patentrecherche gefunden wurden, beschrieben und anschließend bewertet.

## 2 Patentrecherche

Für die Patentrecherche wurde das Verzeichnis des Deutschen Patent- und Markenamtes benutzt, welches online unter <http://depatisnet.dpma.de> aufgerufen werden kann. Die Patente liegen in elektronischer Form vor und können in verschiedenen Gruppen nach Internationaler Patentklassifikation (IPC) gesucht werden. Hier wurde vor allem die „IPC F01B 31/14 – Änderung des Verdichtungsverhältnisses“ herangezogen, da die Gruppe „F01 - Kraft- und Arbeitsmaschinen oder Kraftmaschinen allgemein“ einen guten Überblick enthält.

Weitere interessante Gruppen sind unter „F02 - Brennkraftmaschinen; mit Heißgas oder Abgasen betriebene Kraftmaschinenanlagen“ zu finden. Sie sind in Tabelle 1 aufgelistet.

Tabelle 1: Patentklassifikationen in der Untergruppe F02

F02B 75/04	Mit veränderlichem Abstand zwischen dem Kolben in der oberen Totpunktlage und dem Zylinderkopf
F02D 15/02	Durch Ändern oder Verlegen des Kolbenhubes
F02D 15/04	Durch Verändern des Verdichtungsraumes ohne Veränderung des Kolbenhubes

Es zeigte sich jedoch, dass die meisten Patente in mehreren Gruppen angemeldet sind und in Frage kommende Schriften aus der Gruppe F02 auch unter F01B 31/14 zu finden waren. Die Patente wurden nach Eintragungsdatum sortiert und durchsucht um einen möglichst aktuellen Stand erfassen zu können. Ziel der Recherche war es, für jedes Wirkprinzip zwei aussagekräftige Konzepte zu finden. Alle in Kapitel 3 beschriebene Patente sind in Tabelle 2 aufgelistet.

Tabelle 2: Auflistung der verwendeten Patente in Kapitel 3

Patentnummer	Datum	Patentinhaber
DE101 35 127 B4	22.07.2010	GM Global Technology Operations, Inc.
DE102 43 023 A1	25.03.2004	FEV Motorentchnik GmbH
DE601 25 431 T2	12.04.2007	Nissan Motor Co., Ltd.
DE602 17 494 T2	15.11.2007	Rabhi
DE10 2005 040 327 A1	01.06.2006	Caterpillar Inc.

### 3 Aktueller Stand in der Industrie

An dieser Stelle sei zu erwähnen, dass es bis jetzt kein funktionierendes Konzept in die Serienentwicklung geschafft hat. Dieses Kapitel bezieht sich deshalb auf die unter Kapitel 2 angeführten Patente und diverse Veröffentlichungen von Konzeptarbeiten. Vor einer Beschreibung der einzelnen Systeme, ist es sinnvoll eine Einteilung nach bestimmten Kriterien vorzunehmen, wobei es hier eine Vielzahl an Möglichkeiten gibt.

Eine Einteilung verwendet die betroffenen Bauteile als Kriterium und gliedert die Systeme in die Gruppen Zylinderkopf, Kurbelgehäuse, Kolben, Kolbenbolzen, Pleuel und Kurbelwelle [Kehn, 2007 S. 36].

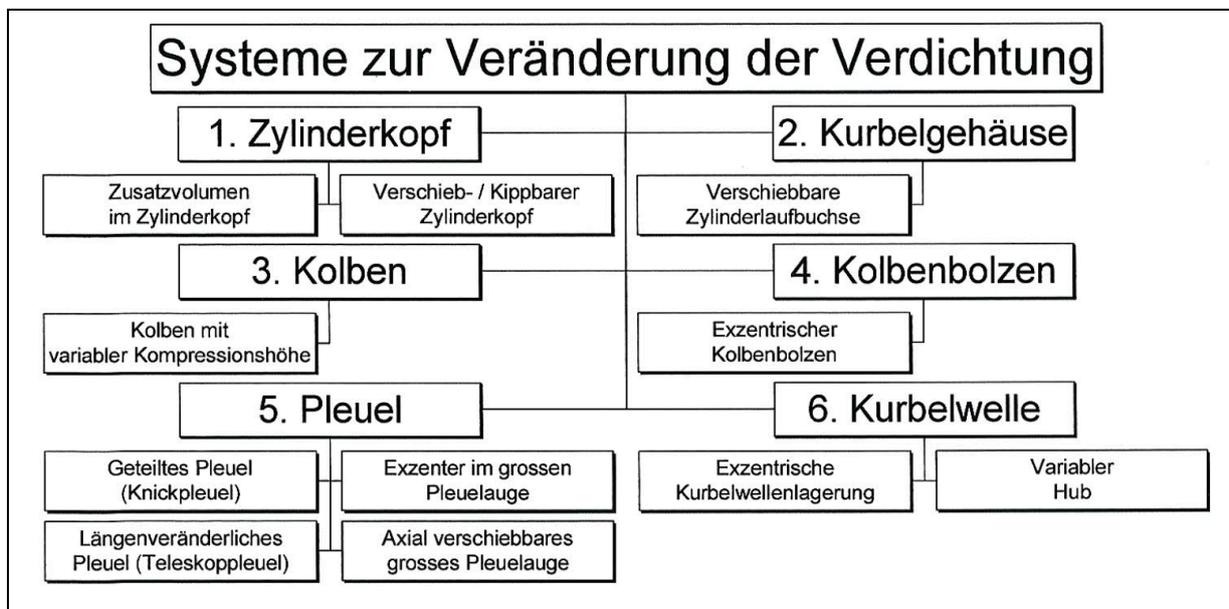


Abbildung 11: Übersicht über die Konzepte zur Veränderung von  $\epsilon$  [Kehn, 2007 S. 36]

Eine andere Einteilung der FEV GmbH orientiert sich an den Methoden zur Verdichtungsänderungen und berücksichtigt gleichzeitig den Einfluss auf den Antriebstrang, indem zwischen konventionellem und unkonventionellem unterschieden wird.

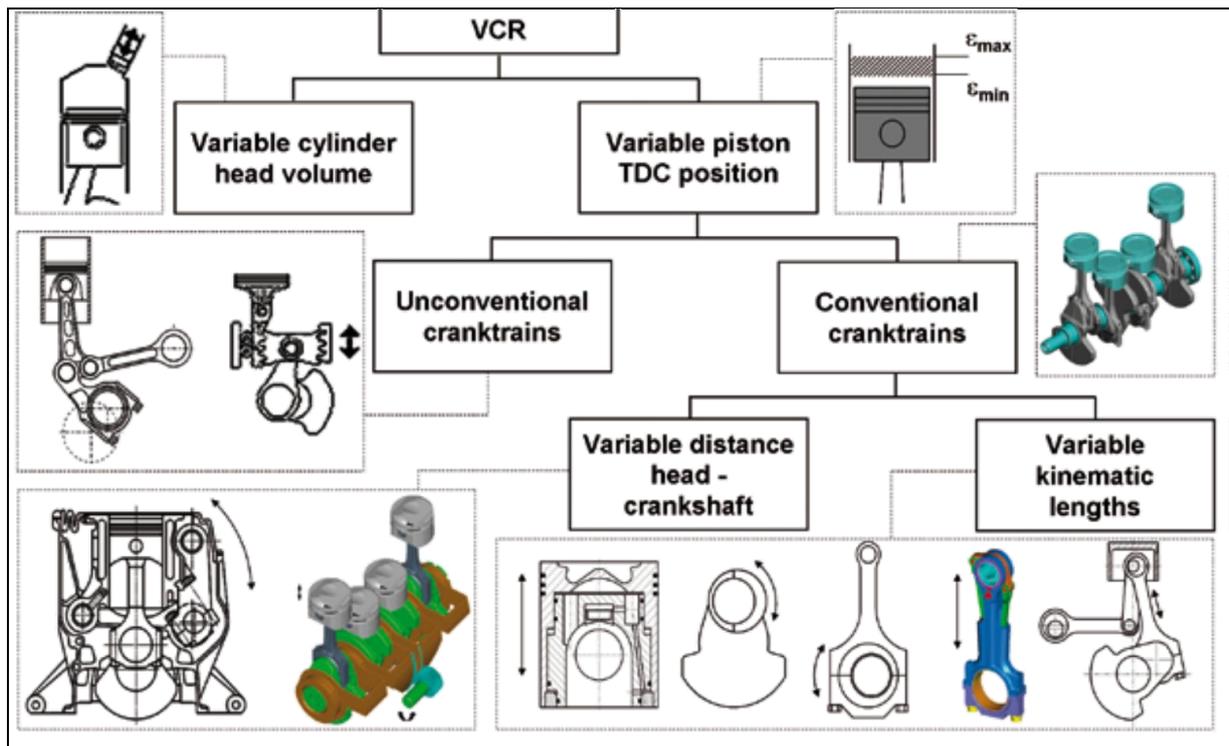


Abbildung 12: Einordnung VCR Systeme [Pischinger, et al., 2009a S. 130]

Im Folgenden wird jedoch eine andere Einteilung gewählt, um die verschiedenen Prinzipien hinter den Konzepten zu verdeutlichen. Sie ist an die in Abbildung 12 ersichtliche Struktur angelehnt und wurde auf drei wesentliche Punkte reduziert. Zu jedem Wirkprinzip werden zwei Beispiele näher beschrieben und im Anschluss bewertet. Die Einteilung lautet wie folgt:

Verdichtungsänderung durch:

- Änderung unbewegter Teile
- Änderung der kinematischen Längen
- Änderung der Kinematik

### 3.1 Verdichtungsänderung durch Änderung unbewegter Teile

Dieses Prinzip beruht darauf, dass das Kompressionsvolumen  $V_c$  im laufenden Betrieb geändert wird, ohne bewegte Teile zu verändern. Gemäß der Beziehung (1.5) verändert sich dabei auch das Verdichtungsverhältnis  $\epsilon$ . Eine Volumensänderung ohne Beeinträchtigung des Antriebsstranges kann auf mehrere Arten realisiert werden.

#### 3.1.1 Zu- und Wegschalten von Zusatzvolumina im Brennraum

Bei diesem Patent befindet zwischen Zylinderkopf und Kurbelgehäuse ein weiteres Bauteil mit Nebenräumen, welche von einer Welle tangiert werden. Diese

zylindrische Welle besitzt Aussparungen, die, wenn sie den Nebenräumen zugewandt sind, deren Volumen vergrößern. Wird die Welle in einer zweite Position gebracht, wird das Nebenraumvolumen entsprechend den Aussparungen verkleinert.

In Abbildung 13 ist dieser Modulkörper dargestellt. Die Nebenräume (8) vergrößern hier das Zylindervolumen (7) und können durch den Drehkolben (11) geändert werden.

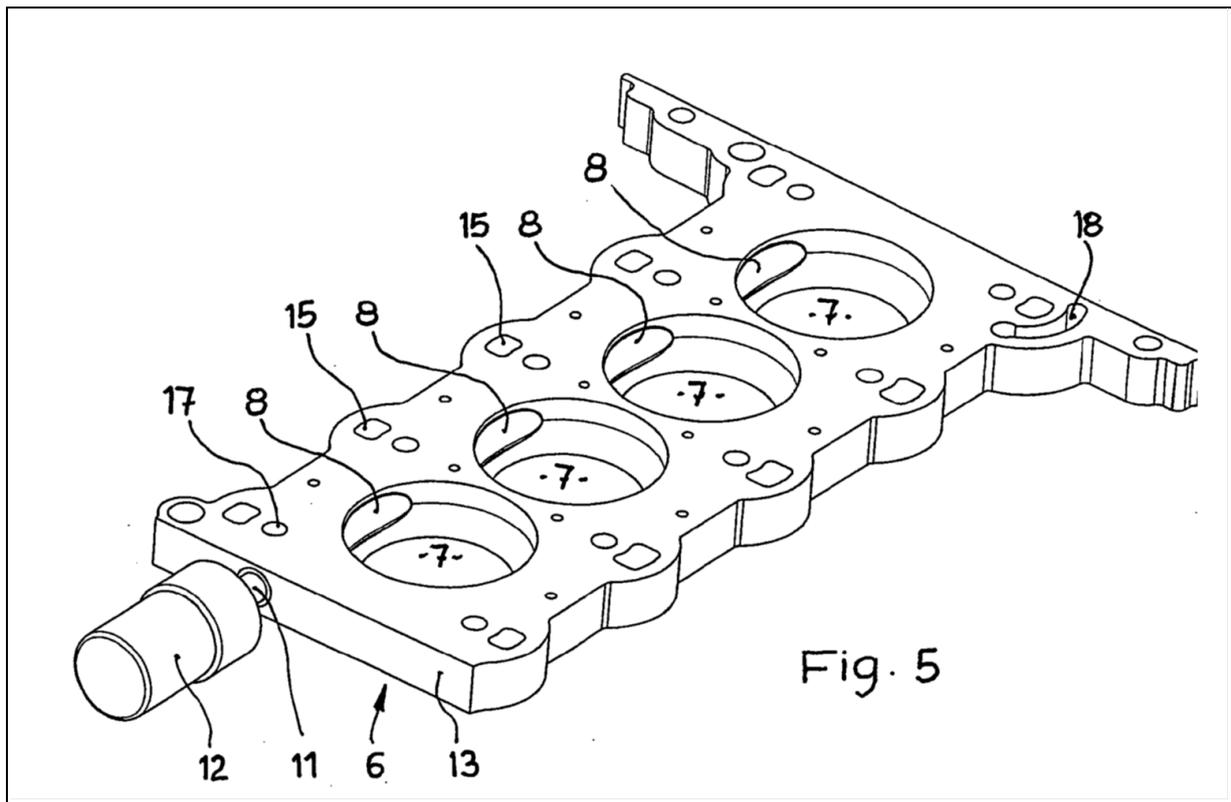


Abbildung 13: Modulkörper mit Drehkolben [GM Global Technology Operations, 2010]

Die Aussparungen (10) im Drehkolben sind in Abbildung 14 ersichtlich.

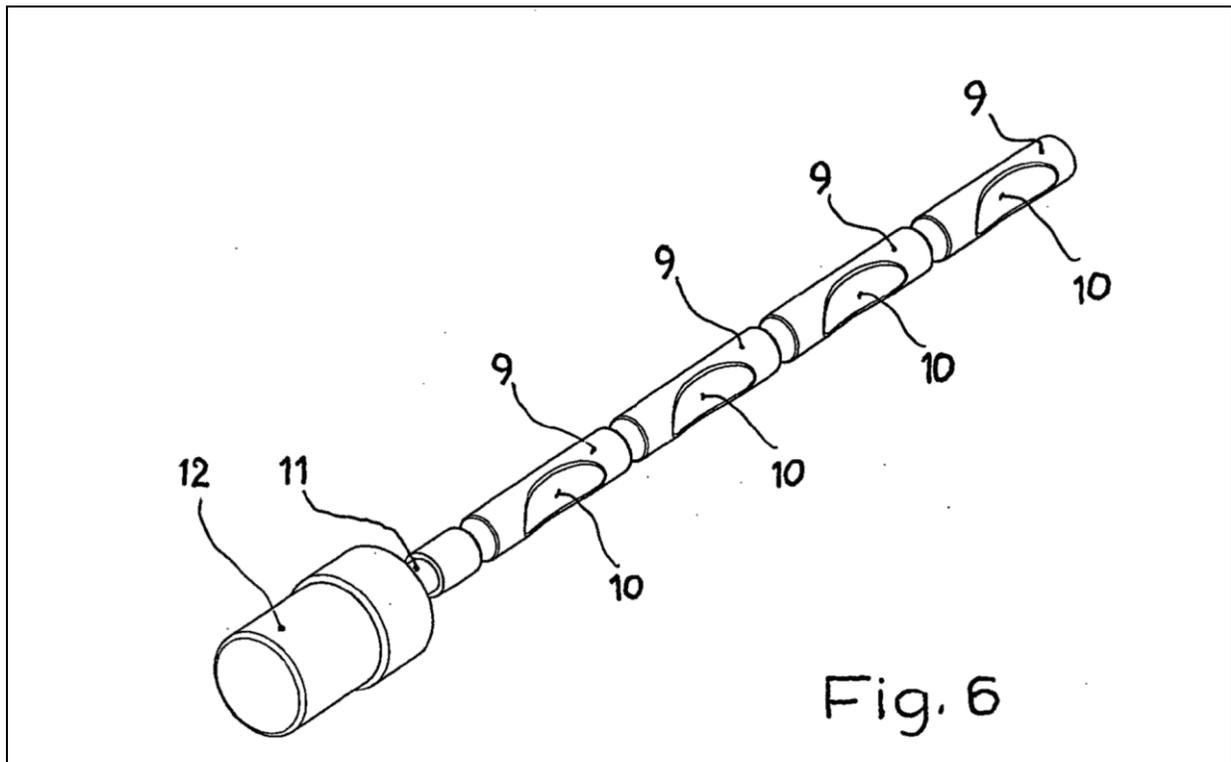


Abbildung 14: Drehkolben mit Aussparungen [GM Global Technology Operations, 2010]

Als Nachteil ist hier die geometrische Änderung des Brennraums zu nennen, welche die Verbrennung im Zylinder beeinflusst, sowie den größeren Platzbedarf durch das Modul. Besonders die geometrische Änderung beschränkt den Einsatz in modernen Ottomotoren, da ein ungünstiges Oberflächen-Volumen-Verhältnis entsteht.

### 3.1.2 Exzentrische Kurbelwelle

Eine weitere Möglichkeit zur Veränderung des Kompressionsvolumens besteht in der exzentrischen Lagerung der Kurbelwelle. Auch hier ändert sich durch das gleichzeitige Verschieben des OT und UT nur  $V_c$ , das Hubvolumen  $V_h$  und alle bewegten Teile bleiben unverändert. Dieses Konzept verlangt jedoch eine massive Anpassung des Grundmotors, da die Lager durch Exzenterlager ersetzt werden müssen und Zusatzeinrichtungen zum Verdrehen der Exzenter erforderlich sind. Zusätzlich stimmen Kurbelwellenachse und Getriebeachse nicht mehr überein und es wird eine Ausgleichkupplung benötigt. Neben erhöhter Reibung verlängert sich dadurch auch der Gesamtbauraum um die Kupplungsbreite. Abbildung 15 zeigt den Aufbau mit den großen exzentrischen Lagern (26), deren Verstellung durch das Bewegen von kleinen Stellkolben erfolgt.

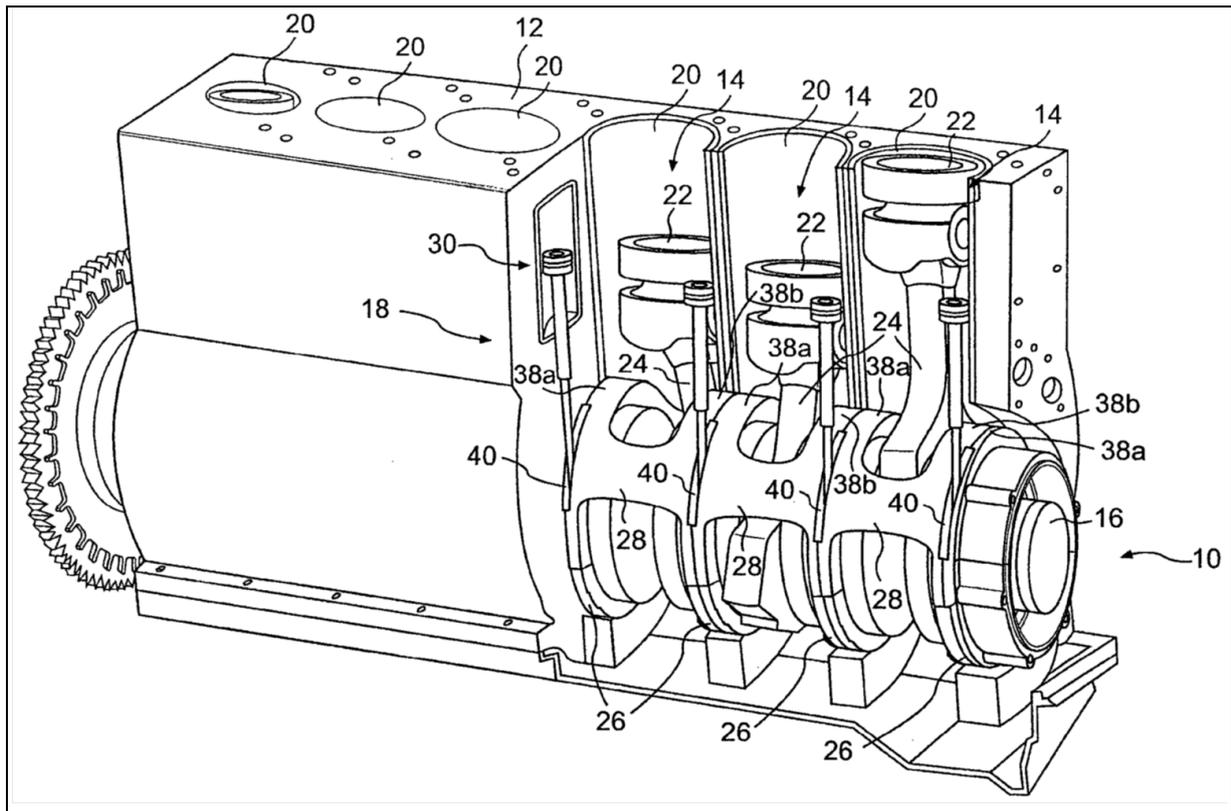


Abbildung 15: Exzentrisch gelagerte Kurbelwelle [Caterpillar Inc., 2006]

### 3.1.3 Kippbarer Zylinderkopf

Ein weiteres Konzept dieser Untergruppe ist ein Konzept von Saab des Patentinhabers Martin Schmidt [1988] mit der Nummer DE 35 39 850 A1. Hierbei wird das Kurbelgehäuse geteilt und zusammen mit dem Zylinderkopf geschwenkt. Neben einer kompletten Neukonstruktion des Motors ist auch der erhöhte Platzbedarf für die Peripherie ein Kritikpunkt, da durch das Schwenken nicht nutzbare Freiräume für zum Beispiel den Abgaskrümmen geschaffen werden müssen. Dies steht im Gegensatz zu den immer dichter gepackten Motorräumen moderner PKW. Des Weiteren ergeben sich neben den hohen Verstell- und Haltekräfte Probleme beim Abdichten des Kurbelgehäuses gegen Blow-By.

Auf Grund der oben genannten Nachteile wird dieses Konzept nicht in die Wertung aufgenommen.

## 3.2 Verdichtungsänderung durch Änderung der Kinematischen Längen

Die Auf- und Abbewegung des Kolbens wird durch zwei charakteristische Längen beeinflusst. Zum einen durch den Kurbelradius  $r$  und zum anderen durch die Pleuellänge  $l$ . Das Verhältnis beider Größen wird durch  $\lambda$  beschrieben:

$$\lambda = \frac{r}{l} \quad (3.1)$$

Die Position des unteren Totpunktes lässt sich bei einer Kurbelwelle ohne Schränkung durch

$$z_{UT} = l - r \quad (3.2)$$

berechnen; der obere Totpunkt ergibt sich analog dazu zu

$$z_{OT} = l + r \quad (3.3)$$

Eine Änderung des Kurbelradius verändert den Kolbenhub, wohingegen eine Änderung der Pleuellänge keinen Einfluss auf den Hub hat. Beide ändern jedoch den Abstand von Kolben zum Zylinderkopf im OT und dadurch  $V_c$ . Durch die aufwändige Gestaltung einer Kurbelwelle mit veränderlichem Kurbelradius, findet man deshalb hauptsächlich Patente und Publikationen, die sich mit der Änderung der Pleuellänge beschäftigen. Meistens wird diese Änderung durch exzentrische Lager im kleinen oder großen Pleuelauge realisiert.

### 3.2.1 Exzentrische Lagerung im großen Pleuelauge

In folgendem Patent ist das Pleuel, wie in Abbildung 16 ersichtlich, auf dem Kurbelwellenzapfen exzentrisch gelagert. Der Exzenter besitzt einen Ratschenmechanismus, sodass eine Drehung jeweils nur in eine Richtung ermöglicht wird. Die Verdrehung erfolgt allein durch die Massenkräfte über mehrere Hübe. Wird der Exzenter für die hohe Verdichtung freigegeben, dreht sich das Lager im Ansaugtakt durch die Reibung und den Unterdruck langsam in Richtung hohe Verdichtung. Die Gaskräfte bleiben in dieser Einstellung ohne Wirkung. Die Verstellung kann somit Last und Drehzahl unabhängig durchgeführt werden und erlaubt eine Änderung der Verdichtung im gesamten Motorkennfeld. Die Umschaltung der Drehrichtung erfolgt durch Öldruck in der Kurbelwelle und ist so ausgelegt, dass zum Umschalten in eine niedrigere Verdichtung ein hoher Öldruck notwendig ist. Dadurch ergeben sich aber Nachteile bei hoher Drehzahl und niedriger Last, da die Fliehkräfte des Öls eine Umschaltung von hoher auf niedrige Verdichtung bewirken würden. Bei diesem Konzept wird dieser Effekt durch ein Fliehkraftgewicht ausgeglichen.

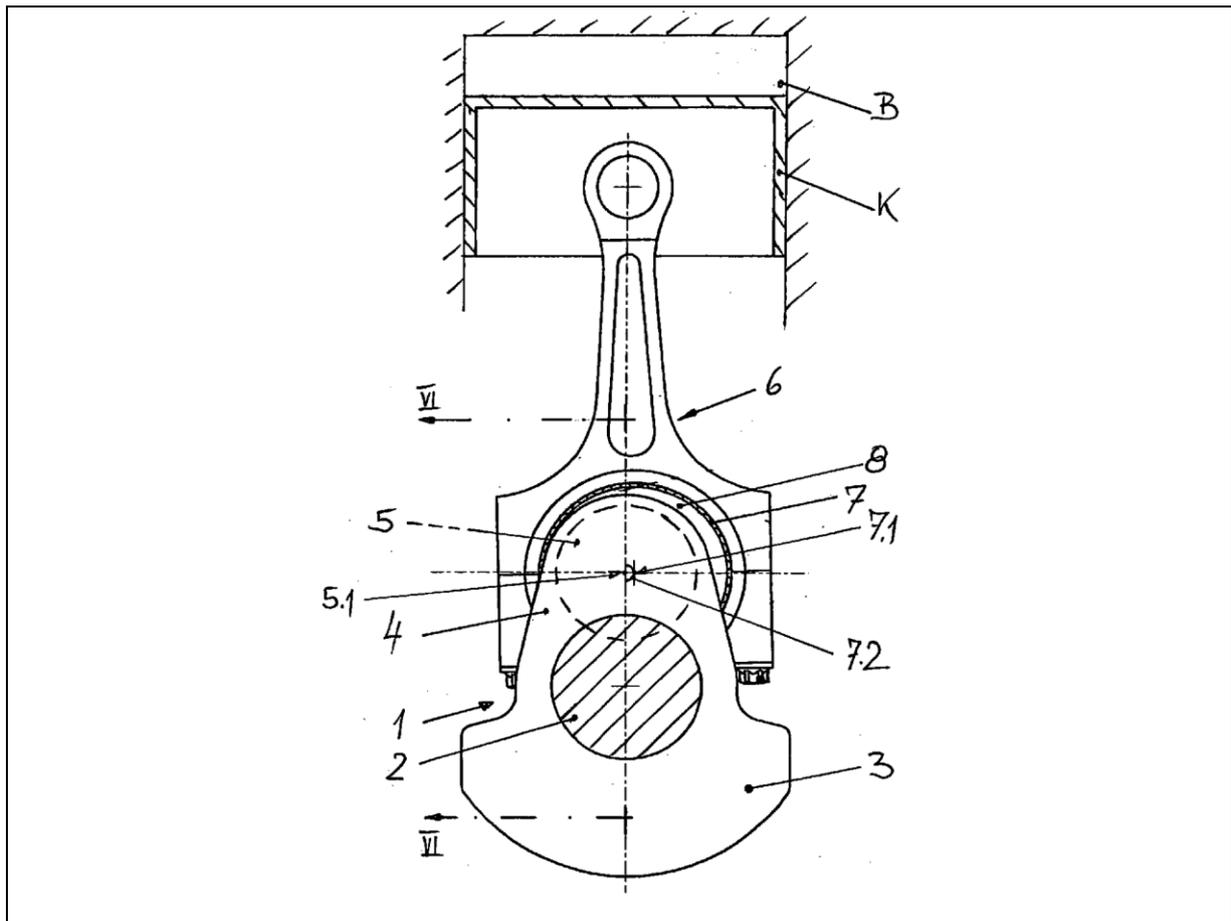


Abbildung 16: Exzentrisches Pleuellager im großen Pleuelauge [FEV GmbH, 2004]

Ein Vorteil bei dieser Ausführung besteht darin, dass die oszillierenden Massen weitgehend gleich bleiben und nur die rotierenden Massen, die durch Gegengewichte ausgeglichen werden können, sich ändern. Durch die Einteilige Ausführung der Pleuelwelle muss der Exzenter jedoch zweiteilig ausgeführt werden, was sich negativ auf Herstellungskosten und Bauaufwand auswirkt. Zusätzlich vergrößert sich der Durchmesser der Lagerstelle im großen Pleuelauge und erhöht dadurch die Triebwerksreibung.

### 3.2.2 Exzentrische Lagerung des Pleuelagers

Eine weitere Möglichkeit zur Änderung der wirksamen Pleuellänge  $l$  besteht im exzentrischen Lagern des Pleuelagers. Bei diesem Konzept wird der Pleuelager im kleinen Pleuelauge exzentrisch gelagert. Der Pleuelager und der Pleuelager bleiben weitgehend unverändert. Es muss lediglich sichergestellt werden, dass genug Platz für die Pleuelbewegung im Pleuelager vorhanden ist. Die FEV GmbH verwendet dazu ein Pleuel mit einem Exzenterlager, das über zwei Pleuelstangen angesteuert wird. Am Ende der Pleuelstangen befinden sich zwei Räume mit Pleuelölflüssigkeit, die über ein schaltbares Rückschlagventil miteinander verbunden sind. Wird dieses Ventil zum Beispiel auf niedrige

Verdichtung gestellt, bewirken die Gaskräfte ein Exzentermoment und die in Abbildung 17 linke Steuerstange wird nach unten gedrückt. Die Hydraulikflüssigkeit strömt dabei in die rechte Kammer und unterstützt die Drehung zusätzlich durch Druck auf die rechte Steuerstange. Zum Einstellen einer hohen Verdichtung wird das Rückschlagventil im UT umgeschaltet und das negative Exzentermoment im Ansaugtakt bewirkt ein Zurückdrehen des Lagers. Durch die Steuerung mittels Rückschlagventils kann hier nur eine 2-stufige Verdichtung realisiert werden, da eine Verdrehung immer bis zum Anschlag erfolgt. Wie beim vorherigen Patent umfasst die Verstellung auch hier mehrere Arbeitstakte und ist in der Geschwindigkeit begrenzt durch Entstehung von Kavitation im Rückschlagventil und unzulässig hohe Stoßbelastung der Steuereinheiten beim Erreichen des Anschlags.

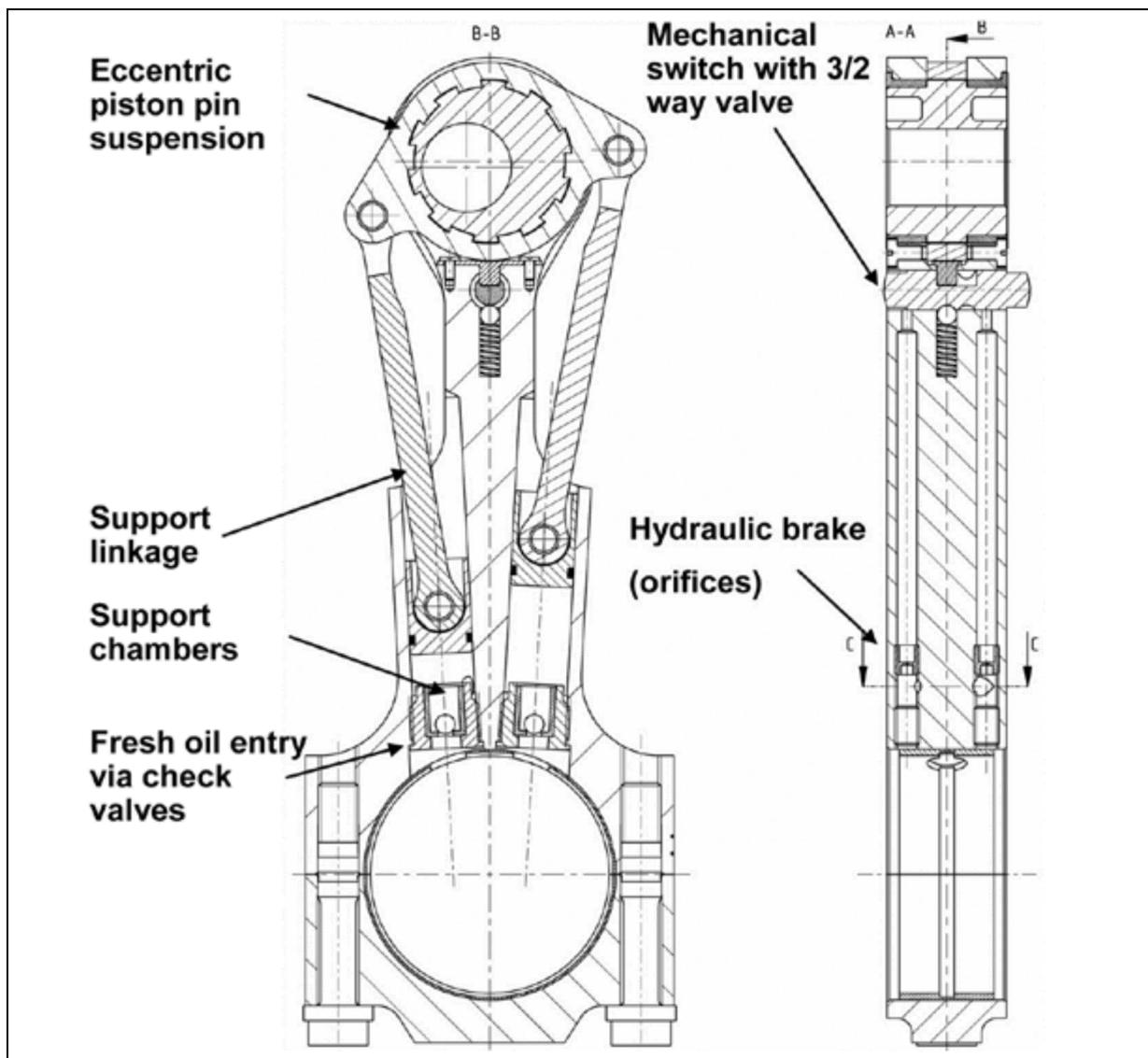


Abbildung 17: Aufbau des VCR-Pleuels [Pischinger, et al., 2009a S. 132]

Der Vorteil dieses VCR-Pleuels liegt in der guten Integrierbarkeit in einen vorhandenen Hubkolbenmotor, jedoch vergrößern sich die oszillierenden Massen, was zu erhöhter Reibung und Belastung des Antriebsstranges führt.

Da die Nachrüstbarkeit solcher Systeme in der Industrie eine große Rolle spielt, konzentrieren sich viele Konzepte auf den Bereich des Kolbenbolzens. So wird im Verlaufe dieser Diplomarbeit ein ähnliches System der AVL List GmbH näher untersucht, welches aber im Gegensatz zu diesem Konzept einen exzentrischen Kolbenbolzen verwendet.

### **3.3 Verdichtungsänderung durch Änderung der Kinematik**

Bei diesem Prinzip erfolgt eine Änderung des konventionellen Kurbeltriebs durch Hinzufügen von weiteren bewegten Teilen. Diese Zusatzelemente verändern die Kinematik des Kurbeltriebs, sowie UT und OT des Kolbens im laufenden Betrieb. Derartige Systeme erlauben auch komplexere Kreisprozesse wie den Atkinson Cycle, der einen längeren Expansions- als Kompressionshub besitzt. Es lässt sich aber auch eine variable Verdichtung darstellen, wie in den folgenden zwei Beispielen gezeigt wird.

#### **3.3.1 Veränderung des Anlenkpunktes des Zwischenpleuels mittels Nebenwelle**

Das erste Patent in dieser Kategorie lagert sein Pleuel nicht auf dem Kurbelzapfen, sondern auf einem Zwischenpleuel, das als Wippe ausgeführt ist. Diese Wippe ist auf dem Kurbelzapfen gelagert und auf der gegenüberliegenden Seite des Hauptpleuels über ein zweites Pleuel mit einer Nebenwelle verbunden. Der Aufbau ist in Abbildung 18 ersichtlich. Je nach Phasenverschiebung und Geschwindigkeit der Nebenwelle ergeben sich andere Totpunkte und Kolbengeschwindigkeiten. Befindet sich die Nebenwelle zum Beispiel an ihrem tiefsten Punkt während der Kolben im OT steht, ergibt sich eine größere Verdichtung, als wenn die Nebenwelle an ihrem höchsten Punkt stünde. Dreht die Nebenwelle mit gleicher Geschwindigkeit wie die Kurbelwelle, sind beide Takte gleich. Dreht sie aber mit halber Drehzahl, ergibt sich ein anderer Verdichtungs-OT als Zünd-OT oder bei gleichem OT verschiedene UT's. Damit kann der bereits erwähnte Atkinson Cycle realisiert werden. Bei doppelter Drehzahl lassen sich noch komplexere Abläufe darstellen, wie zum Beispiel eine Annäherung des Kolbenhubes an eine Kastenform. Dadurch nähert man sich der Gleichraumverbrennung an, die thermodynamisch am günstigsten ist.

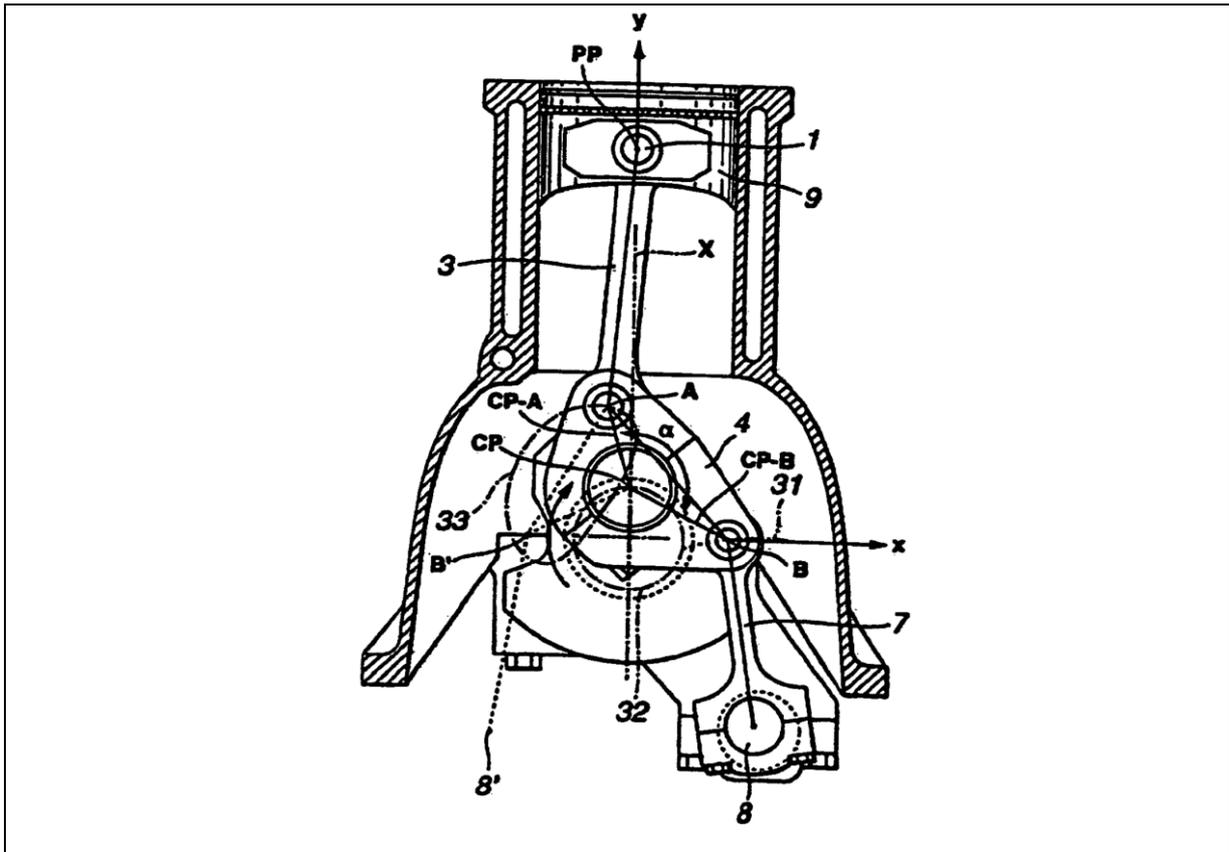


Abbildung 18: Kurbeltrieb mit Nebenwelle [Nissan Motor Co., 2007]

Als Nachteil ergibt sich der zusätzlich benötigte Bauraum für die Nebenwelle sowie höhere Reibungsverluste durch die zusätzlich benötigten Lager. Wird eine Ausgleichswelle als Nebenwelle verwendet, entfällt dieser zusätzliche Platzanspruch, jedoch kann damit nur eine Kolbenbewegung realisiert werden. Um alle Vorteile zu nutzen, bietet es sich an, die Nebenwelle mit einem Elektromotor auszustatten. So kann unabhängig vom Kurbeltrieb jede beliebige Drehzahl mit jeder Phasenverschiebung eingestellt werden.

### 3.3.2 Veränderung des Anlenkpunktes des Zwischenpleuels mittels Zusatzkolben

Eine andere Möglichkeit diese Freiheitsgrade in der Kolbenkinematik zu realisieren, zeigt Abbildung 19. Hier sitzt das als Wippe verwendete Zwischenpleuel nicht direkt am Kurbelzapfen, sondern es wird über ein zweites Zwischenpleuel mit der Kurbelwelle verbunden. Die Wippe ist auf einer Seite über Zahnräder im Steuerorgan (7) gelagert und bewegt auf der anderen Seite den Kolben. Um eine lineare Führung des Kolbens zu gewährleisten und so die Kolbenseitenkräfte zu minimieren, wird das Übertragungsorgan (3) noch durch eine Walze (40) abgestützt. Im laufenden Betrieb wird das Steuerorgan mittels Steuerkolben in seiner Lage verändert und beeinflusst

so die Kolbentotpunkte. Es ergeben sich die gleichen Vorteile wie unter Punkt 3.3.1 beschrieben.

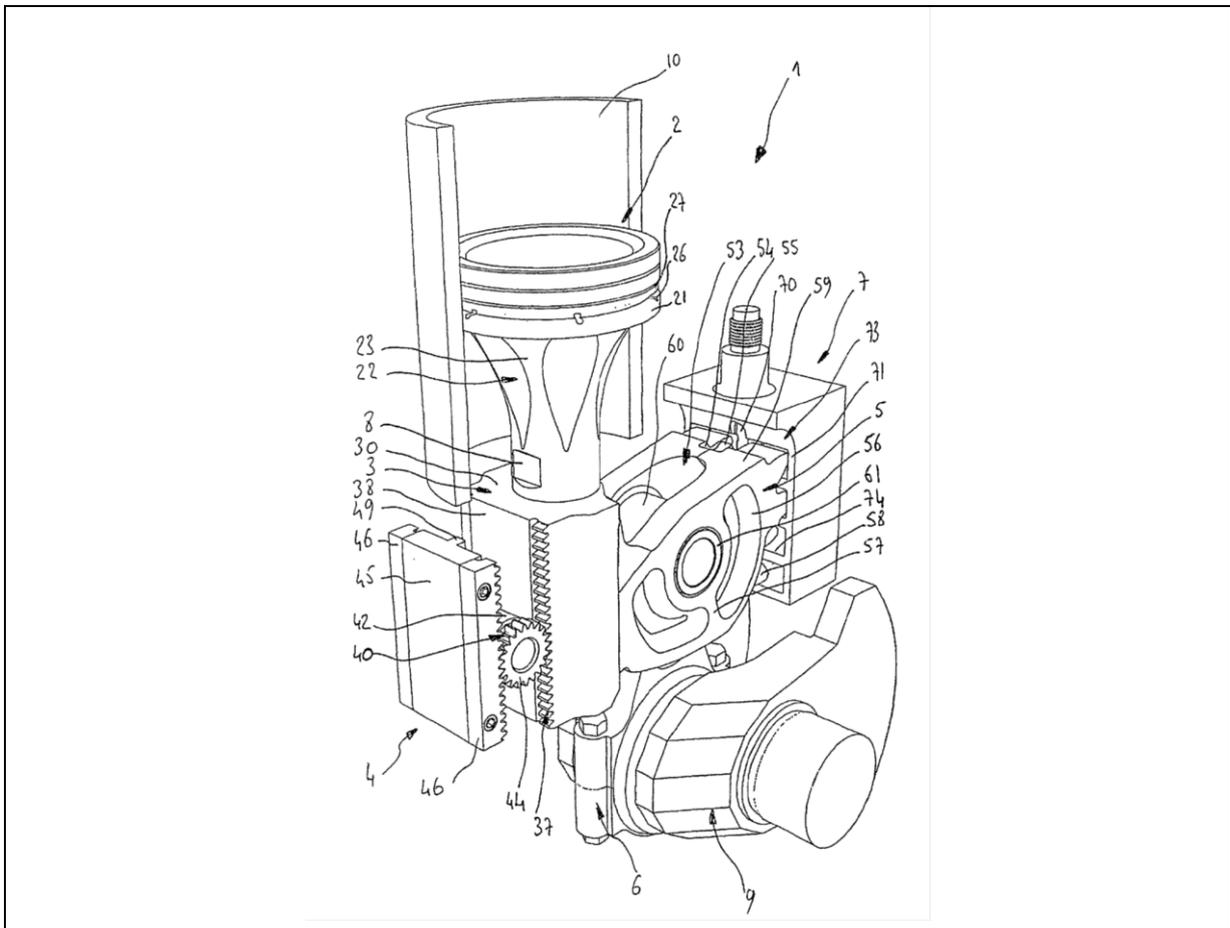


Abbildung 19: Kurbeltrieb mit Stellelement [Rabhi, 2007]

Anstatt einer Nebenwelle ist bei diesem Konzept ein zusätzlicher Zylinder pro Arbeitszylinder notwendig, was erhebliche Nachteile im Bauraum mit sich bringt. So baut ein 4-Zylinder Motor ähnlich groß wie ein 8-Zylinder mit 0° Bankwinkel. Ebenso erhöht sich auch hier die Reibung durch zusätzliche Lagerstellen und die erforderlichen Nebenaggregate zur Steuerung des Systems.

### 3.4 Bewertung

Als Ergebnis der Patentrecherche soll eine Bewertung der beschriebenen Konzepte stattfinden. Dazu werden alle Systeme in verschiedenen gewichteten Teilbereichen betrachtet und Punkte vergeben. Die Teilbereiche und ihre prozentuelle Gewichtung sind in Tabelle 3 ersichtlich. Für jeden Bereich wird eine Bewertung in fünf Stufen durchgeführt, die von „++“ (sehr gut) über „o“ (neutral) bis „--“ (sehr schlecht) reicht. Zur besseren Differenzierung werden ebenfalls die Zwischenstufen „+“ und „-“ verwendet. Eine genauere Beschreibung ist in Kapitel 3.4.1 zu finden.

#	Bereich	Gewichtung
1	Variabilität der Verdichtung / Thermodynamischer Vorteil	30%
2	Aktuierungsaufwand	10%
3	Zusätzliche Reibung	15%
4	Einfluss auf die Fertigungsstraße / Änderung von Bauteilen	15%
5	Nachrüstbarkeit	15%
6	Herstellungskosten	15%

Tabelle 3: Teilbereiche der Konzeptbewertung inkl. Gewichtung

### 3.4.1 Beschreibung der Bewertungskriterien

Zum besseren Verständnis werden im Folgenden die einzelnen Bewertungsteilbereiche beschrieben:

#### Variabilität der Verdichtung / Thermodynamischer Vorteil (30%):

Alle diese Konzepte beruhen auf einem Wirkungsgradvorteil durch Erhöhung der Verdichtung in der Teillast. Aus diesem Grund erhält dieser Teilbereich die höchste Gewichtung mit 30%. Bewertet werden die voraussichtliche Spreizung von höchster zu niedrigster Verdichtung und die Abstufung der Schaltung. Gehen diese beiden Bereiche in eine verschiedene Richtung, wird der mittlere Wert gewählt. Als Beispiel sei ein zweistufiges Konzept (--) mit sehr großer Spreizung (++) genannt, welches die Bewertung „o“ erhalten würde.

Die Bewertung dieses Kriteriums lautet wie folgt:

- ++ : sehr große Spreizung / Vollvariable Einstellungsmöglichkeit
- + : große Spreizung
- o : mittlere Spreizung / Mehrstufige Schaltung
- - : kleine Spreizung
- -- : sehr kleine Spreizung / zweistufige Schaltung

#### Aktuierungsaufwand (10%):

Der Aktuierungsaufwand bewertet die Art der Aktuierung und die dafür benötigte Leistung. Selbstschaltende Systeme werden hier am besten bewertet, Konzepte, die nur mit erheblichem Aufwand wie sehr hohem Öldruck oder Zusatzzylinder schalten, am schlechtesten

Die Bewertung dieses Kriteriums lautet wie folgt:

- ++ : kein Aktuierungsaufwand - selbstschaltend

- + : geringer Aktuierungsaufwand – kleine Schaltungen
- o : akzeptabler Aktuierungsaufwand
- - : hoher Aktuierungsaufwand – großer Öldruck
- -- : sehr hoher Aktuierungsaufwand – Zusatzzylinder

#### Zusätzliche Reibung (15%):

Reibung ist im Verbrennungsmotor ein wichtiges Thema, da durch sie Verluste entstehen und der mechanische Wirkungsgrad sinkt. Der Vorteil einer guten variablen Verdichtung kann schnell durch zu hohe Reibung aufgewogen werden. Zusätzliche Reibung entsteht vor allem durch zusätzliche bewegte Bauteile, vergrößerte Reibradien und Aggregatreibung um zum Beispiel einen Schaltöldruck zu erreichen.

Die Bewertung dieses Kriteriums lautet wie folgt:

- ++ : keine zusätzliche Reibung
- + : geringe zusätzliche Reibung und Reibungsverluste
- o : akzeptable zusätzliche Reibung und Reibungsverluste
- - : hohe zusätzliche Reibung und Reibungsverluste
- -- : sehr hohe zusätzliche Reibung und Reibungsverluste

#### Einfluss auf die Fertigungsstraße / Änderung von Bauteilen (15%):

Jeder Automobilhersteller und Teilelieferant hat bestimmte Fertigungsstraßen, auf welchen die Motoren gefertigt und zusammengesetzt werden. Eine Umstellung der Straßen ist mit sehr hohen Kosten verbunden und ist oft ausschlaggebend für den Erfolg oder Misserfolg eines Motorkonzeptes. Auch zusätzliche Bearbeitungen von Bauteilen erfordern zumindest eine Anpassung der Fertigung.

Die Bewertung dieses Kriteriums lautet wie folgt:

- ++ : bestehende Fertigungsstraße, kleine zusätzliche Bearbeitungen
- + : bestehende Fertigungsstraße, große Bearbeitungsänderungen
- o : bestehende Fertigungsstraße mit Zusatzelementen
- - : Teile der Fertigungsstraße müssen getauscht werden
- -- : neue Fertigungsstraße benötigt

#### Nachrüstbarkeit (15%):

Damit ein Konzept auch kurzfristig erfolgreich ist, muss es problemlos nachrüstbar sein. Dadurch wird auch ein Verkauf der betroffenen Teile an andere Kunden möglich, die bereits konstruierte Motoren schnell anpassen können. Eine noch akzeptable Nachrüstbarkeit ist gegeben, wenn sich das Konzept durch den Austausch von Standardteilen, wie Pleuel und Änderung von Nebenaggregaten, wie einer größeren Ölpumpe, realisieren lässt.

Die Bewertung dieses Kriteriums lautet wie folgt:

- ++ : problemlose Nachrüstbarkeit durch Austausch der betroffenen Teile
- + : nachrüstbar mit Änderung von Standardteilen
- o : nachrüstbar mit Änderung von Standardteilen und Nebenaggregaten
- - : nachrüstbar mit grober Änderung von Antriebsstrangteilen
- -- : schwer / nicht nachrüstbar – Änderung des Kurbelgehäuses

#### Herstellungskosten (15%):

Kosten sind in der Wirtschaft ein wichtiger Erfolgsfaktor. Sie müssen stets im Verhältnis zum Nutzen stehen. Da in Zukunft Strafsteuern für hohe Verbräuche und Emissionen verhängt werden, ist ein Konzept, welches mit 10% Mehrkosten 10% einspart als neutral (o) zu bewerten. Konzepte, die mit geringen Kosten verhältnismäßig hohe Einsparungen erzielen sind mit „++“ zu bewerten, bei hohen Kosten und verhältnismäßig geringen Einsparungen verhält es sich umgekehrt.

Die Bewertung dieses Kriteriums lautet wie folgt:

- ++ : deutliche Einsparungen bei geringen Mehrkosten
- + : bemerkbare Einsparungen bei geringen Mehrkosten
- o : im Verhältnis zu den Kosten stehende Einsparungen
- - : im Verhältnis zu den Einsparungen erhöhte Kosten
- -- : deutliche Mehrkosten für die erreichten Einsparungen

### **3.4.2 Einzelbewertung der Patente**

Die Einzelbewertung erfolgt in der gleichen Reihenfolge wie oben, beginnend mit dem Konzept von GM Global Technology Operations.

#### Zu- und Wegschalten von Zusatzvolumina im Brennraum (Kapitel 3.1.1 S.16)

Dieses Konzept kann durch seine Schaltwelle die Verdichtung voll variabel schalten (++)), ist aber in der Spreizung sehr begrenzt (--), was zu einer mittleren Bewertung führen würde. Da jedoch ein weiterer Nachteil durch das ungünstige Verhältnis von Oberfläche zu Volumen entsteht, wird der erste Teilbereich „Variabilität der Verdichtung / thermodynamischer Vorteil“ mit „-“ bewertet. Der Aktuierungsaufwand ist gering und mit „+“ zu bewerten. Gleiches gilt für zusätzliche Reibung, da nur eine zusätzliche Welle bewegt werden muss („+“). Die Fertigungsstraße ändert sich insofern, dass ein zusätzliches Bauteil produziert und verbaut werden muss („o“), da aber entweder Zylinderkopf oder das Kurbelgehäuse geändert werden müssen, um das Modul im Motor unterzubringen fällt die Nachrüstbarkeit sehr schlecht aus („--“). Die Kosten halten sich neutral („o“), da bei niedrigen Bauteilkosten nur geringe Einsparungen möglich sind. Die Zusammenfassung ist in Tabelle 4 ersichtlich.

Tabelle 4: Einzelbewertung des Patents aus 3.1.1

Teilbereich	Gewichtung	Bewertung
Variabilität d. Verdichtung / thermodyn. Vorteil	30%	-
Aktuierungsaufwand	10%	+
Zusätzliche Reibung	15%	+
Einfluss a. d. Fertigungsstr. / Änderung v. Bauteilen	15%	o
Nachrüstbarkeit	15%	--
Kosten	15%	o
Gesamtbewertung		-/o

### Exzentrische Kurbelwelle (Kapitel 3.1.2 S.18)

Eine exzentrische Lagerung der Kurbelwelle ermöglicht mit ausreichend großer Exzentrizität eine sehr große Spreizung, welche durch die Stellkolben voll variabel geschieht („++“). Der Aktuierungsaufwand ist jedoch sehr hoch, da Zusatzzylinder mit Luftdruck verwendet werden. Da es sich bei dem Patent der Caterpillar Inc. jedoch um ein Nutzfahrzeug hält, ist die Pneumatik bereits im Fahrzeug enthalten und dieser Punkt erhält eine Aufwertung auf „-“. Durch die exzentrische Lagerung der Hauptlager entstehen sehr große Reibradien. Auch die Deaxialisierung von Kurbelwelle und Getriebewelle verursacht hohe Reibung in einer Ausgleichskupplung („--“). Da das Kurbelgehäuse gänzlich neu konstruiert und auch eine Ausgleichskupplung im Zusammenbau berücksichtigt werden muss, wird eine neue Fertigungsstraße benötigt („--“). Eine Nachrüstbarkeit ist praktisch nicht gegeben („--“) aber auf Grund der großen Variabilität sind die hohen Kosten, auch durch die Ausgleichskupplung im Verhältnis dazu nur leicht erhöht („-“).

Tabelle 5: Einzelbewertung des Patents aus 3.1.2

Teilbereich	Gewichtung	Bewertung
Variabilität d. Verdichtung / thermodyn. Vorteil	30%	++
Aktuierungsaufwand	10%	-
Zusätzliche Reibung	15%	--
Einfluss a. d. Fertigungsstr. / Änderung v. Bauteilen	15%	--
Nachrüstbarkeit	15%	--

Kosten	15%	-
Gesamtbewertung		-/o

### Exzentrische Lagerung im großen Pleuelauge (Kapitel 3.2.1 S.20)

Die exzentrische Lagerung des Pleuels bringt Einschränkungen bezüglich der Schaltbarkeit mit sich. Da es sich um ein schnell bewegendes Teil handelt, wird hier nur die Richtung der Verstellung mittels Öldruck geschaltet. Die Verdichtung ist somit zweistufig und hat auf Grund der Beschränkung der Exzentrizität nur eine mittlere Spreizung („-“). Die Schaltung erfolgt durch den Gasdruck und die Massenkräfte und lediglich das Umschalten der Verstellrichtung benötigt einen gewissen Öldruck („+“). Die zusätzlichen Reibungsverluste durch ein größeres Pleuellager halten sich in Grenzen („o“). Bei diesem Konzept ändert sich hauptsächlich das Pleuel, die Kurbelwelle benötigt lediglich eine andere Bearbeitung. Dieses Konzept kann somit gut in bestehende Fertigungsstraßen integriert werden („+“). Auch die Nachrüstbarkeit ist gut gegeben, da maximal eine neue Ölpumpe und ein Schaltventil erforderlich sind („+“). Die Kosten sind im Verhältnis zu den Einsparungen leicht erhöht, da das Exzenterlager zweiteilig ausgeführt und die Kurbelwelle angepasst werden muss und so der Bearbeitungsaufwand steigt („-“).

Tabelle 6: Einzelbewertung des Patents aus 3.2.1

Teilbereich	Gewichtung	Bewertung
Variabilität d. Verdichtung / thermodyn. Vorteil	30%	-
Aktuierungsaufwand	10%	+
Zusätzliche Reibung	15%	o
Einfluss a. d. Fertigungsstr. / Änderung v. Bauteilen	15%	+
Nachrüstbarkeit	15%	+
Kosten	15%	-
Gesamtbewertung		o

### Exzentrische Lagerung des Kolbenbolzens (Kapitel 3.2.2 S.21)

Die exzentrische Lagerung des Kolbenbolzens besitzt ähnliche Vor- und Nachteile wie die exzentrische Lagerung im großen Pleuelauge. Die Variabilität der Verdichtung beschränkt sich ebenso auf zwei Stufen, lediglich die Spreizung kann auf Grund des kleineren Lagers im kleinen Pleuelauge ein wenig größer ausfallen („-“).

/o“). Die Aktuierung erfolgt ebenso über Gas- und Massenkräfte, die Umschaltung der Verstellrichtung geschieht hier jedoch mittels Stellschiebern („o“). Die Reibung ist vor Allem auf Grund der größeren oszillierenden Massen erhöht und bleibt ebenso in einem akzeptablen Bereich („o“). Im Vergleich zur Öldruck basierten Umschaltung des vorherigen Konzepts müssen hier die Stellschieber im Kurbelgehäuse untergebracht werden. Dies erfordert zumindest gröbere Bearbeitungsänderungen („+“) und ist ähnlich nachrüstbar wie das große exzentrische Pleuellager („+“). Die Kosten werden eine Note besser bewertet, da die Bearbeitung der Kurbelwelle und eines geteilten Lagers wegfallen („o“).

Tabelle 7: Einzelbewertung des Patents aus 3.2.2

Teilbereich	Gewichtung	Bewertung
Variabilität d. Verdichtung / thermodyn. Vorteil	30%	-/o
Aktuierungsaufwand	10%	o
Zusätzliche Reibung	15%	o
Einfluss a. d. Fertigungsstr. / Änderung v. Bauteilen	15%	+
Nachrüstbarkeit	15%	+
Kosten	15%	o
Gesamtbewertung		o

### Veränderung des Anlenkpunktes des Zwischenpleuels mittels Nebenwelle (Kapitel 3.3.1 S.23)

Das Konzept der variablen Verdichtung mit einer Nebenwelle ermöglicht sehr große Freiheitsgrade. Je nach Geschwindigkeit und Winkellage der Nebenwelle ergeben sich andere Konfigurationen. Wird eine Ausgleichswelle für diesen Zweck verwendet sinkt jedoch der Freiheitsgrad, weshalb der erste Teilbereich mit „+“ bewertet wird. Der Aktuierungsaufwand ist jedoch sehr gering, da nur die Welle mittels Motor oder mechanischen Verbindung verdreht wird („+“). Durch die zusätzlichen Lager und die Wippenkonstruktion entstehen einige neue Reibstellen und damit eine nicht unerhebliche Zusatzreibung („-“). Der Einfluss auf die Fertigungsstraße hält sich in Grenzen, wenn eine Ausgleichswelle verwendet wird, ansonsten sind Teile davon zu tauschen („-“). Eine Nachrüstbarkeit ist nur gering gegeben, da die Wippenkonstruktion nicht ohne weiteres in bestehende Motoren integriert werden kann („-“). Geht man von einer vollvariablen Verstellung der Nebenwelle aus, stehen

die Mehrkosten durchaus im Verhältnis zu den Einsparungen, da sich auch kompliziertere Kolbenbewegungen realisieren lassen („o“).

Tabelle 8: Einzelbewertung des Patents aus 3.3.1

Teilbereich	Gewichtung	Bewertung
Variabilität d. Verdichtung / thermodyn. Vorteil	30%	+
Aktuierungsaufwand	10%	+
Zusätzliche Reibung	15%	-
Einfluss a. d. Fertigungsstr. / Änderung v. Bauteilen	15%	-
Nachrüstbarkeit	15%	-
Kosten	15%	o
Gesamtbewertung		o

### Veränderung des Anlenkpunktes des Zwischenpleuels mittels Zusatzkolben (Kapitel 3.3.2 S.24)

Das letzte Patent ermöglicht die größten Freiheitsgrade bezüglich Variabilität und Spritzung („++“). Der Aktuierungsaufwand ist jedoch sehr hoch, da der Zusatzkolben mittels Pneumatik verstellt wird („--“) und auch die Reibung steigt durch die Verzahnungen und Nebenaggregate. Die Linearführung des Arbeitskolbens spart jedoch Reibungsverluste ein, weshalb die zusätzliche Reibung mit „-“ bewertet wird. Der Einfluss auf die Fertigungsstraße ist gravierend („--“) und auch eine Nachrüstbarkeit ist nicht gegeben („--“). Die Kosten sind zwar sehr hoch, doch im Vergleich zu den vielzähligen Einstellmöglichkeiten nur leicht erhöht („-“).

Tabelle 9: Einzelbewertung des Patents aus 3.3.2

Teilbereich	Gewichtung	Bewertung
Variabilität d. Verdichtung / thermodyn. Vorteil	30%	++
Aktuierungsaufwand	10%	--
Zusätzliche Reibung	15%	-
Einfluss a. d. Fertigungsstr. / Änderung v. Bauteilen	15%	--
Nachrüstbarkeit	15%	--
Kosten	15%	-

Gesamtbewertung		-/o
-----------------	--	-----

### 3.4.3 Übersicht und Gesamtvergleich

Eine Übersicht über die Bewertungen der Konzepte ist in Tabelle 10 zu finden. Die einzelnen Patente unterscheiden sich in den Teilbereichen teilweise sehr stark voneinander und es gibt keine „perfekte“ Lösung für alle Anwendungsbereiche. Das optimale System ist somit von den individuellen Anforderungen abhängig.

Tabelle 10: Gesamtübersicht aller Patente aus Kapitel 3

Patent bzw. Konzept	3.1.1	3.1.2	3.2.1	3.2.2	3.3.1	3.3.2
Variabilität	-	++	-	-/o	+	++
Aktuierung	+	-	+	o	+	--
Reibung	+	--	o	o	-	-
Fertigungsstraße	o	--	+	+	-	--
Nachrüstbarkeit	--	--	+	+	-	--
Kosten	o	-	-	o	o	-
Gesamtbewertung	-/o	-/o	o	o	o	-/o

Es lassen sich aber zwei vielversprechende Konzepte ableiten. Geht es in erster Linie um eine gute Nachrüstbarkeit ohne große Änderungen der Fertigungsstraße und um im Verhältnis zur Einsparung geringe bis akzeptable Kosten, so ist eine Variante des Konzepts unter Punkt 3.2.2 zu wählen. Gelingt es hier die Aktuierung weiter zu reduzieren oder sogar ein selbstschaltendes System zu entwickeln, ergibt sich eine Aufwertung der Teilbereiche. Durch eine Verlagerung der Exzentrizität vom Pleuellager auf den Kolbenbolzen können weitere Kosten eingespart werden. Die Abschätzung für die Bewertung eines selbstschaltenden exzentrischen Kolbenbolzens ist in Tabelle 11 zu sehen.

Tabelle 11: Einzelbewertung eines selbstschaltenden exzentrischen Kolbenbolzens

Teilbereich	Gewichtung	Bewertung
Variabilität d. Verdichtung / thermodyn. Vorteil	30%	-/o
Aktuierungsaufwand	10%	++
Zusätzliche Reibung	15%	+

Einfluss a. d. Fertigungsstr. / Änderung v. Bauteilen	15%	+
Nachrüstbarkeit	15%	+
Kosten	15%	+
Gesamtbewertung		+

Ist vor Allem eine hohe Variabilität der Verdichtung und der einzelnen Takte (Atkinson Cycle) gefragt, ist eine Variante des Konzepts unter Punkt 3.3.1 in Betracht zu ziehen. Wird die Nebenwelle durch einen Elektromotor angetrieben, erhöht sich die Variabilität und der thermodynamische Nutzen („++“). Wird anstelle der Wippe ein Knickpleuel verwendet, kann die Reibung und die Kosten weiter reduziert werden. Die Nachrüstbarkeit wird auf Grund der Positionierung der Nebenwelle im Kurbelgehäuse weiter schwierig bleiben. In Tabelle 12 ist eine Abschätzung für ein System mit Knickpleuel zu finden.

Tabelle 12: Einzelbewertung eines Knickpleuels mit Nebenwelle und E-Motor

<b>Teilbereich</b>	<b>Gewichtung</b>	<b>Bewertung</b>
Variabilität d. Verdichtung / thermodyn. Vorteil	30%	++
Aktuierungsaufwand	10%	+
Zusätzliche Reibung	15%	o
Einfluss a. d. Fertigungsstr. / Änderung v. Bauteilen	15%	o
Nachrüstbarkeit	15%	-
Kosten	15%	+
Gesamtbewertung		+

Die Idee des selbstschaltenden exzentrischen Kolbenbolzens wird in Kapitel 5 ab Seite 50 weiterverfolgt.

## 4 Vergleich Messung – Theorie

In Kapitel 1 wurden die theoretischen Grundlagen für den Vorteil einer höheren Verdichtung erklärt. Im nächsten Schritt soll nun die Theorie mit einem real existierenden Forschungsmotor verglichen werden. Die gemessenen Daten stammen soweit nicht anders angegeben aus den Datenbanken der Abteilung DGD der Firma AVL [2011a]. Der MCE-5 genannte Forschungsmotor ist eine Ausführung des unter Punkt 3.3.2 vorgestellten Patents und stand der AVL im Jahr 2011 für umfangreiche Messungen zur Verfügung. Zur besseren Übersicht wurden die Daten mittels des Programms Uniplot in Kennfeldern dargestellt. Im ersten Schritt erfolgt eine Analyse der Messergebnisse, wobei hierzu einige Randbedingungen festgelegt werden müssen. Des Weiteren sollen Aussagen über reale Verbrauchseinsparungen in zwei Fahrzeugklassen getroffen werden. Abschließend erfolgt ein Vergleich zwischen vollvariabler und zweistufiger Verdichtung.

### 4.1 Analyse von Messergebnissen einer vollvariablen Verdichtung

Bevor mit einer Analyse begonnen werden kann, ist es nötig, den MCE-5 Motor kurz zu beschreiben. Es handelt sich hierbei um einen 1,5l Benzinmotor mit Direkteinspritzung und Turboaufladung. Zusätzlich verfügt dieses Aggregat über einen vollvariablen Ventiltrieb und eine vollvariable Verdichtung für jeden Zylinder. Eine Zusammenfassung der Daten ist in Tabelle 13 ersichtlich.

Tabelle 13: Daten des MCE-5 Forschungsmotors [Abteilung DGD, 2011a]

Zylinder	Reihe 4
Hubraum	1,484 l
Kraftstoff	Benzin RON95
Einspritzung	Direkteinspritzung, seitlicher Injektor
Ventiltrieb	Vollvariabler Ventiltrieb
Aufladung	2-fache Abgasturboaufladung
Verdichtung	Stufenlos von 6 – 15 Einheiten
Leistung	180 [kW]
Drehmoment	480 [Nm]
Mitteldruck	Bis 43 [bar]

Da es sich hierbei um einen Forschungsmotor handelt, müssen einige Randbedingungen gesetzt werden, um relevante Aussagen zu erhalten. Aktuelle Ottomotoren werden bei Mitteldrücken bis zu 25 bar und einer Verdichtung zwischen 8 und 12 betrieben. Ein durchschnittlicher Wert von 9,5 für die Verdichtung  $\varepsilon$  dient im Folgenden als Basis für das Verbrauchspotential. Da eine Erhöhung der Verdichtung nur in der Teillast Sinn macht, wird der betrachtete Bereich auf Mitteldrücke zwischen 2 und 10 bar und Drehzahlen zwischen 1000 und 2500 rpm eingegrenzt. Zur Verdeutlichung zeigt Abbildung 20 eine sogenannte Verdichtungsschleife bei 2000 rpm und 16 bar Mitteldruck bei der sich das Verbrauchsoptimum bei der oben festgelegten Basis von  $\varepsilon = 9,5$  befindet. Bei einer Verdichtungsschleife wird ein konstanter Lastpunkt eingestellt, während die Verdichtung stufenlos verstellt wird und verschiedene Motordaten gemessen werden.

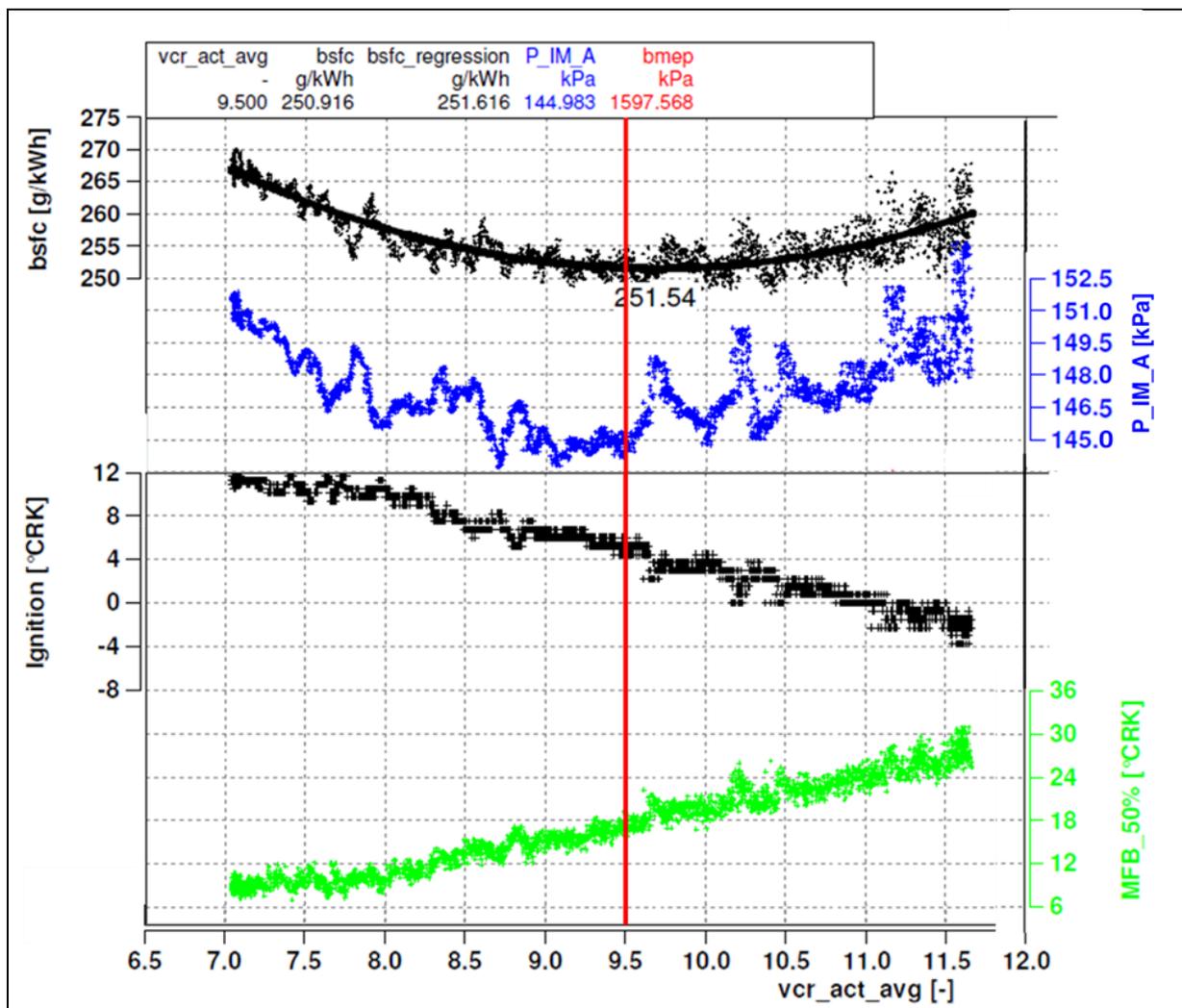


Abbildung 20: Verdichtungsschleife bei rpm = 2000 und bmep = 16 mit spezifischem Kraftstoffverbrauch (bsfc), Druck im Ansaugtrakt ( $P\_IM\_A$ ), Zündwinkel ( $Ignition$ ) und Verbrennungsschwerpunkt ( $MFB\_50\%$ ) über der Verdichtung ( $vcr\_act\_avg$ ) [Abteilung DGD, 2011a]

Die Randbedingungen für die Analyse sind in Tabelle 14 aufgelistet.

Tabelle 14: Randbedingungen der Datenanalyse

Drehzahlbereich rpm	1000 - 2500 [Umdrehungen/min]
Mitteldruckbereich bmep	2 - 10 [bar]
Verdichtung als Vergleichsbasis $\varepsilon$	9,5 [-]
Ventiltrieb	Keine Verstellung

Aus den vorliegenden Verdichtungsschleifen werden im ersten Schritt die Verbräuche bei der festgelegten Basisverdichtung entnommen und in einem Diagramm mit Uniplot dargestellt. Die Verbräuche reichen hier von 440 bis 255 g/kWh und sind in Abbildung 21 dargestellt.

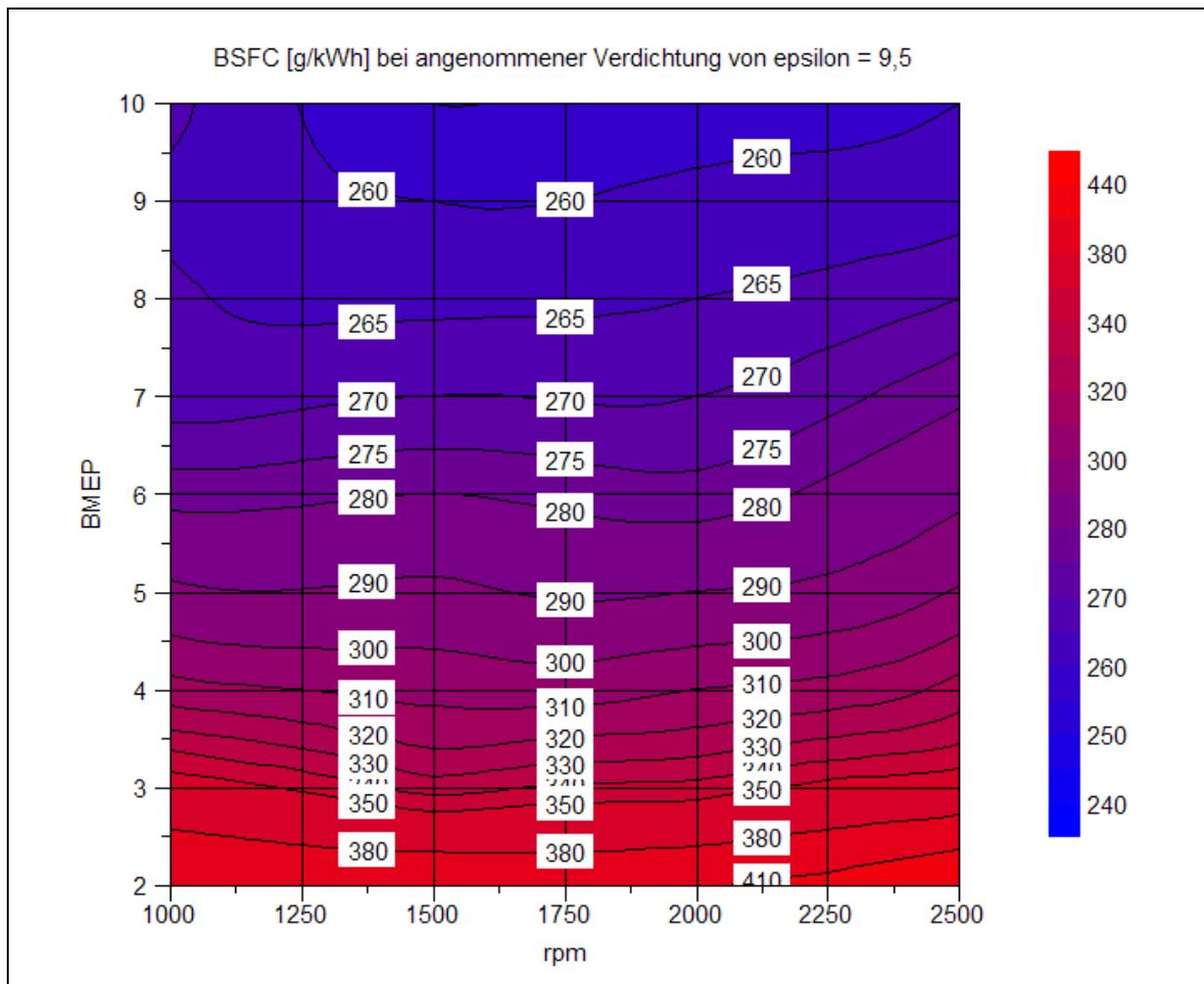


Abbildung 21: spezifischer Kraftstoffverbrauch des MCE-5 Motors bei  $\varepsilon = 9,5$  im Drehzahlbereich zwischen 1000 und 2500 rpm bei 2 bis 10 bar effektivem Mitteldruck

Im nächsten Schritt werden die Optimalverbräuche ohne Rücksicht auf Schadstoffemissionen oder Geräusch in ein Diagramm mit gleicher Skalierung eingefügt. Dabei ist zu beachten, dass der Zündzeitpunkt in jedem Punkt so eingestellt wurde, dass sich ein optimaler Verbrauchswert ergibt. Mit steigender Verdichtung erfolgte somit eine Verstellung der Zündung auf spät, um den Motor an der Klopfgrenze zu betreiben. Der beste Verbrauch sinkt in diesem Schritt auf 250 g/kWh, was auf den ersten Blick als gering erscheint. Tatsächlich verbessern sich vor Allem die Verbräuche im mittleren Bereich des Diagramms, vgl. Abbildung 22

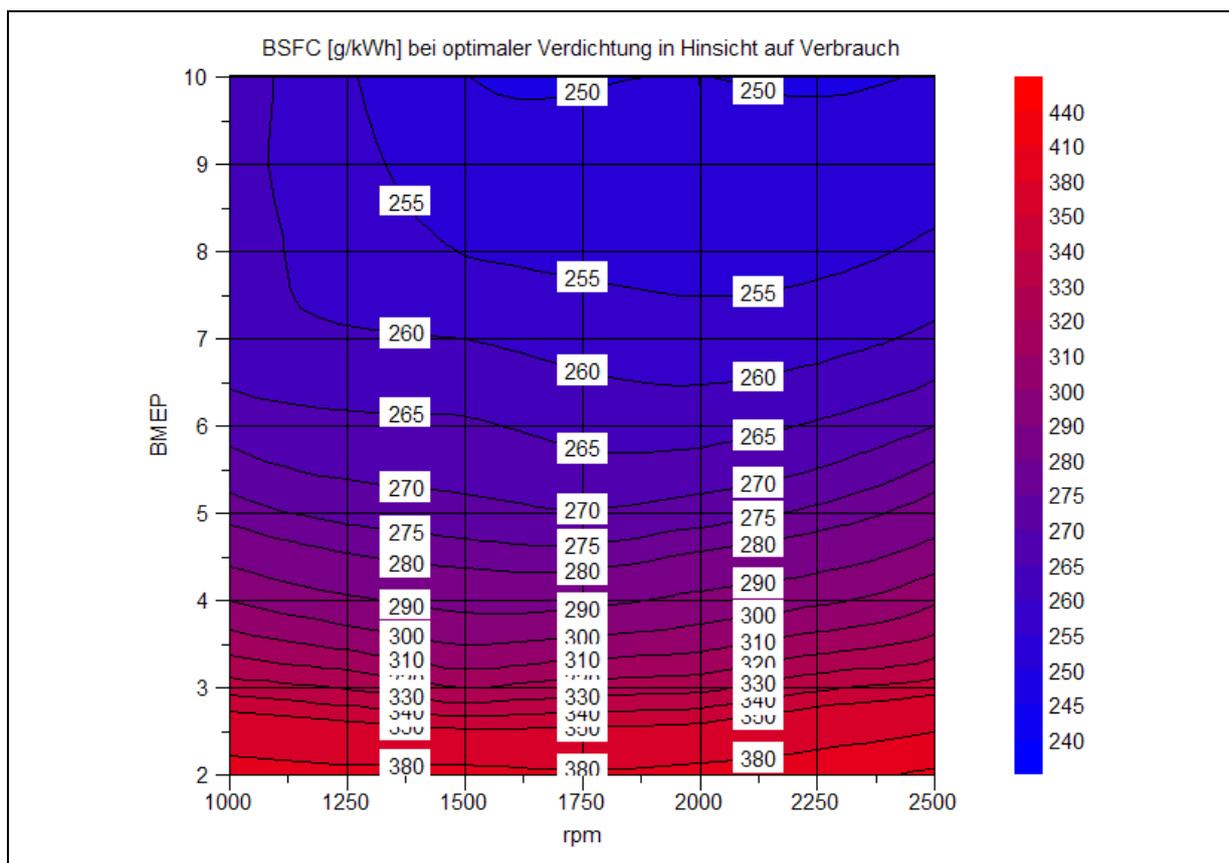


Abbildung 22: spezifischer Kraftstoffverbrauch des MCE-5 Motors bei optimaler Verdichtung bezogen auf den Verbrauch im Drehzahlbereich zwischen 1000 und 2500 rpm bei 2 bis 10 bar effektivem Mitteldruck

Da alle anderen Parameter, mit Ausnahme des Zündzeitpunktes, unverändert geblieben sind, ist dieser Verbrauchsvorteil nur auf die Erhöhung der Verdichtung zurückzuführen. In Abbildung 23 sind die dazugehörigen Werte für die Verdichtung  $\epsilon$ , bei der sich ein optimaler Verbrauch ergibt in das gleiche Diagramm eingetragen. Die Verdichtung erreicht hierbei Werte bis zu 14,2 und nimmt wie erwartet mit steigender Last ab. Die höchsten Werte werden in dem Bereich zwischen 1500 und 2000 rpm und 3 bis 5 bar Mitteldruck erreicht. Dies bestätigt die Aussage, dass eine variable Verdichtung besonders im unteren Teillastbereich Vorteile bringt.

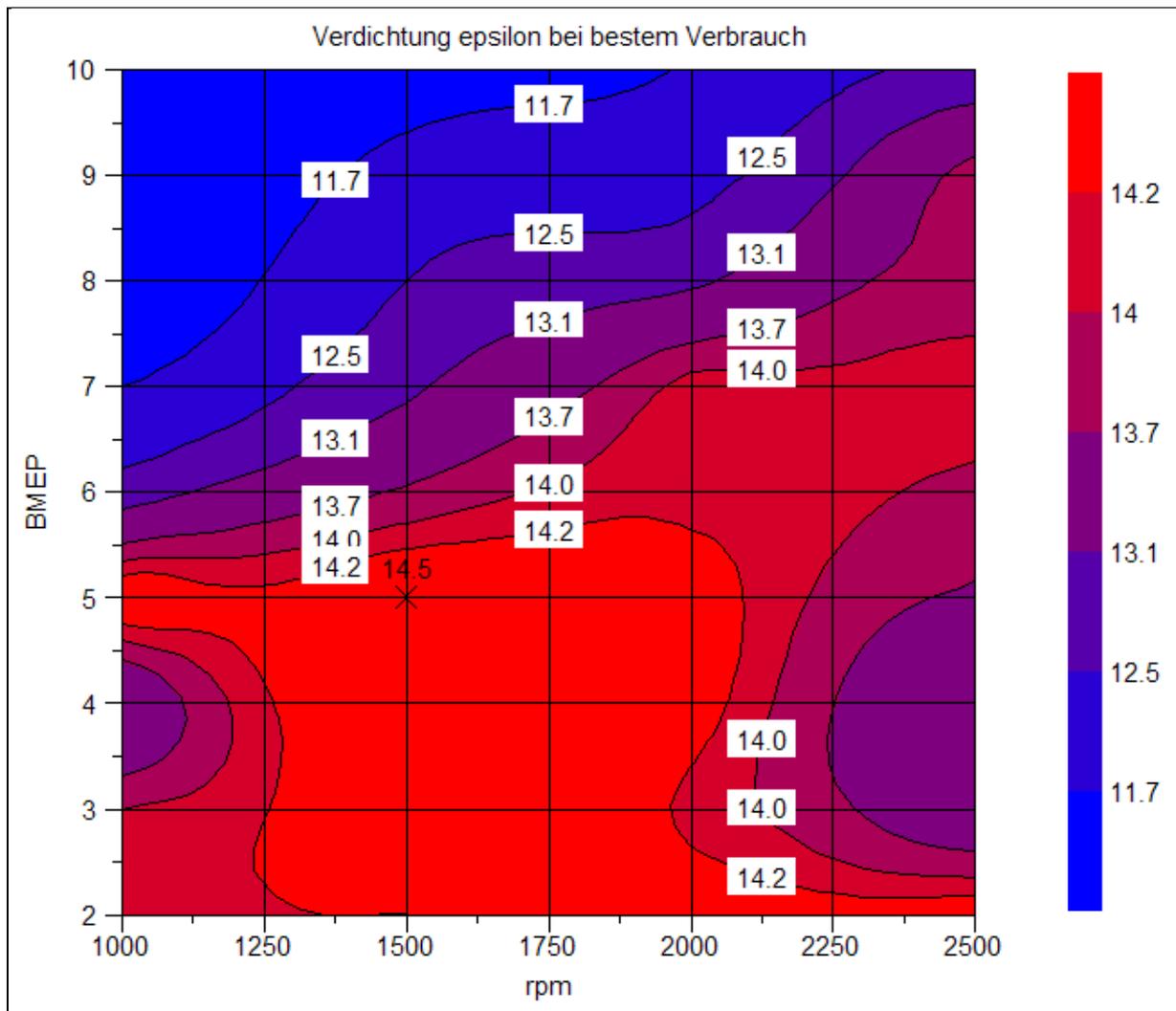


Abbildung 23: optimale Verdichtung  $\varepsilon$  bei bestem Verbrauch zwischen 1000 und 2500 Umdrehungen und 2 bis 10 bar Mitteldruck

Zur besseren Darstellung zeigt Abbildung 24 die Verbrauchseinsparung in Prozent bezogen auf den Verbrauch bei angenommener Basisverdichtung  $\varepsilon$  von 9,5. Der Bestpunkt liegt hier bei 1500 rpm und 5 bar Mitteldruck und bestätigt die in Tabelle 14 getroffenen Randbedingungen.

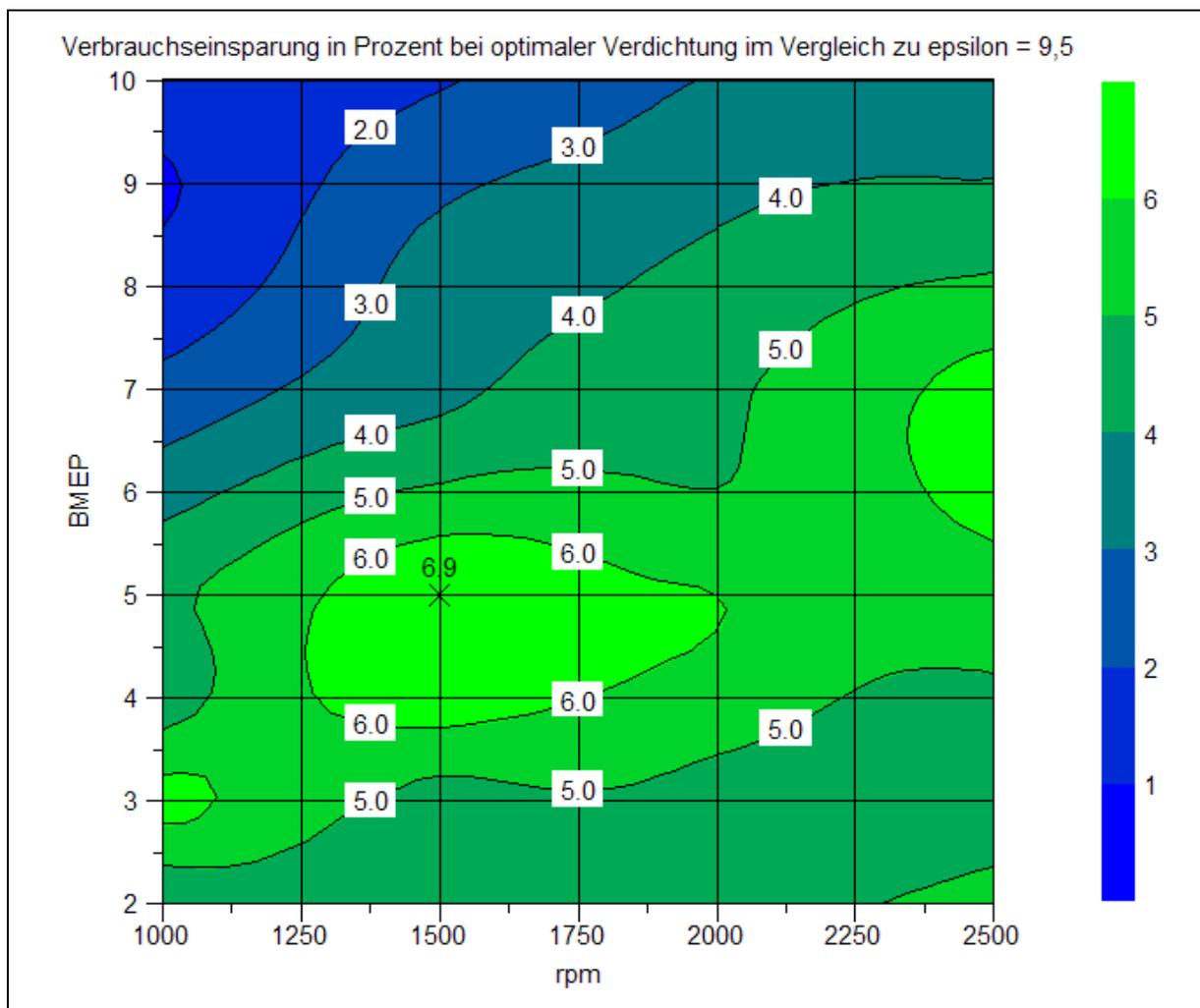


Abbildung 24: Verbrauchseinsparung in % bei optimaler Verdichtung im Vergleich zur Basisverdichtung  $\epsilon = 9,5$  im Drehzahlbereich von 1000 bis 2500 rpm und bei 2 bis 10 bar Mitteldruck

Um einen Vergleich zu den theoretischen Einsparungen zu ermöglichen, wird zur einfachen Abschätzung die Formel (1.12) für den Wirkungsgrad der Gleichraumverbrennung herangezogen. In dieser Formel ist der Wirkungsgrad nur von der Verdichtung und dem Isentropenexponenten  $\kappa$  abhängig;  $\kappa$  wird für den Vergleich mit 1,4 angenommen. Für jeden Punkt im Diagramm wird nun der Wirkungsgrad sowohl für  $\epsilon = 9,5$ , als auch für  $\epsilon$  optimal berechnet. Die Differenz der beiden Wirkungsgrade bezogen auf den Basiswirkungsgrad ist gleichzusetzen mit der potentiellen Verbrauchseinsparung. Die Einsparungen in Prozent bei ermittelter optimaler Verdichtung bei Gleichraumverbrennung sind in Abbildung 25 abgebildet.

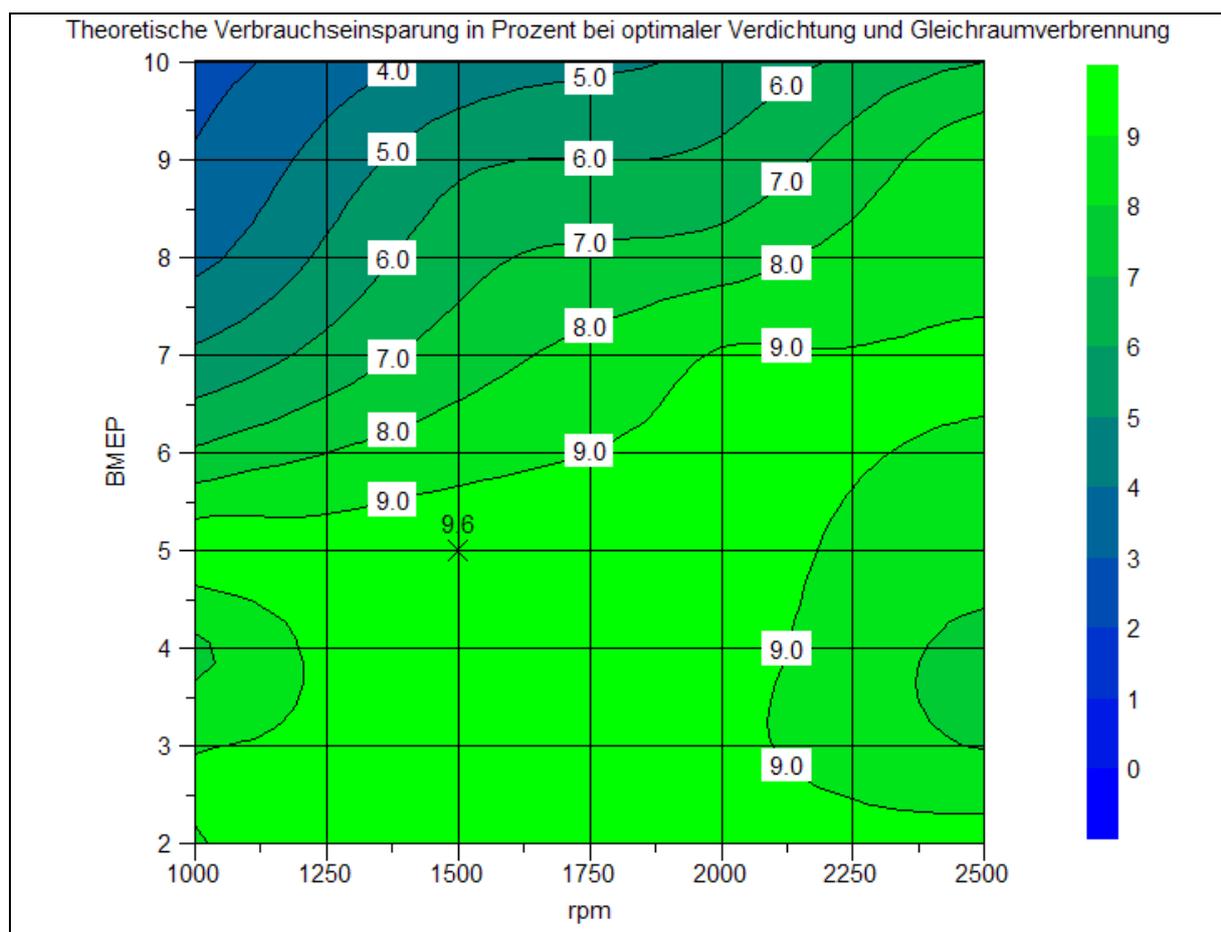


Abbildung 25: Wirkungsgraderhöhung in % bei optimaler Verdichtung und Gleichraumverbrennung im Vergleich zu einer Gleichraumverbrennung bei  $\varepsilon = 9,5$  im Bereich 1000 bis 2500 rpm und 2 bis 10 bar bmeP

Der Bestpunkt liegt auch bei der theoretischen Abschätzung bei 1500 rpm und 5 bar Mitteldruck und auch die Einsparungen sinken mit steigender Last in gleichen Schritten. Auffällig ist die starke Abweichung im niedrigsten Teillastbereich um 2 bar Mitteldruck. Hier kann der Forschungsmotor in der Realität seine theoretischen Einsparungen nicht umsetzen. Der Vergleich zeigt einen grundsätzlichen Zusammenhang zwischen Messung und Theorie ab ca. 4 bar Mitteldruck, wobei die Messung im Durchschnitt ca. 3,4% Prozentpunkte schlechter als die theoretische Einsparung ausfällt, wie Abbildung 26 zeigt.

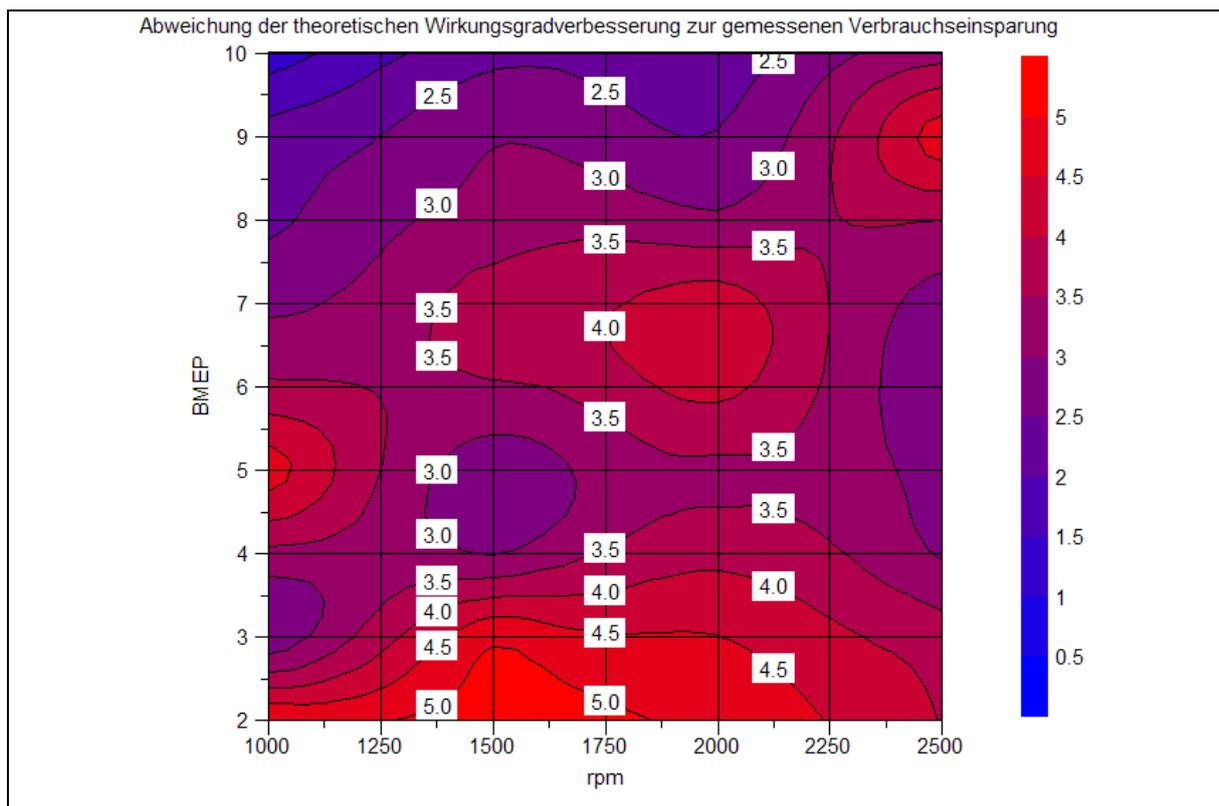


Abbildung 26: Abweichung der theoretischen Einsparung bei Gleichraumverbrennung zur gemessenen Einsparung in Prozentpunkten bei 1000 bis 2500 rpm und 2 bis 10 bar bmeP

Dieser Vergleich hat gezeigt, dass sich theoretische Wirkungsgradsteigerungen durch eine Erhöhung der Verdichtung sehr wohl auch in der Praxis niederschlagen, auch wenn der Zusammenhang erst über 4 bar Mitteldruck annähernd gleich bleibt. Betrachtet man nur die Bereiche oberhalb, ergibt sich eine durchschnittliche Abweichung von 3 Prozentpunkten. Eine mögliche Erklärung für die starke Abweichung niedrigen Mitteldrücken könnten die mechanischen Verluste sein, die größtenteils unabhängig von der Last sind und deshalb bei niedrigen Lasten relativ gesehen sehr hoch sind. Die theoretische Wirkungsgradsteigerung berücksichtigt diese Verluste nicht, weshalb die Abweichungen im unteren Bereich mit sinkender Last zunehmen.

## 4.2 Reale Verbrauchseinsparungen heute und in Zukunft

Im vorherigen Kapitel konnte gezeigt werden, dass ein Motor gute Verbrauchseinsparungen bis zu 7% durch Erhöhung der Verdichtung in der Teillast erreichen kann. Diese Einsparungen sind aber nur relevant, wenn die Fahrzeuge auch in den betroffenen Bereichen betrieben werden. Um diesen Punkt zu untersuchen wird eine Tabellenkalkulation der Firma AVL [Abteilung DGD, 2011b]

verwendet, die Betriebspunkte des neuen Europäischen Fahrzyklus (NEFZ) abschätzen kann. Dies geschieht mit Hilfe von Fahrzeugdaten, wie Fahrzeuggewicht, grobe Motordaten, aus Tests bekannten Fahrwiderstände und Getriebeübersetzungen. Um die heute repräsentativen Fahrzeugtypen zu erfassen, wurden zwei Fahrzeuge gewählt, ein Sport Utility Vehicle (SUV) und eine Mittelklasse Limousine. Konkret handelt es sich dabei um einen Porsche Cayenne und einen VW Passat Blue Motion. Die Fahrzeugdaten sind in Tabelle 15 bzw. Tabelle 16 aufgelistet. Zuerst werden zwei für diese Fahrzeugklassen typische Motorisierungen gewählt, wovon einer im zweiten Schritt durch einen kleineren aufgeladenen Motor ersetzt wird, um den Trend des Downsizings zu berücksichtigen. Das Programm dient nur zur Abschätzung der Betriebspunkte und verwendet für beide Fahrzeuge das gleiche Getriebe.

Tabelle 15: Fahrzeugdaten des Porsche Cayenne [Porsche Austria GmbH & Co OG, 2011]

Name	Porsche Cayenne
Fahrzeugtyp	SUV
Gewicht	1995 kg
Motor	3,6l V6
Kraftstoff	Benzin

Tabelle 16: Fahrzeugdaten des VW Passat Blue Motion [Volkswagen, 2011]

Name	VW Passat Blue Motion
Fahrzeugtyp	Limousine C-Segment
Gewicht	1451 kg
Motor	1,4l R4 TSI
Kraftstoff	Benzin

Werden die Daten des Porsche Cayenne in das Programm eingetragen, ergeben sich bestimmte Betriebspunkte, die über Abbildung 24 gelegt werden und mit deren Hilfe das Einsparungspotential des SUVs abgeschätzt werden kann, vgl. dazu Abbildung 27.

Auch die Daten des VW Passat BM werden mit Hilfe der Tabellenkalkulation in Betriebspunkte umgerechnet, die anschließend in das gleiche Diagramm zur Verbrauchseinsparung gelegt werden. Das Ergebnis ist in Abbildung 28 zu sehen. Hierbei ist zu beachten, dass sich die Betriebspunkte, die beim SUV zwischen 7 und

9 bar Mitteldruck gelegen sind, beim Passat zu 12,5 bis 14,5 bar verschoben und dort die Einsparung nur noch sehr gering ist.

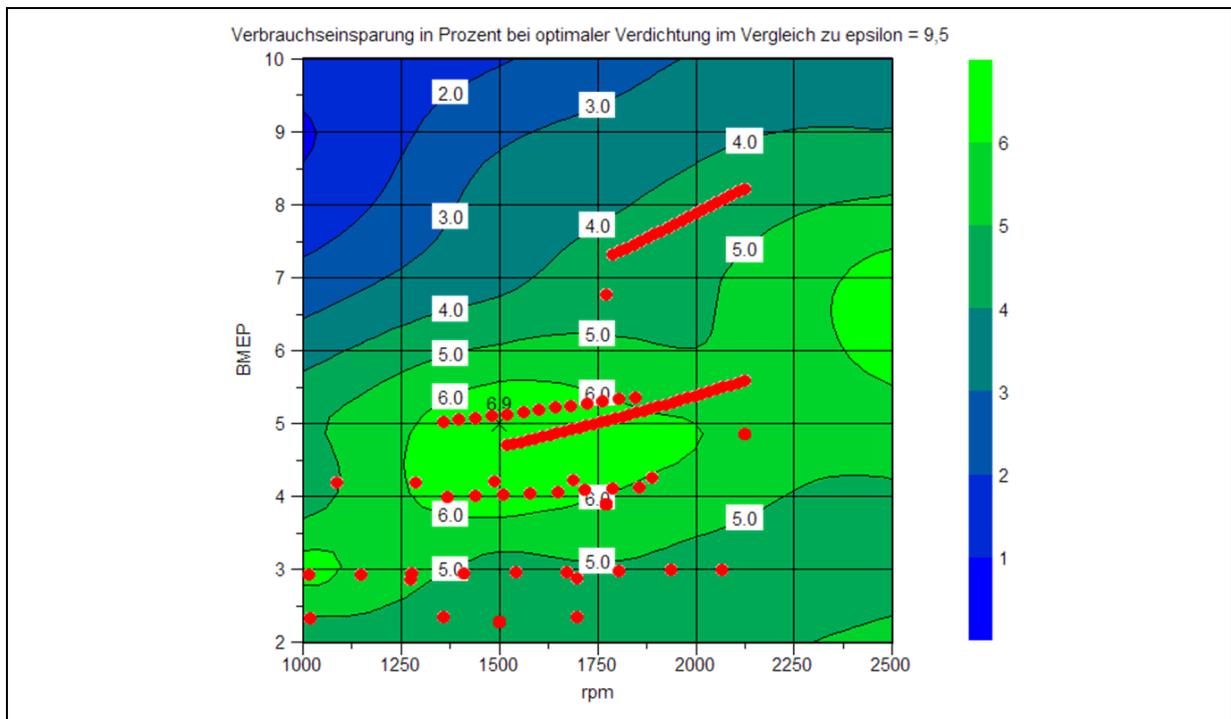


Abbildung 27: Betriebspunkte im NEFZ des SUV mit 3,6l V6 Motor im Einsparungsdiagramm bei 1000 bis 2500 rpm und 2 bis 10 bar bmep

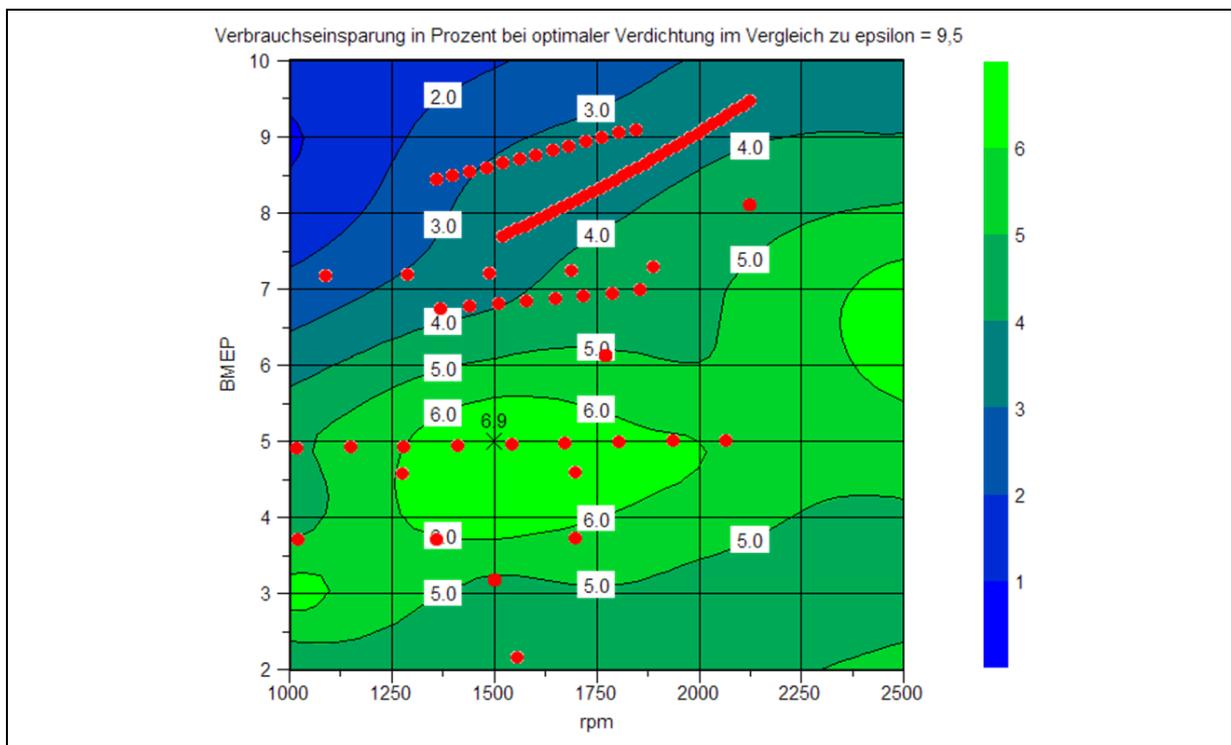


Abbildung 28: Betriebspunkte im NEFZ der Mittelklasse Limousine mit 1,4l R4 Motor im Einsparungsdiagramm bei 1000 bis 2500 rpm und 2 bis 10 bar bmep

Aus den beiden oben gezeigten Abbildungen ist ersichtlich, dass der VW trotz geringeren Gewichts mit höherer Last im NEFZ betrieben wird, als der Porsche, da sein Motor ungleich kleiner ist. Es ist abzusehen, dass die Betriebspunkte mit verstärktem Downsizing immer mehr in Richtung höhere Mitteldrücke verschoben werden und der Vorteil der höheren Verdichtung abnimmt. Als Beispiel wird der Porsche Cayenne jetzt mit einem hochaufgeladenen 2,0l R4 Motor betrieben. Das Ergebnis zeigt Abbildung 29.

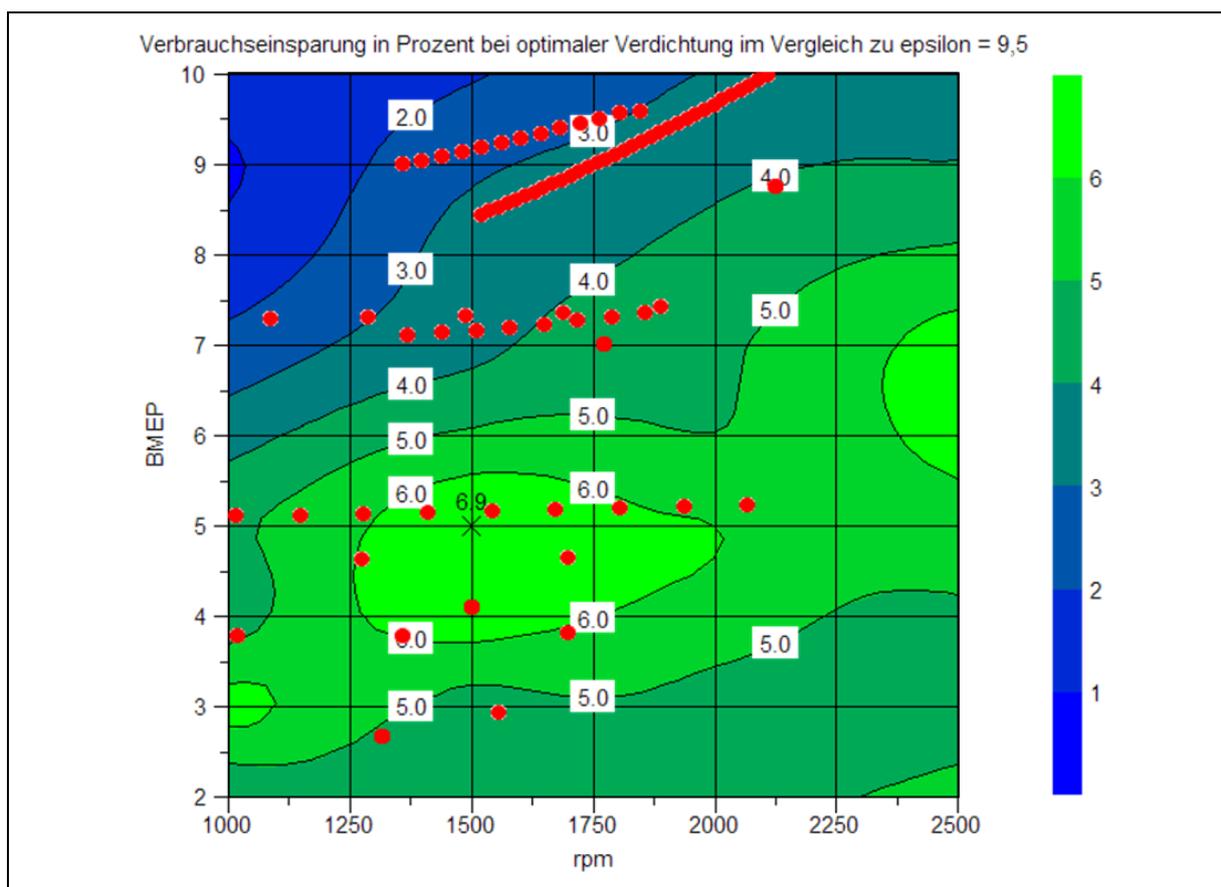


Abbildung 29: Betriebspunkte des SUV mit 2,0l R4 im Einsparungsdiagramm bei 1000 bis 2500 rpm und 2 bis 10 bar bmeP

In dieser Konfiguration liegen die meisten Betriebspunkte, wie beim Passat, weit außerhalb des besten Einsparungspotentials, die hochlastigen Betriebspunkte liegen hier zwischen 13 und 15 bar Mitteldruck. Es kann daraus abgeleitet werden, dass Downsizing den Vorteilen der variablen Verdichtung entgegenwirkt und dass in Zukunft vor allem hubraumstarke Motoren einen Vorteil durch höhere Verdichtung in der Teillast erreichen können. Weiter folgt daraus, dass die Einsparungspotentiale von Downsizing und Variabler Verdichtung nicht summiert werden können und es deshalb einer genauen Analyse bedarf, bevor beide Systeme in einem Motor integriert werden.

### 4.3 Vollvariable und zweistufige Verdichtung - ein Vergleich

In Kapitel 4.1 wurden die Ergebnisse eines vollvariablen Forschungsmotors untersucht. Da dieses System sehr kostenintensiv ist, stellt sich die Frage, welche Vorteile eine vollvariable Verstellung im Vergleich zu einer 2-stufigen Verstellung bietet oder ob die Vorteile einer einfacheren Verstellung und Konstruktion die Nachteile aufwiegt.

Um eine möglichst genaue Abschätzung zu erhalten, werden für diese Untersuchung ebenfalls die Daten des MCE-5 Forschungsmotors herangezogen und die Verbräuche bei einer zweiten konstanten Verdichtung herausgelesen. Vorgreifend auf das Kapitel 5 kann eine Verstellung mit einem einfachen 2-stufigen System von 2,5 Einheiten als realisierbar angenommen werden. Damit ergibt sich ausgehend von der gleichen Basisverdichtung von  $\varepsilon = 9,5$  eine Verdichtung in der Teillast von  $\varepsilon = 12$ . Die Verbräuche des MCE-5 Motors bei  $\varepsilon = 12$  sind in Abbildung 30 dargestellt.

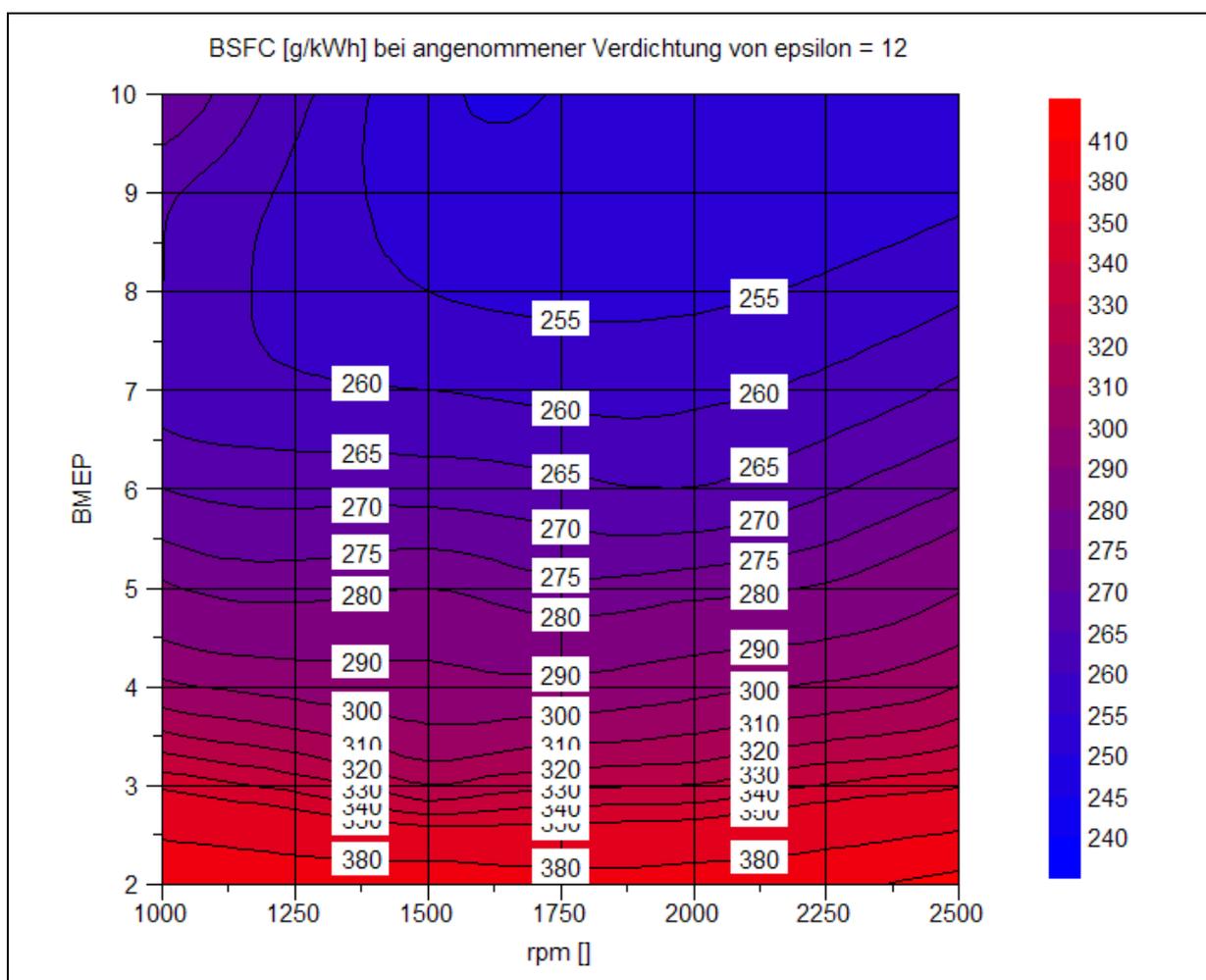


Abbildung 30: Verbräuche des MCE-5 Motors bei  $\varepsilon = 12$  im Bereich von 1000 bis 2500 Umdrehungen und 2 bis 10 bar Mitteldruck

Da die Verdichtung nun mit  $\varepsilon = 12$  limitiert ist, sind die Verbräuche vor Allem in der unteren Teillast schlechter, wo die Werte bei dem vollvariablen System jenseits der 14 lagen. Wird für diese neuen Werte ebenfalls ein Einsparungsdiagramm gezeichnet, ergeben sich Einsparungen nach Abbildung 31. Zur Veranschaulichung werden die Abweichungen der 2-stufigen Verdichtung im Vergleich zur vollvariablen in Abbildung 32 dargestellt.

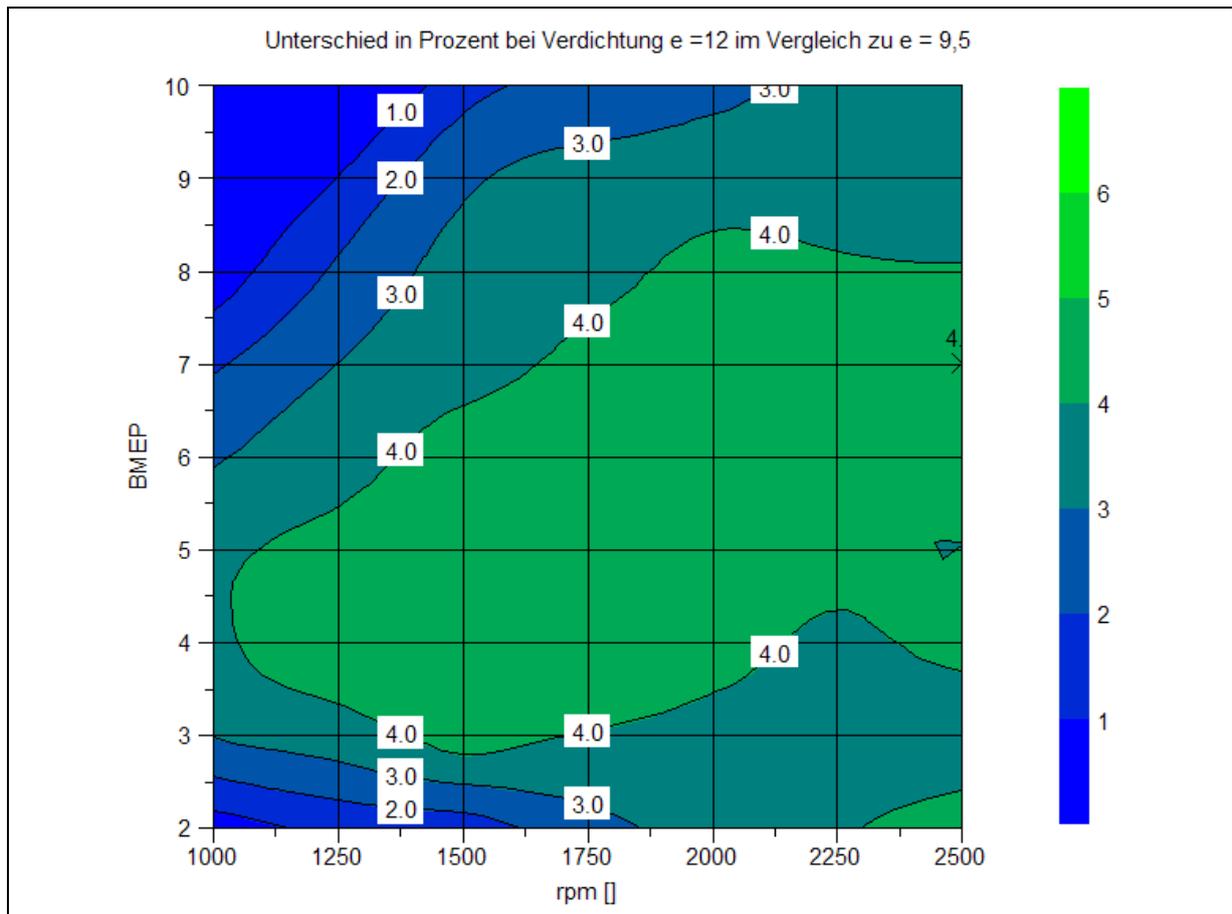


Abbildung 31: gemessene Verbrauchseinsparung des MCE-5 Motors bei  $\varepsilon = 12$  im Vergleich zu  $\varepsilon = 9,5$  im Bereich von 1000 bis 2500 rpm und 2 bis 10 bar bmeP

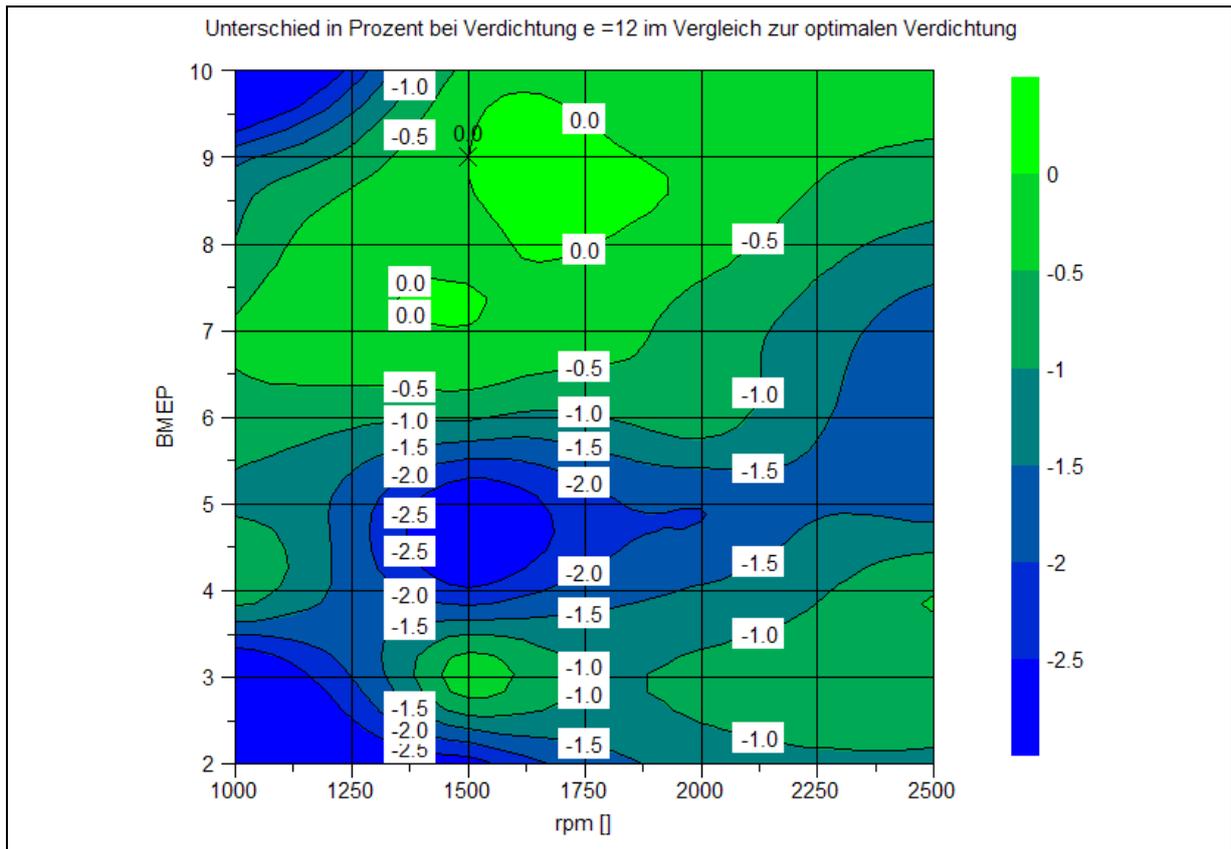


Abbildung 32: Unterschied der Verbräuche bei  $\epsilon = 12$  zu  $\epsilon = \text{opt}$  in Prozent bei 1000 bis 2500 rpm und 2 bis 10 bar bmeP

Analysen der FEV und RWTH Aachen [Pischinger, et al., 2009a] kommen auf ähnliche Abweichungen, wie Abbildung 33 zeigt.

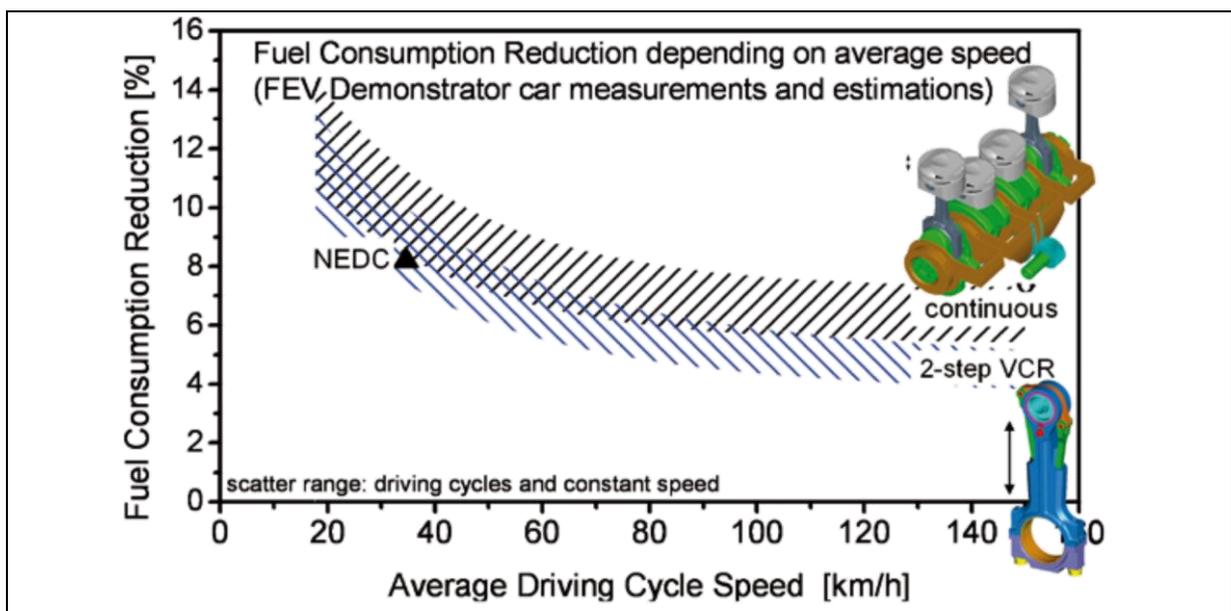


Abbildung 33: Unterschied eines 2-stufigen Systems im Vergleich zu einem vollvariablen [Pischinger, et al., 2009a S. 130]

Wie erwartet, können mit einem 2-stufigen System nicht so hohe Einsparungen erzielt werden, wie mit einem vollvariablen System. Dennoch werden über ein breites Feld Einsparungen bis zu 4% erreicht. Bei einem Kraftfahrzeug mit Ottomotor und einem Verbrauch von 10l/100 km sind das immerhin ca. 9g CO<sub>2</sub> / km. Bei einer angenommenen Strafsteuer von 95€ ab 2015 [Umweltbundesamt, 2008] bis zu geforderten 150€/g CO<sub>2</sub> Überschreitung [Transport&Environment, 2008] können mit diesem System bis zu 1400€ Verkaufskosten eingespart werden. Als Abschätzung der Herstellungskosten kann ein Drittel der Verkaufskosten herangezogen werden. Solange das 2-stufige System mit den Verkaufskosten unterhalb dieses Wertes bleibt, wird ein Gewinn erzielt. Abbildung 34 zeigt, dass sich fast alle Betriebspunkte des 3,6l SUVs innerhalb der 4%-Marke befinden.

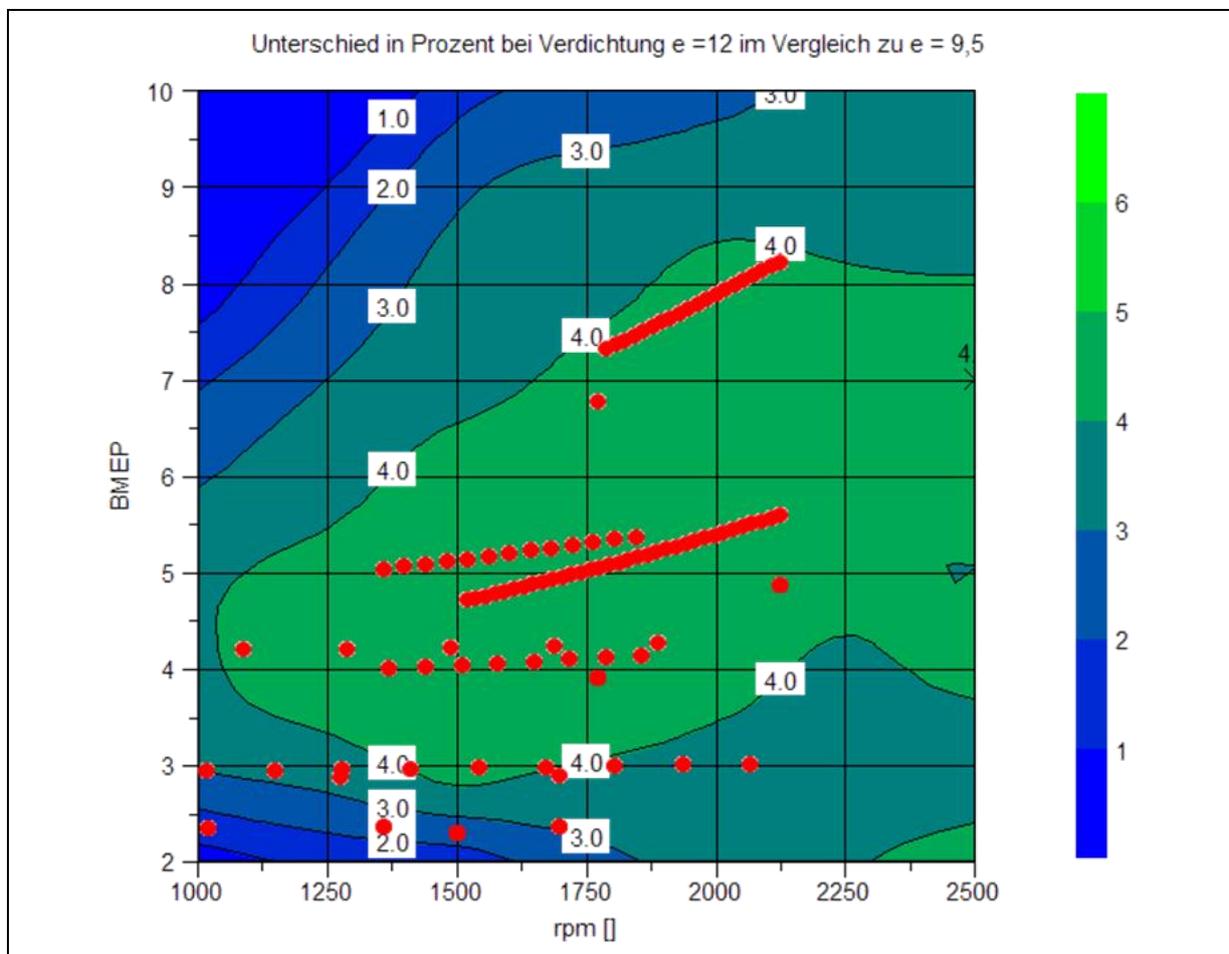


Abbildung 34: Betriebspunkte des SUV mit 3,6l Motor im Einsparungsdiagramm des 2-stufigen Systems bei 1000 bis 2500 Umdrehungen und 2 bis 10 bar Mitteldruck

## 5 Konstruktion eines selbstschaltenden exzentrischen Kolbenbolzens

In diesem Kapitel soll nach den Erkenntnissen aus Kapitel 3.4.3 ein selbstschaltender exzentrischer Kolbenbolzen konstruiert werden. Die Konstruktion basiert auf überschlagsmäßigen Rechnungen und stellt vor Allem eine Bauraum- und Machbarkeitsuntersuchung dar. Im ersten Schritt wird dazu ein geeignetes CAD (computer aided design) Modell eines bestehenden Kolbenverbunds ausgewählt und in weiterer Folge modifiziert um die gewünschten Funktionen unterzubringen. Dabei werden zwei verschiedene Auslegungen betrachtet: Eine Auslegung zur Begrenzung des Spitzendrucks und eine Auslegung zur Verbrauchseinsparung.

### 5.1 Vorhandene Daten

Die Konstruktion basiert auf einer Idee der Firma AVL List GmbH und stand als Konzeptzeichnung nach Abbildung 35 zur Verfügung. Die genaue Funktion wird in Kapitel 5.3 erläutert.

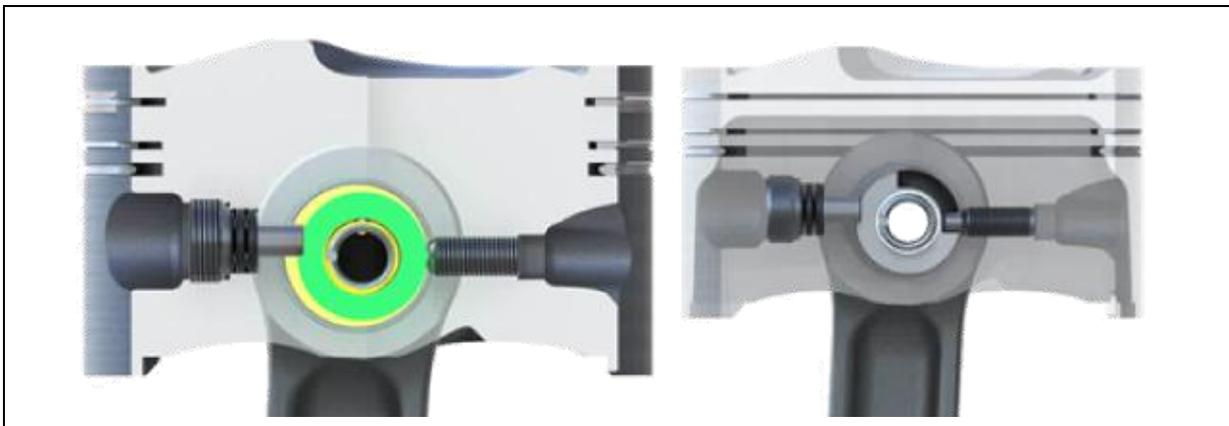


Abbildung 35: Konzeptzeichnung des selbstschaltenden Kolbenbolzens [Abteilung DGD, 2011c]

Dieses Konzept sollte nun in einen aktuellen TGDI Motor integriert werden. Die Auswahl fiel auf einen 1,2 l 3-Zylinder Ottomotor mit Turboaufladung, dessen Daten in Tabelle 17 zusammengefasst sind.

Tabelle 17: Daten des Grundmotors für die Konstruktion

Zylinder	Reihe 3
Hubraum	1,2 [l]

Kraftstoff	Ottokraftstoff
Einspritzung	Direkteinspritzung
Hub	75,1 [mm]
Bohrung	77 [mm]
Verdichtung	9,5 [-]
Bolzendurchmesser	20 [mm]

Die CAD Daten des Kolbens, des Pleuels und des Kolbenbolzens waren vorhanden.

## 5.2 Anforderungen und Auslegung

Aus Kapitel 4 lässt sich schließen, dass eine 2 stufige Verdichtung nur ab einer gewissen Schaltgröße Sinn macht. Das Ziel der Konstruktion war somit eine Schaltung der Verdichtung  $\varepsilon$  um 2,5 Einheiten. Mit Hilfe einer Tabellenkalkulation in Microsoft Excel wurden zuerst die benötigten geometrischen Größen berechnet. Das Ergebnis für den exzentrischen Kolbenbolzen sind die in Tabelle 18 angeführten Werte.

Tabelle 18: Berechnete geometrische Größen des Kolbenbolzens

Verdichtungsänderung $\Delta\varepsilon$	2,49 [-]
Exzenterdurchmesser	26,02 [mm]
Verstellwinkel	43,6 [°]
Änderung in Zylinderachse $\Delta z$	2 [mm]

Der Exzenterdurchmesser entspricht dem Lagerdurchmesser des kleinen Pleuelauges und einer Exzentrizität von 3 mm. Wird der Bolzen um 43° verdreht, ergibt sich eine Änderung entlang der Zylinderachse um 2 mm und einer Verdichtungsänderung um die geforderten 2,5 Einheiten.

Im nächsten Schritt wurde die Lagerung näher betrachtet, da ein Verdacht auf Selbsthemmung bestand. Die resultierenden Kräfte auf den Kolbenbolzen wurden anfänglich mit dem Gasdruck auf die Kolbenoberfläche abgeschätzt und in weiterer Folge durch eine BOOST-Simulation [Abteilung DAM, 2011] verifiziert. Da eine weitere Anforderung an das System ein Spitzendruck von 110 bar war, ergibt sich ein resultierender Kraftverlauf über den Kurbelwinkel nach Abbildung 36 .

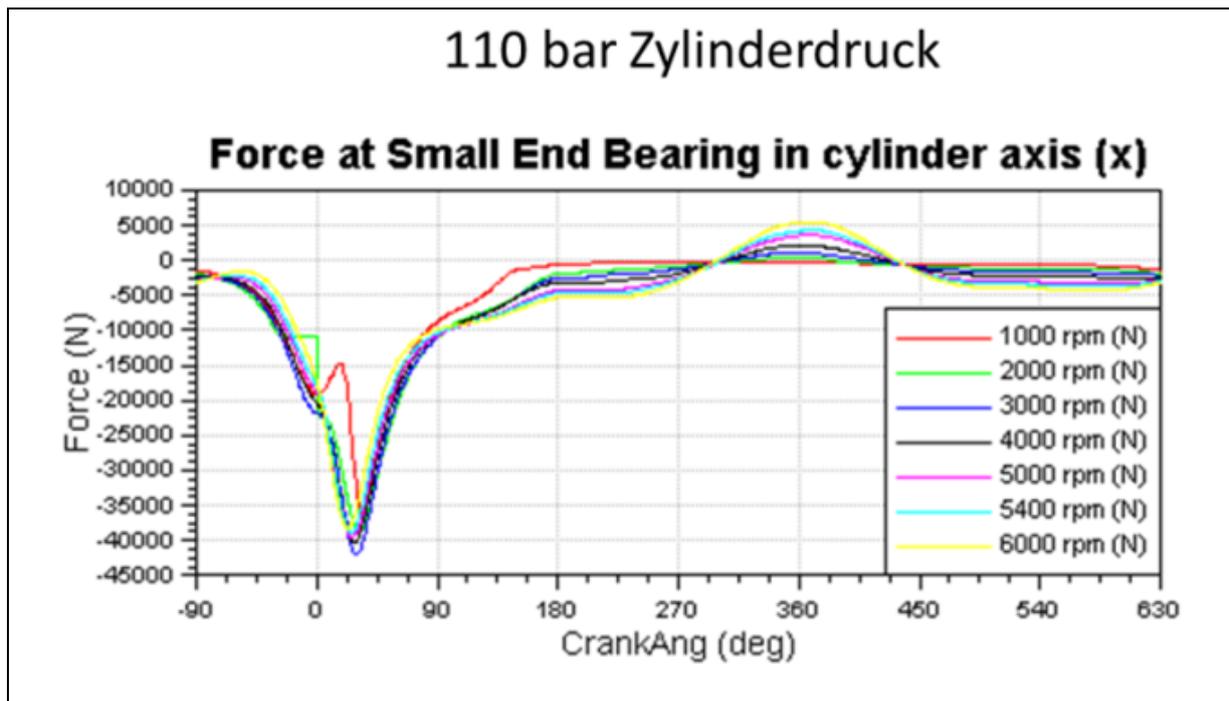


Abbildung 36: Kräfte auf den Kolbenbolzen bei 110 bar in Zylinderrichtung [Abteilung DAM, 2011]

In dieser Simulation sind bereits alle Verluste durch Reibung der Kolbenringe berücksichtigt. Aus der Abbildung geht hervor, dass die Gaskräfte bei 110 bar die Fliehkräfte dominieren und die Höchstlast unabhängig von der Drehzahl ungefähr 40 kN beträgt. Somit ergibt sich eine statische Last je Lagerstelle von maximal 20 kN. Das Konzept sah anfänglich eine Gleitlagerung vor, jedoch konnte gezeigt werden, dass bei einem Reibkoeffizienten von jeweils  $\mu=0,15$  zwischen Kolben-Bolzen bzw. Bolzen-Pleuel Selbsthemmung eintritt. Als Folge daraus wurde eine vollnadelige Lagerung zwischen Kolben und Kolbenbolzen gewählt mit einem Durchmesser von 3 mm und einer Länge von 16 mm pro Nadel.

In weiterer Folge galt es den Schaltdruck, jener Druck bei dem das System von hohe auf niedrige Verdichtung schaltet, zu wählen. Für die erste Auslegung als Spitzendruckbegrenzung muss der Wert außerhalb des normalen Betriebszustandes liegen. Da nach Abbildung 37 der Wert von 90 bar Zylinderdruck bis auf einen Punkt nicht überschritten wird, und die Spitzendrücke bei einer irregulären Verbrennung weit höher sind (vgl. Kapitel 6) wurde 100 bar als Schaltdruck für die erste Auslegung verwendet.

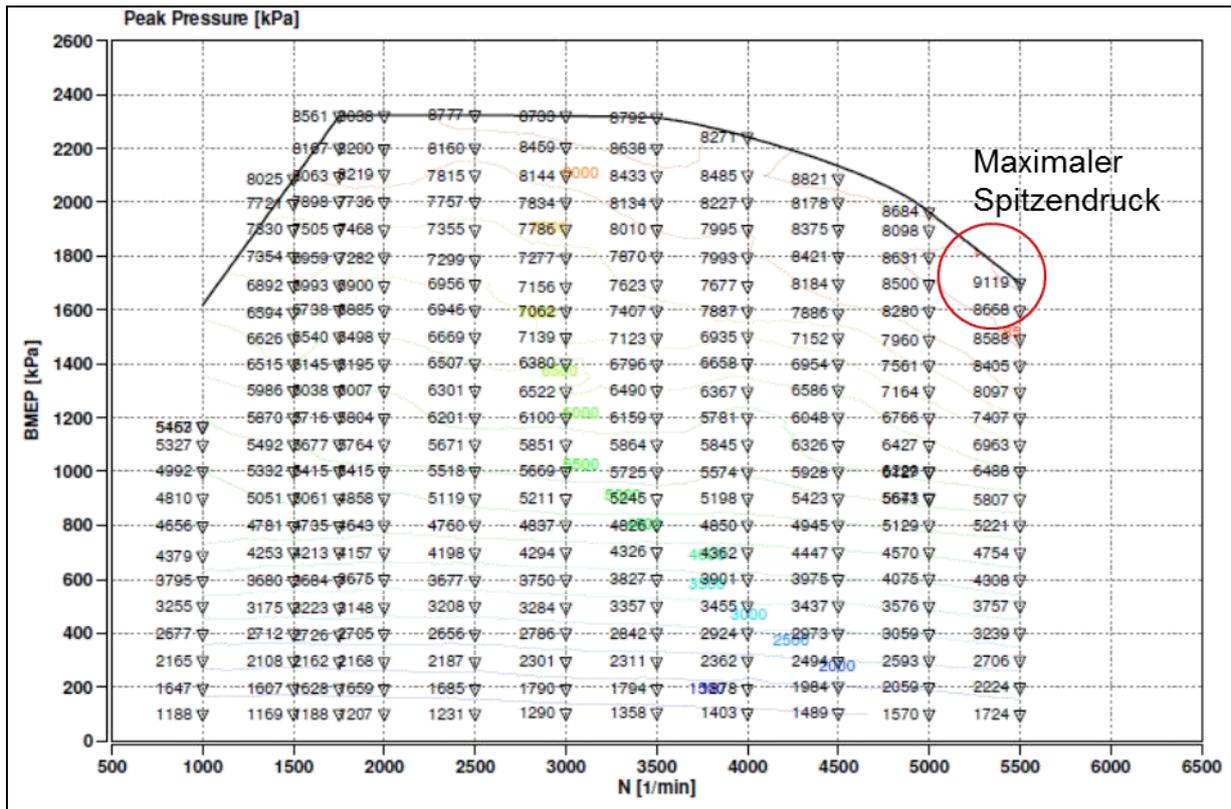


Abbildung 37: Spitzendrücke des Grundmotors für die Konstruktion [Abteilung DGD, 2011c]

Die Auswahl des Schalldrucks für das zweite System als Verbrauchseinsparungskonzept erfolgte mit Hilfe der Messdaten des MCE-5 Motors aus Kapitel 4. Durch die Verstellung des Zündzeitpunktes bei steigender Verdichtung auf spät, steigen im höheren Lastbereich die Verbräuche der hohen Verdichtung über diejenigen bei niedrigem  $\varepsilon$ . Sobald dieser Fall eintritt, muss die Verdichtung zurückgenommen werden, um noch Einsparungen zu erzielen. Werden diese Punkte in das Spitzendruckdiagramm des bei der Konstruktion betrachteten Grundmotors eingetragen, ergibt sich eine Schaltlinie (rot) nach Abbildung 38.

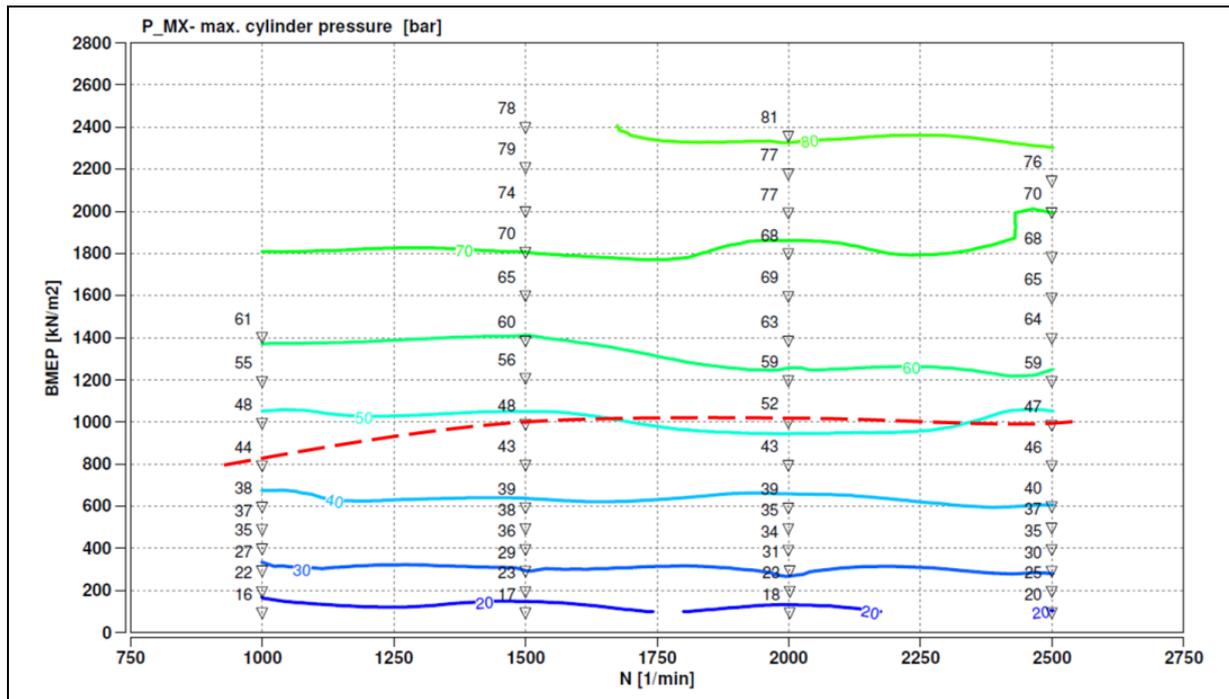


Abbildung 38: optimale Schaltlinie bei variabler Verdichtung

Da das System bei einem bestimmten Spitzendruck umschaltet kann die rote Linie durch das System nicht erreicht werden. Der Unterschied zwischen der gewünschten Schaltlinie und einer Linie konstanten Spitzendrucks ist gering und rechtfertigt so ein selbstschaltendes Konzept, welches erheblich kostengünstiger ausgeführt werden kann. Hierbei ist zu beachten, dass die Werte im Kennfeld bei der Basisverdichtung von 9,5 gemessen wurden und die Spitzendrücke bei höherer Verdichtung quantitativ höher liegen.

Wird zur Abschätzung die Vereinfachung  $p \cdot V = \text{const}$  gewählt, erhöhen sich die Spitzendrücke im Bereich der hohen Verdichtung um ca. 10 bar. In diesem Fall liegt die rote Linie in der Nähe der 50-bar-Linie, die sich bei hoher Verdichtung auf ca. 60 bar erhöht. Um ein ausreichend großes Verstellmoment zu erreichen, wird als Schaltwert 55 bar Spitzendruck gewählt. Da nach dem Umschalten der Spitzendruck wieder unter den Schaltwert sinkt, muss die Rückschaltung gesteuert werden um ein ständiges Hin-und-Her Schalten zu verhindern.

### 5.3 Konstruktion

Basierend auf der Konzeptzeichnung wurden die Daten des 1,2l 3-Zylinders den Anforderungen entsprechend angepasst. Einen Überblick über alle geänderten oder neu erstellten Teile gibt Abbildung 39.

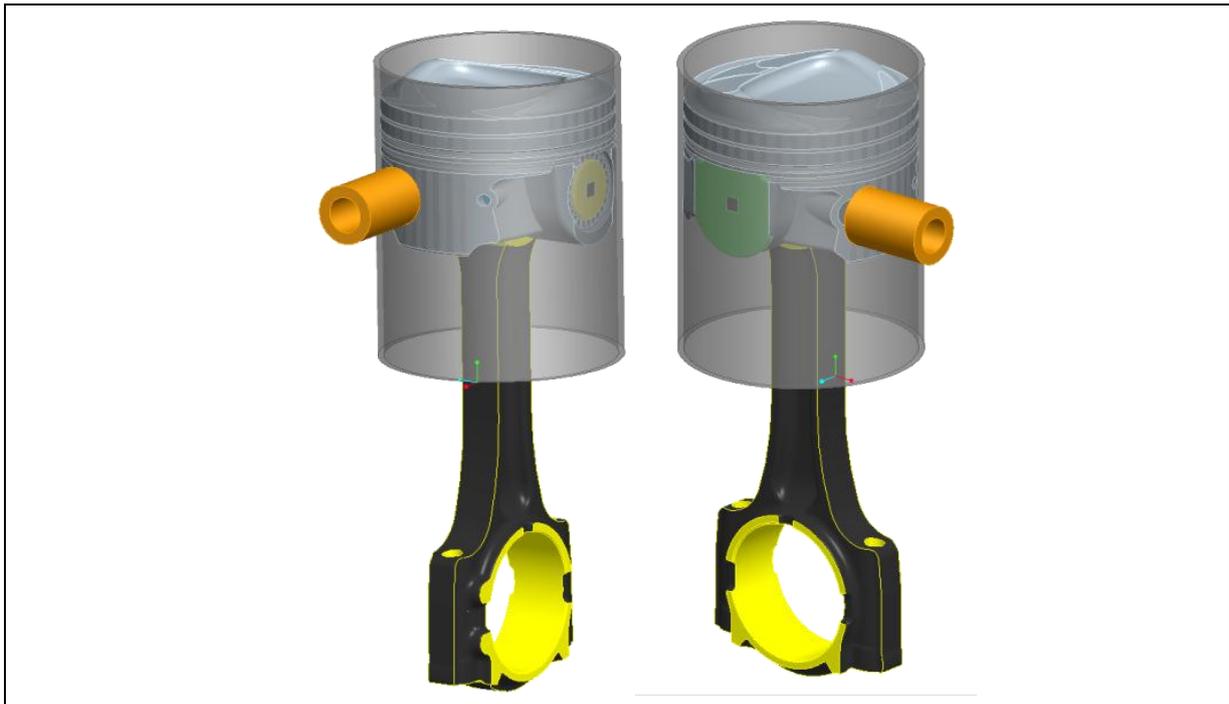


Abbildung 39: Überblick aller konstruierten oder geänderten Bauteile

Das Kernelement dieser Konstruktion bildet der exzentrische Pleuellagerbolzen (3), welcher in den folgenden Darstellungen gelb gefärbt ist. Er hat an beiden Enden einen unveränderten Lagerdurchmesser von 20mm und ist mittig als Exzenter mit den oben definierten 26mm ausgeführt und erreicht damit eine Exzentrizität von 3mm. Die Lagerung des Bolzens mit dem Pleuel ist als Gleitlager und einem angenommenen Reibwert von  $\mu=0,15$  ausgeführt. An einer Seite verfügt der Pleuellagerbolzen über eine formschlüssige Aufnahme des Drehstabs (4), welcher die Rückstellfeder darstellt. Aus Platzgründen wurde die in der Konzeptidee verwendete Spiralfeder durch die Drehstabfeder getauscht. Auf der Pleuellagerseite wurden zwei vollnadelige Lagerungen (7) gewählt (für die Abschätzung ist  $\mu=0$ ), um dem Problem der Selbsthemmung entgegenzuwirken.

Um die Materialwahl des Pleuels nicht einzuschränken und eine Härtung zu vermeiden, befindet sich auf der Pleuellageraußenseite eine Pleuellagerhülse (2) bzw. eine Pleuellagerhülse mit pleuellagerseitiger Drehstabaufnahme (1), welche grün dargestellt ist. Der Schaltdruck wird über einen Schaltstift (6) eingestellt, welcher mit einer bestimmten Vorspannung und einer Rampe im Pleuellagerbolzen den Schaltdruck definiert. Weiterführende Überlegungen haben gezeigt, dass es nötig ist, den Pleuellagerbolzen auf niedriger Verdichtung zu sperren. Dazu wurde ein Steuerstift mit Permanentmagnet (5) konstruiert, welcher durch die in der Übersicht orange dargestellte Spule geschaltet werden kann. Alle oben beschriebenen Teile sind in Abbildung 40 mit ihren Nummern gezeigt.

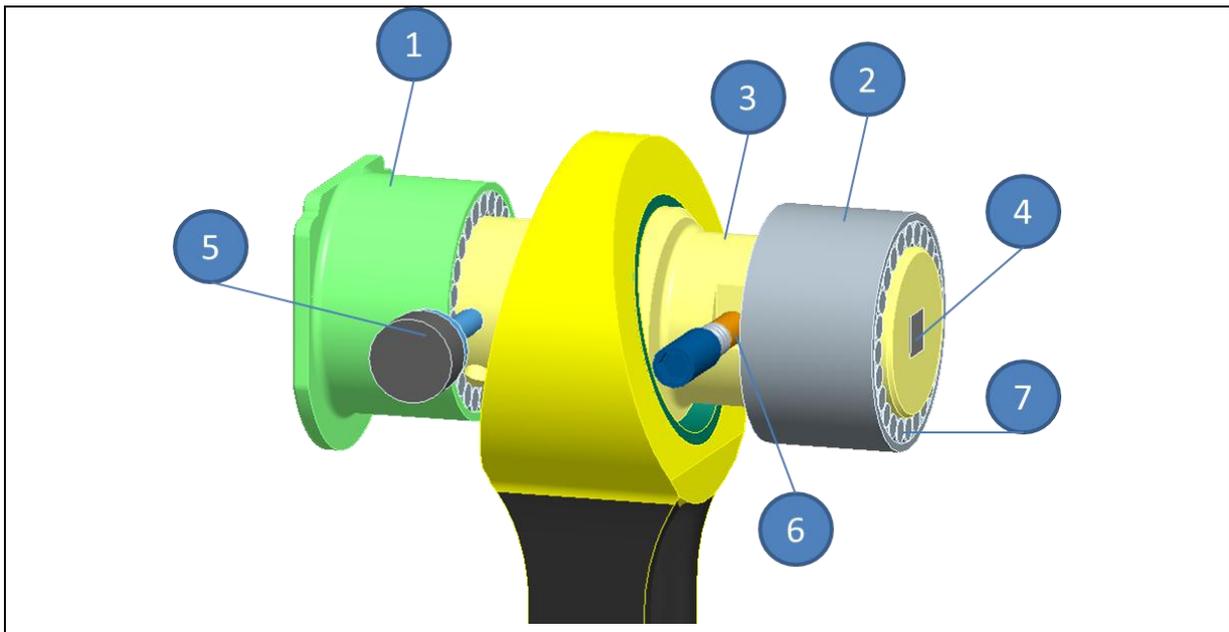


Abbildung 40: Kolbenbolzen mit Lagerung und Schaltelementen

Liegt am Kolben ein Gasdruck an, bewirkt die Gaskraft und die gegengerichtete Abstützkraft am Pleuel durch die exzentrische Lagerung ein Verstellmoment. Diesem Moment wirken die Reibung, die Feder und der vorgespannte Schaltstift entgegen. In Abbildung 41 ist der Schaltstift in Ruheposition zu sehen. Nimmt das Verstellmoment eine definierte Größe an, wird der Schaltstift durch die Rampe gegen die Feder gedrückt und gibt den Bolzen zur Drehung frei. Die Vorspannung kann dabei durch die in der Abbildung blau gefärbte Stellschraube eingestellt werden.

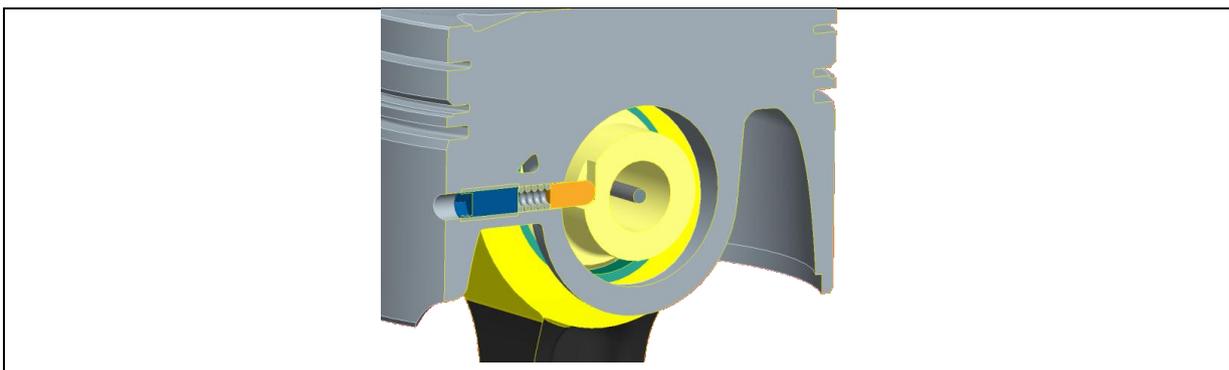


Abbildung 41: Schaltstift in Ruheposition

Sobald der Bolzen sich dreht, wandert das Pleuel durch den Exzenter relativ zum Kolben nach oben. Durch die Annäherung von Pleuel und Kolben nimmt die effektive Pleuellänge ab und die Verdichtung sinkt. Dabei wird der Drehstab gespannt, seine Lagerung ist im Schnittbild in Abbildung 42 zu sehen.

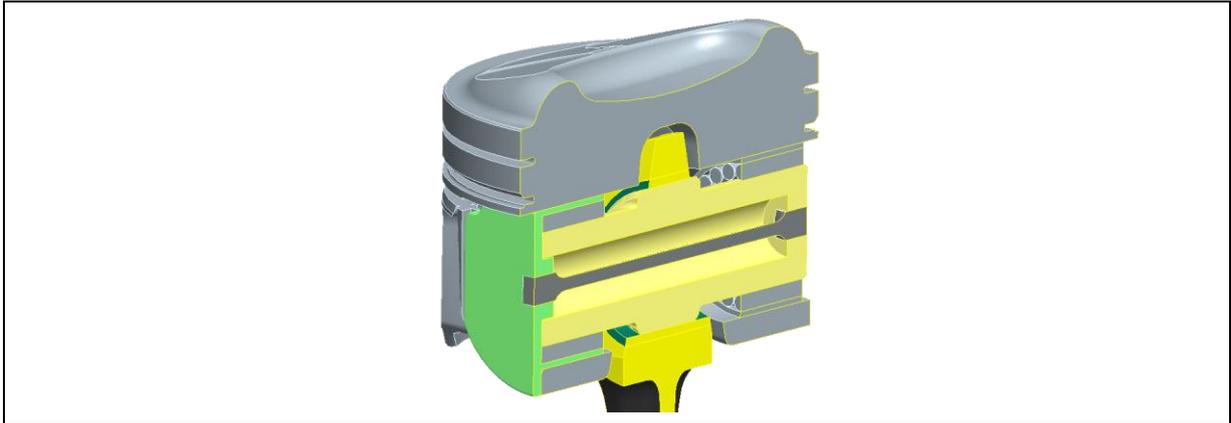


Abbildung 42: Lagerung des Drehstabs

Erreicht der Kolbenbolzen nach einer Drehung von  $43^\circ$  seine Endposition und damit die niedrige Verdichtung, sperrt der vorgespannte Steuerstift den Bolzen und hindert diesen an einer Rückstellung auf hohe Verdichtung. Diese Sperrung, siehe Abbildung 43, kann durch die Spule magnetisch gelöst werden und der Bolzen dreht sich im Lastwechsel durch die Massenkräfte und die gespannte Drehstabfeder in seine Ausgangslage zurück.

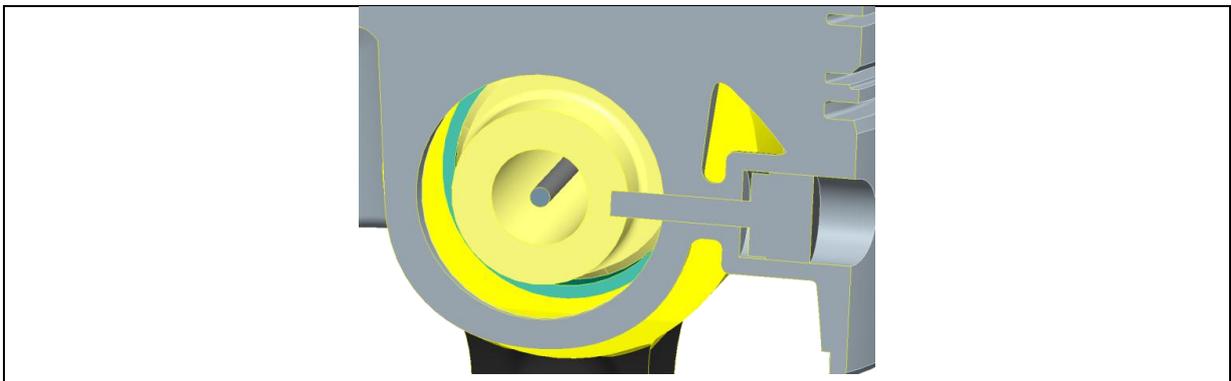


Abbildung 43: Sperrung des Kolbenbolzens durch den Steuerstift mit Permanentmagnet

Diese Konstruktion ist eine detaillierte Konzeptzeichnung und basiert auf vereinfachten Annahmen und Rechnungen. Sie stellt vor Allem eine Machbarkeitsstudie in Bezug auf Bauraum dar und muss für weitere Entwicklungen genau berechnet und simuliert werden. Einige der mechanischen Herausforderungen werden in Kapitel 8 angeschnitten. Diese Arbeit befasst sich in den folgenden zwei Kapiteln mit den Potentialen, welche oben gezeigte Konstruktion aufweist.

## 6 Variable Verdichtung als Spitzendruckbegrenzung

Das folgende Kapitel beschreibt die theoretischen Anforderungen an ein 2-stufiges System zur Spitzendruckbegrenzung und die Herausforderungen, die bei dieser Auslegung entstehen.

### 6.1 Funktion

Der Grundgedanke bei diesem System war es, die Verdichtung des Motors im gesamten Kennfeld zu erhöhen um einen Verbrauchsvorteil zu erreichen. Da bei hochaufgeladenen Motoren die Klopfgrenze niedriger liegt als bei ansaugenden Motoren, ist die Klopfhäufigkeit höher. Dabei kann es auch zum Phänomen der irregulären Verbrennung kommen, die in wenigen Umdrehungen den Motor völlig zerstören kann. Solch ein Aufschaukeln des Zylinderdrucks bis zum Motorschaden ist in Abbildung 44 abgebildet. Ein konventioneller Motor wird ausgelegt auf ein Ereignis (entspricht 160 bar Spitzendruck) pro Stunde pro Zylinder.

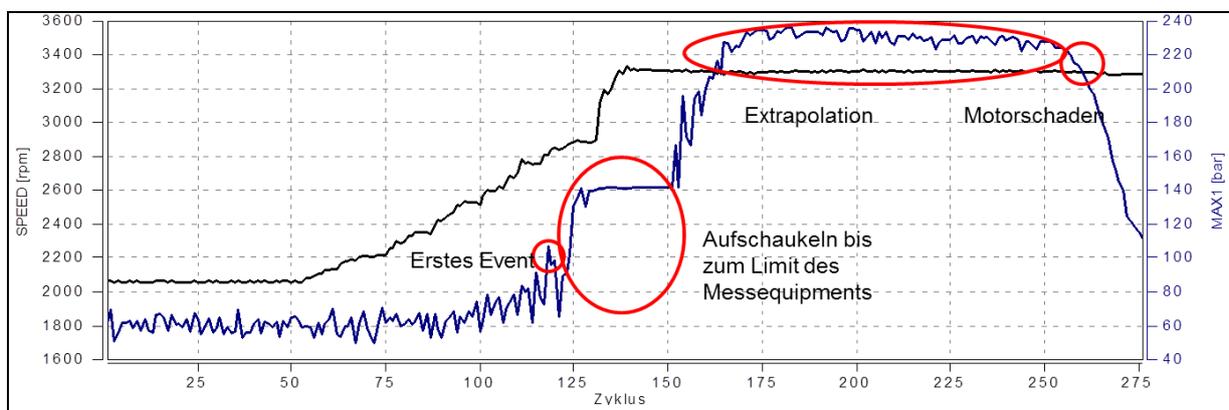


Abbildung 44: Zylinderdruckverlauf nach einer irregulären Verbrennung bis zum Motorschaden [Abteilung DGD, 2011c]

Das Problem der irregulären Verbrennung liegt darin, dass die Verbrennung bereits vor der Zündung eintritt und eine normale Regelung mit Zündungsverstellung nicht greift. Ein konventionelles System unterbricht die Kraftstoffzufuhr bis der Zylinder wieder abgekühlt ist, was je nach Zylinderanzahl vom Fahrer als Drehmomentverlust wahrgenommen wird. Wird beim betrachteten System die irreguläre Verbrennung durch Zurücknehmen der Verdichtung unterbunden, entsteht nur ein sehr geringer Verlust, der durch den Fahrer nicht wahrgenommen wird. Ein optimales System schaltet bereits während der ersten irregulären Verbrennung auf eine niedrige Verdichtung und hält dabei Verluste und Schaden für den Motor gering und erzielt im

normalen Betrieb einen Verbrauchsvorteil durch die höhere Basisverdichtung. Daraus ergeben sich Anforderungen, die im nächsten Kapitel beschrieben werden.

## 6.2 Anforderung

Betrachtet man den Druckverlauf einer irregulären Verbrennung in einem Zyklus nach Abbildung 45 erkennt man, dass der Spitzendruck bereits wenige ° Kurbelwinkel nach Überschreiten eines „normalen“ Spitzendrucks von 90 bar erreicht wird.

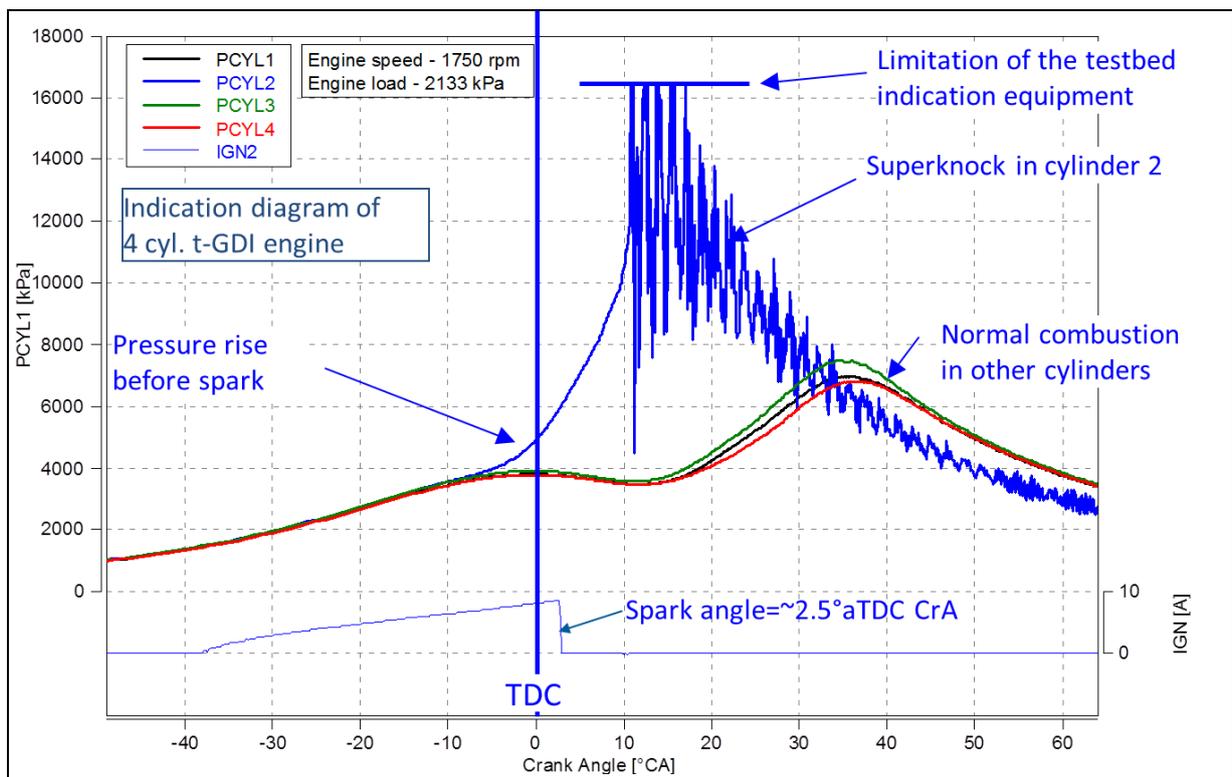


Abbildung 45: Druckverlauf einer irregulären Verbrennung [Abteilung DGD, 2011c]

Ein optimales System müsste nun innerhalb dieser wenigen °KW auf niedrige Verdichtung umschalten, um eine Schädigung auszuschließen. Bei einer Umdrehung von 3000 rpm und 2° Kurbelwinkel entspreche das einer Schaltzeit von ca. 1,1 ms, was aufgrund der Massenträgheiten von Kolben und Kolbenbolzen nicht möglich ist. Bei einem geschätzten Gewicht  $m$  der Kolbengruppe von 0,6kg, einer resultierenden Kraft  $F_G$  von 40kN und dem oben festgelegten Schaltweg  $\Delta z$  von 2 mm, ergibt sich die Schaltzeit  $t_s$  zu:

$$t_s = \sqrt{\frac{2 * \Delta z}{m * F_G}} = 2,5ms \quad (6.1)$$

was bei 3000 rpm ca.  $4,4^\circ$  Kurbelwinkel entspricht. Nach der oben beschriebenen Auslegung eines modernen Ottomotors kann aber ein Event zugelassen werden, was die Schaltzeit auf einen Hub und 10 ms bei 3000 rpm erhöht.

Damit die irreguläre Verbrennung sich nicht wie in Abbildung 44 aufschaukelt, muss die niedrige Verdichtung bis zum Abkühlen des Zylinders gehalten werden. Diese Tatsache rechtfertigt den in Kapitel 5 beschriebenen Schaltbolzen, der den Kolbenbolzen an einer Rückstellung hindert. Nach der Abkühlung des Zylinders wird der Bolzen wieder freigegeben und der Zylinder wieder mit höherer Verdichtung betrieben.

Als weiterer Punkt muss die Energie betrachtet werden, die während des Umschaltens für das Drehmoment verloren geht und in anderer Form auftritt. Dazu wurden für eine Abschätzung die Indizierungsdaten eines Zyklus mit 110 bar Spitzendruck [Abteilung DAM, 2011] in ein p-V-Diagramm in Microsoft Excel eingetragen und eine Schaltung bei 90 bar simuliert. Da die Energie durch die eingespritzte Kraftstoffmenge und den dazu gehörigem Heizwert bestimmt wird, kann für die Energiebetrachtung bei einer Schaltung bei irregulärer Verbrennung auch eine normale Verbrennung herangezogen werden. Wird eine Umschaltung innerhalb von  $5^\circ$  KW angenommen ergibt sich eine Kurve nach Abbildung 46 in Blau dargestellt im Vergleich zur Kurve in Rot ohne Umschaltung.

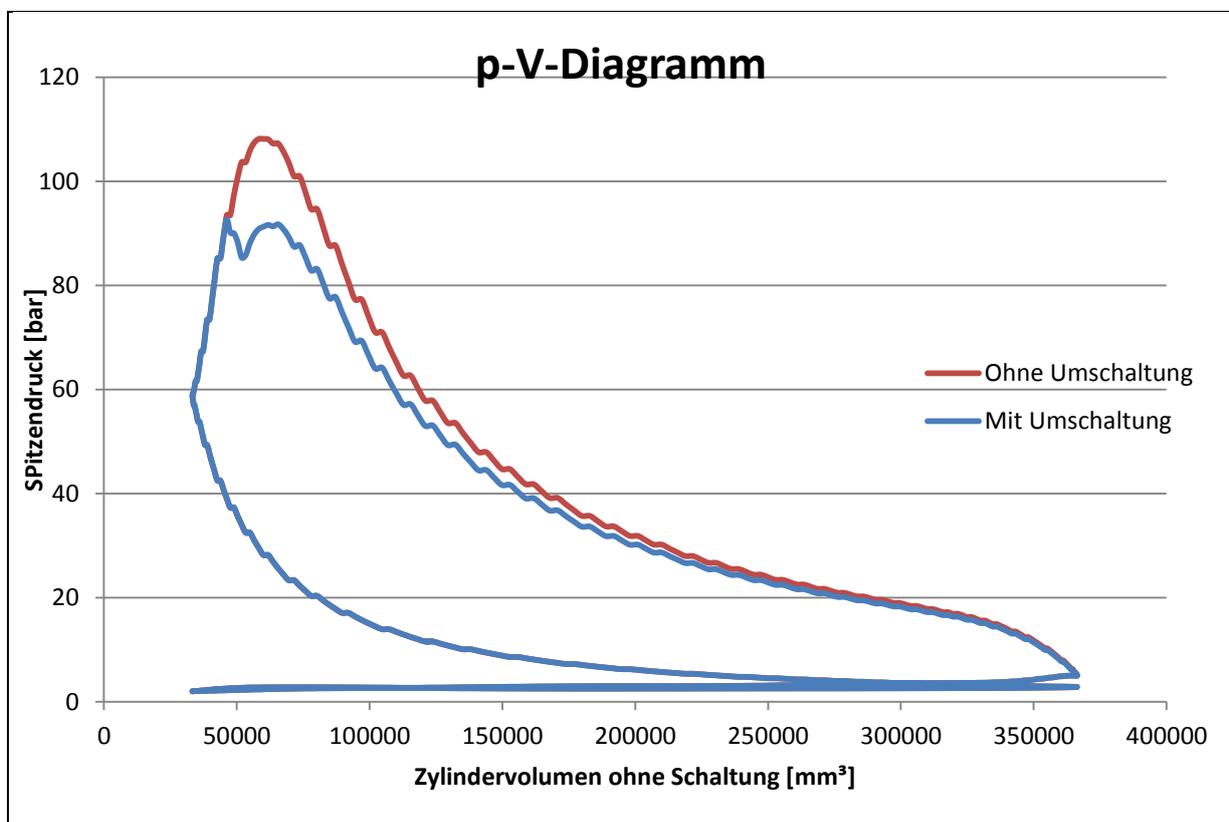


Abbildung 46: p-V-Diagramm mit und ohne Umschaltung

Hierbei wurde angenommen, dass die Umschaltung einer Parabel folgt, da der zurückgelegte Weg vom Quadrat der Zeit und somit vom Quadrat des Kurbelwinkels abhängig ist. Mit einer weiteren Annahme von:

$$p * V = const. \quad (6.2)$$

und

$$V_2 = V_1 + \Delta V_{schalt} \quad (6.3)$$

ergibt sich ein Druck  $p_2$  nach Umschalten von:

$$p_2 = p_1 * \frac{V_1}{V_1 + \Delta V_{schalt}} \quad (6.4)$$

Der Verlauf des neuen Druckes  $p_2$  erzeugt schließlich die oben gezeigte blaue Kurve. Die Differenz der beiden Kurven entspricht der Energie  $E_{schalt}$ , die in anderer Form abgeführt werden muss nach:

$$E_{schalt} = \sum (p_1 - p_2) * \Delta V \quad (6.5)$$

wobei für  $\Delta V$  die aktuelle Volumenänderung durch Drehung der Kurbelwelle bei einem ° Kurbelwinkel einzusetzen ist. In oben gezeigtem Fall bei angenommenen 3000 rpm entspricht die Fläche einer Energie von 116 Joule, was ungefähr der Erwärmung von 1 g Wasser um 28°C gleich kommt. Diese Energie kann als ungenützt angenommen werden, da selbst bei einer 100 prozentigen Speicherung in der Feder die Rückstellung lastfrei erfolgt und somit nur eine Verschiebung von Ladung bewirkt. Bei einer angenommenen Schaltwahrscheinlichkeit von maximal einer Schaltung pro 1000 Umdrehungen entspricht dies aber nur einem Verlust von 0,01% und ist zu vernachlässigen.

Die Umwandlung der Energie kann entweder in Federenergie, Verformungsenergie oder Reibungswärme erfolgen. Im Folgenden werden die drei Extrema betrachtet, wenn jeweils die anderen beiden Werte Null annehmen.

Soll die gesamte Energie, die beim Umschalten für das Drehmoment verloren geht, in einer Feder gespeichert werden, muss sie in potentielle Energie umgewandelt werden. Die Formel der potentiellen Energie einer Drehstabfeder ergibt sich zu:

$$E_{pot} = \frac{1}{2} * M_F * \varphi \quad (6.6)$$

Wobei  $\varphi$  die Verdrehung in rad bezeichnet und  $M_F$  dem Federmoment nach:

$$M_F = c_\varphi * \varphi \quad (6.7)$$

in N/rad entspricht. Wenn die oben berechnete Energie von 116 J bei gegebener Konstruktion und Verdrehung des Kolbenbolzens von 43° in der Feder gespeichert werden soll, muss sie eine Federsteifigkeit  $c_\varphi$  von 410 Nm/rad bzw. 7,2 Nm/° aufweisen. Ein Drehstab mit einer effektiven Länge von 60mm müsste dazu einen Durchmesser von 7,5 mm besitzen. Daraus resultiert eine Schubspannung von ~3750 N/mm<sup>2</sup>, welche von keinem geeigneten Material ertragen wird.

In der zweiten Betrachtung wird die Energiespeicherung der Feder und die Reibungswärme mit null angenommen und die reine Verformung des Steuerstiftes berechnet. Auch hier wird die Energie als potentielle Energie nach

$$E_{pot} = \frac{1}{2} * F_B * w \quad (6.8)$$

berechnet, wobei  $F$  die resultierende Kraft senkrecht auf den Steuerstift bezeichnet und  $w$  die Durchbiegung. Die maximale Durchbiegung berechnet sich für kurze Balken aus:

$$|w| = \frac{F_B * l_0^3}{3 * E * I_y} + \frac{\kappa * F_B * l_0}{G * A} \quad (6.9)$$

Hierbei ist  $\kappa$  der Korrekturfaktor zur Berücksichtigung der Durchbiegung zufolge einer Querkraft und kann für runde Querschnitte mit  $\kappa = 1,185$  angenommen werden. Setzt man für den Stiftdurchmesser 5 mm und für die biegbare Länge  $l_0$  5mm, ergibt sich eine Durchbiegung von 1,7 mm und eine benötigte Biegekraft von 135 kN. Diese Werte erzeugen eine Normalspannung  $\sigma$  von 86 kN/mm<sup>2</sup> und eine Schubspannung  $\tau$  von 10,8 kN/mm<sup>2</sup>, der Stift würde brechen.

Als letztes wird angenommen, dass die gesamte Energie in Reibungswärme umgewandelt wird und den Kolbenbolzen homogen erwärmt. Die zugeführte Wärmeenergie  $Q$  wird mit der umzuwandelnden Energie  $E_{schalt}$  von 116 J gleichgesetzt und beträgt:

$$Q = c * \Delta T \quad (6.10)$$

In dieser Formel steht  $c$  für die spezifische Wärmekapazität und beträgt für Eisen 0,452 kJ/(kg\*K). Wird die gesamte Reibungswärme vom Kolbenbolzen mit 0,147 kg aufgenommen, erwärmt sich dieser um 1,7°K.

In der Realität werden alle 3 Umwandlungsformen zusammenspielen, wobei versucht werden muss, den größten Teil durch Reibung umzuwandeln. Weiterführende

Betrachtungen sind nicht Teil dieser Arbeit und müssen berücksichtigt werden, wenn das Konzept weitergeführt werden soll.

## 7 Variable Verdichtung mit AGR zur Verbrauchsabsenkung

In diesem Kapitel wird eine weitere Auslegung des exzentrischen Kolbenbolzens betrachtet. Hierbei wird das System so ausgelegt, dass eine variable Verdichtung während des normalen Motorbetriebes realisiert werden kann.

### 7.1 Funktion

Wie bereits in Kapitel 4.3 gezeigt werden konnte, ergeben sich auch bei einer reinen zweistufigen Auslegung Verbrauchsvorteile in der unteren Teillast. Im Bereich von höheren Mitteldrücken muss jedoch auf Grund der Gefahr von Klopfen und irregulärer Verbrennung die Zündung immer weiter in Richtung spät verstellt werden bis die Vorteile der höheren Verdichtung durch den Nachteil des späteren Verbrennungsschwerpunktes aufgehoben werden. Ab dieser Schwelle muss der Motor mit einer niedrigeren Verdichtung betrieben werden. Abbildung 47 zeigt eine Verdichtungsschleife bei 2000 Umdrehungen und 10 bar Mitteldruck, bei der die oben beschriebene Schwelle bei  $\varepsilon = 11,8$  liegt.

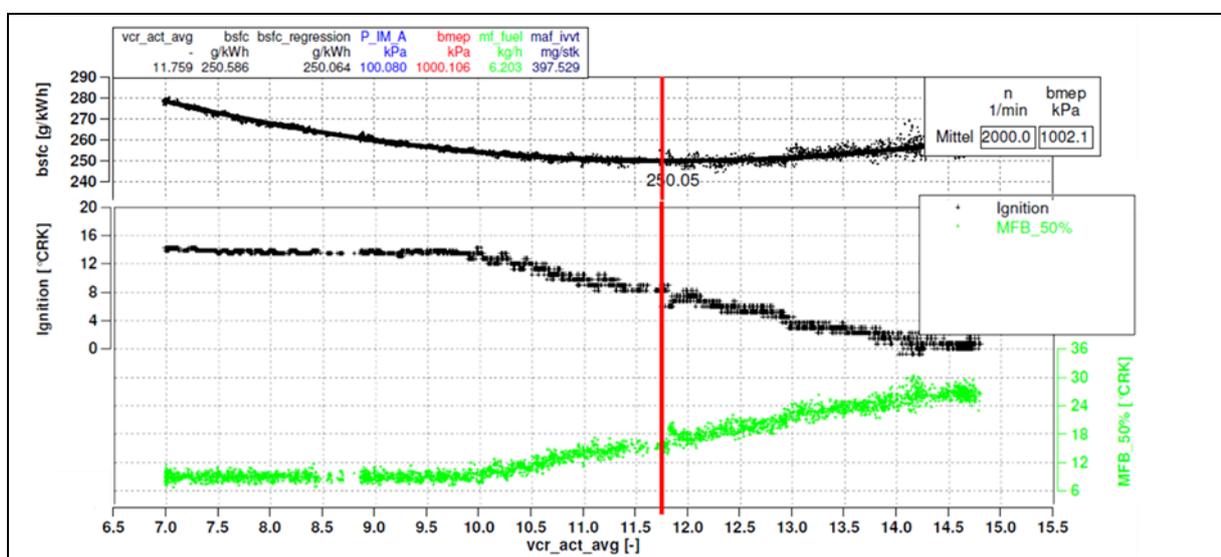


Abbildung 47: Verdichtungsänderung und Zündverstellung bei 1000 rpm und 10 bar Mitteldruck [Abteilung DGD, 2011a]

Da das konstruierte System nur zwei verschiedene Verdichtungen realisieren kann, wird derjenige Punkt als Schalterpunkt gewählt, bei dem der Verbrauch bei höherer Verdichtung höher ist, als bei der niedrigen Verdichtung. Nach diesen Überlegungen

ergibt sich die rote Schaltlinie in Abbildung 38 in Kapitel 5.2. Wird der eingestellte Spitzendruck erreicht, schaltet das System selbstständig auf die niedrigere Verdichtung und wird dort durch den Steuerstift gehalten. Die Umschaltung kann dabei langsamer als bei dem in Kapitel 6 vorgestellten System erfolgen, da hier nicht der Motorschutz, sondern der Verbrauchsvorteil im Vordergrund steht. Sinkt nach dem Vollastteil der Spitzendruck wieder für eine bestimmte Zeit unter den Steuerwert, gibt die Motorsteuerung den Bolzen wieder frei und das System schaltet wieder auf die hohe Verdichtung.

Die niedrige Verdichtung entspricht bei diesem System der Auslegung eines konventionellen aufgeladenen Ottomotors. Dadurch ergibt sich kein Verbrauchsnachteil wenn der Motor mit der niedrigeren Verdichtung betrieben wird und er erzielt Verbrauchsvorteile, sobald das System im Teillastbereich umschaltet. Aufgrund dieser Betrachtung sind die Verluste beim Umschalten irrelevant, da zumindest die Effizienz des Grundmotors erreicht wird. Die Frage nach der abzuführenden Energiemenge ergibt sich analog zu der Auslegung in Kapitel 6, wobei die Energiemenge in den meisten Fällen aufgrund des niedrigeren Schaltdrucks wesentlich geringer ausfallen wird.

## 7.2 Einfluss von AGR

Das in diesem Kapitel beschriebene System dient hauptsächlich zur Verbrauchsoptimierung und Wirkungsgradsteigerung. Deshalb ist es sinnvoll, noch weitere Maßnahmen zu ergreifen, um diesen Effekt zu erhöhen. Eine ausgereifte Lösung stellt die Abgasrückführung, kurz AGR, dar, mit deren Hilfe einige positive Effekte erzielt werden können. Der betrachtete Grundmotor für die Konstruktion des selbstschaltenden Kolbenbolzens verfügt bereits über eine interne Abgasrückführung und erreicht damit eine Senkung der NO<sub>x</sub>-Werte durch Herabsetzen der Verbrennungstemperatur und eine Wirkungsgradsteigerung durch Entdrosselung der Ansaugstrecke. Diese Entdrosselung bewirkt ähnlich wie die höhere Verdichtung eine Verbesserung in der Teillast, da bei gedrosselten Otto-Motoren in diesem Bereich die Drosselklappe starke Verwirbelungen und Strömungsverluste erzeugt. Bei direkt einspritzenden Ottomotoren wird jedoch auch in der Teillast nahezu ungedrosselt angesaugt und die AGR wird zur Schadstoffminimierung verwendet. Durch den Abgasanteil im Arbeitsgas kommt es auch zu einer Änderung dessen Isentropenexponentens  $\kappa$ , welcher nach (1.12) ebenfalls Einfluss auf den Wirkungsgrad hat.

Bei einem System mit variabler Verdichtung kann die AGR aber noch einen weiteren Vorteil bringen. Wird das Abgas nach der Entnahme gekühlt und wieder der Ansaugluft beigemischt, kann dadurch eine deutliche Senkung der Gemisch- und

Verbrennungstemperatur erreicht werden. Eine niedrigere Verbrennungstemperatur senkt nach dem Arrhenius-Ansatz nach (7.1) die Klopfwahrscheinlichkeit, da mit sinkender Temperatur die Zündverzugszeit  $\tau$  und damit die Zeit bis zur chemischen Explosion wächst [Pischinger, et al., 2009b S. 102].

$$\tau = A * p^{-n} * e^{B/T} \quad (7.1)$$

Nach einem phänomenologischem Ansatz tritt Selbstzündung und damit Klopfen ein, wenn

$$\int_{t=0}^{t_{sz}} \frac{dt}{\tau} = 1 \quad (7.2)$$

$\tau$  ist hier die Selbstzündungszeit des Endgases in Abhängigkeit von Druck und Temperatur,  $t$  die Zeit ab der Kompression des Endgases und  $t_{sz}$  steht für den Zeitpunkt der Selbstzündung [Pischinger, et al., 2009b S. 112].

Wie oben beschrieben ist die Gefahr für Klopfen und irreguläre Verbrennung ausschlaggebend für die Zündverstellung und den Verbrennungsschwerpunkt. Entfernen sich die Temperaturen von der Klopfgrenze, kann die Zündung wieder auf früh gestellt werden und der Verbrauch sinkt bei gleichbleibender Verdichtung. Bei einem zweistufigen System bedeutet das die Ausdehnung der Schaltgrenzen, da die höhere Verdichtung bei höheren Mitteldrücken betrieben werden kann. Diese Eigenschaft macht das System auch für Downsizing-Motoren interessant. Sollen die Schaltgrenzen gleichbleiben, kann mit Hilfe des gekühlten AGR die Verdichtung im Teillastbereich erhöht werden.

Um eine Abschätzung des Einflusses der Temperatursenkung auf eine mögliche Verdichtungs- bzw. Druckänderung zu erhalten, wurde ein Ansatz nach Douaud und Eyzat unter Berücksichtigung der Oktanzahl (OZ) gewählt [Douaud, et al., 1978]:

$$\tau = 0,01768 * \frac{OZ^{3,402}}{100} * \frac{1}{p^{1,7}} * e^{\frac{3800}{T}} \quad (7.3)$$

Wird die angenommene Temperatur der Verbrennung und damit des Endgases von 1000°C auf 900°C reduziert, kann der Spitzendruck von 60bar bis zu ~28% höher sein, ohne die Zündverzugszeit zu verringern. Das entspricht eine Verschiebung der Schaltgrenze auf 77 bar und damit 16 bar Mitteldruck nach vereinfachter Umrechnung der höheren Verdichtung nach Abbildung 38. Damit können selbst die Betriebspunkte des SUVs nach Downsizing in Kapitel 4.2 erfasst werden.

Interne Messungen der AVL zeigen, dass mit Hilfe von massivem AGR Einsatz bei 2000 Umdrehungen pro Minute und 8 bar Mitteldruck die Verdichtung auf 15 Einheiten erhöht und der Verbrauch um 14,6% gesenkt werden kann, vergleiche

dazu Abbildung 48. Im Gegensatz dazu konnten beim MCE-5 Motor in Kapitel 4 im gleichen Lastpunkt nur knapp 4,4% bei gleicher Basisverdichtung erreicht werden. Die optimale Verdichtung betrug  $\varepsilon = 13$ , die Differenz zum orangenen Balken in unten gezeigter Abbildung bei  $\varepsilon = 12$  resultiert aus dem späten Verbrennungsschwerpunkt bei 18°KW durch das Fehlen von gekühltem AGR.

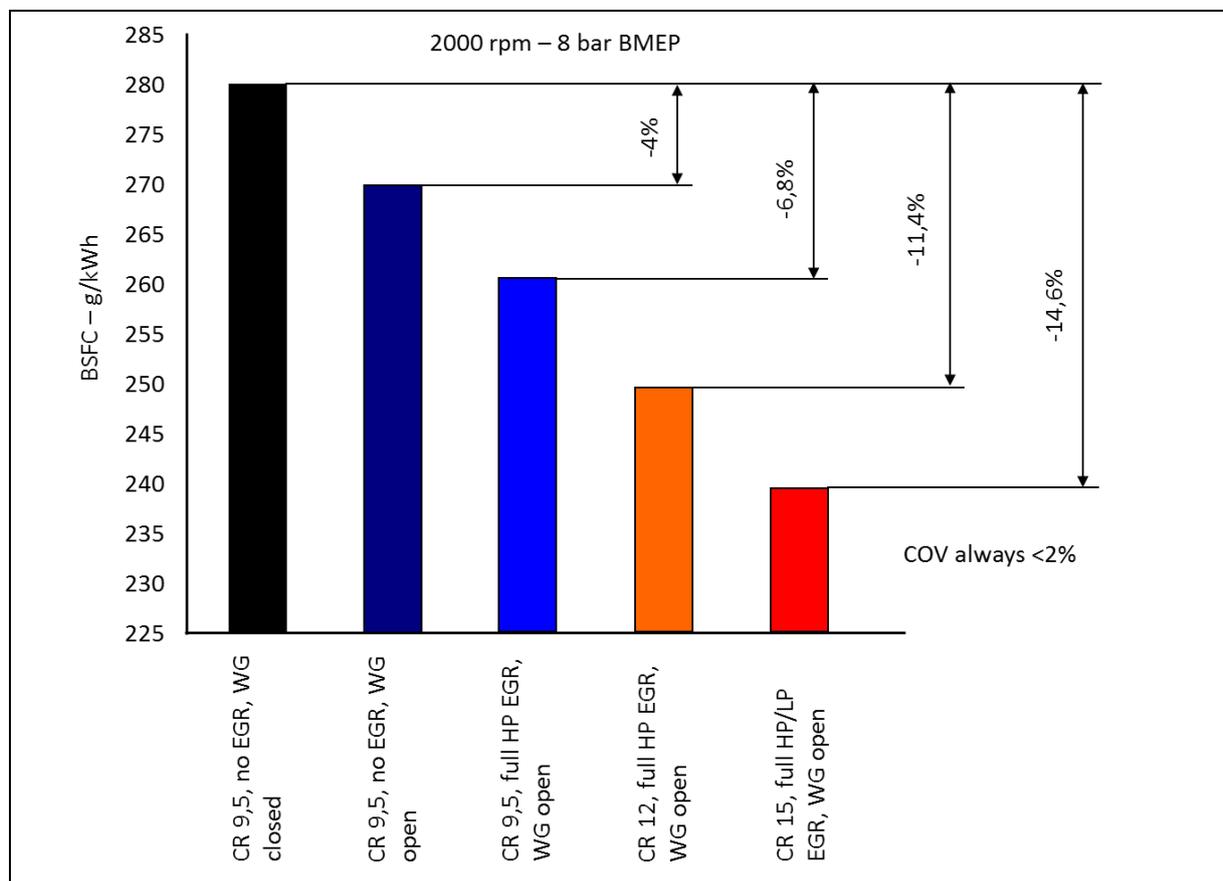


Abbildung 48: Einfluss von AGR auf Verdichtung und Verbrauch [Abteilung DGD, 2011c]

Das Abgas wird über eine sich einstellende Druckdifferenz zwischen Auslass- und Einlassseite ohne Pumpen zurückgeführt. Aus den in Kapitel 4.2 gezeigten Diagrammen geht hervor, dass die betrachteten Fahrzeuge im NEFZ hauptsächlich im Bereich von 1000 bis 2000 Umdrehungen und zwischen 2 und 10 bar Mitteldruck betrieben werden. Aus diesem Grund wird eine Abgasrückführung besonders in diesem Bereich benötigt. Messungen der Abteilung DGD [2011c] zeigten jedoch, dass die benötigte Druckdifferenz in oben definiertem Bereich praktisch nicht vorhanden ist. Abbildung 49 zeigt die verfügbare Druckdifferenz für Niederdruck-AGR, bei welcher das Abgas nach der Turbine entnommen und gekühlt wird.

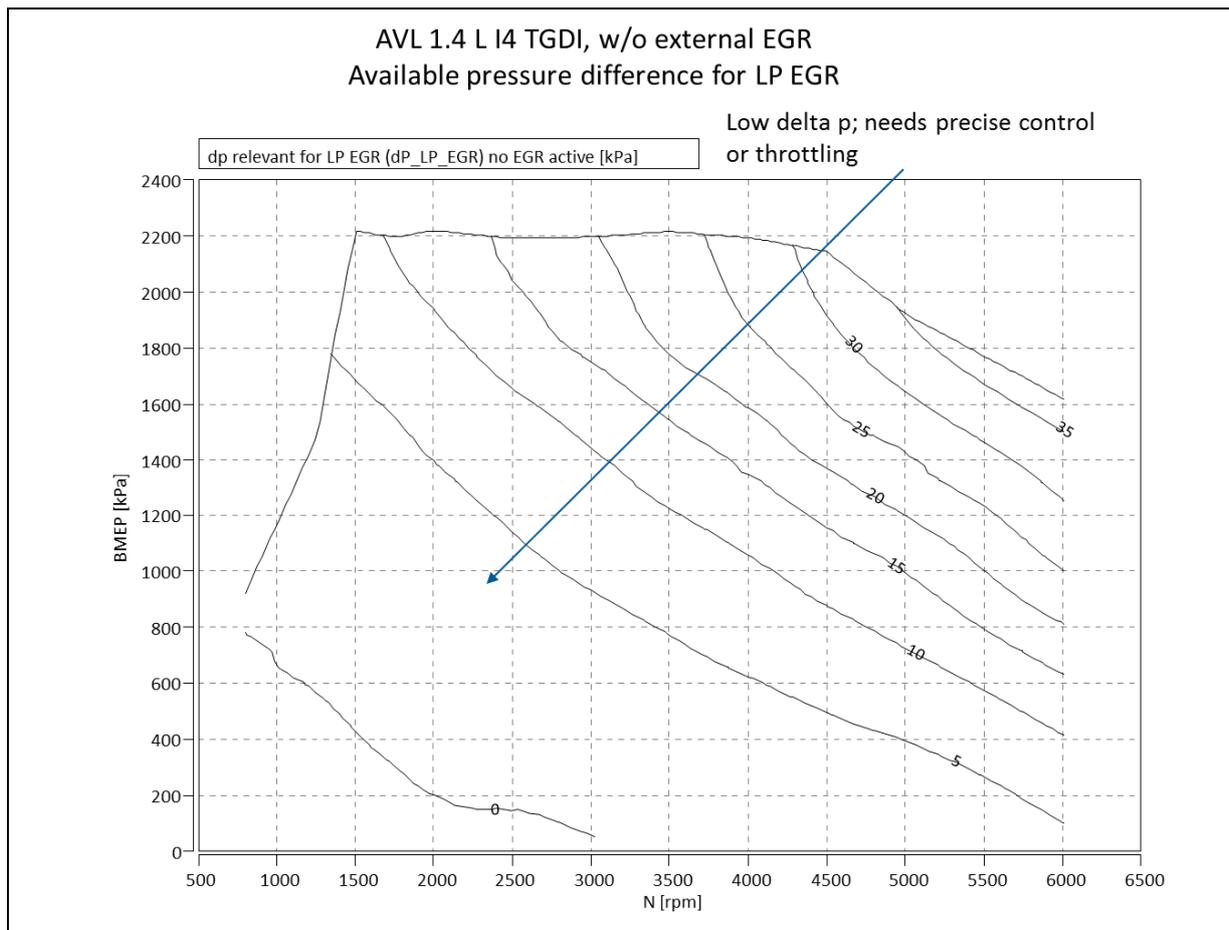


Abbildung 49: verfügbare Druckdifferenz für Niederdruck(LP)-AGR [Abteilung DGD, 2011c]

Eine Hochdruck-Abgasrückführung kann Abhilfe schaffen, wenn die Mitteldrücke nicht zu hoch sind. Hierbei wird das Abgas vor der Turbine entnommen und unmittelbar vor den Einlasskanälen wieder zurückgeführt. Dieses System bietet im niederen Teillastbereich eine genügend große Druckdifferenz, versagt aber bei höheren Lasten, siehe Abbildung 50.

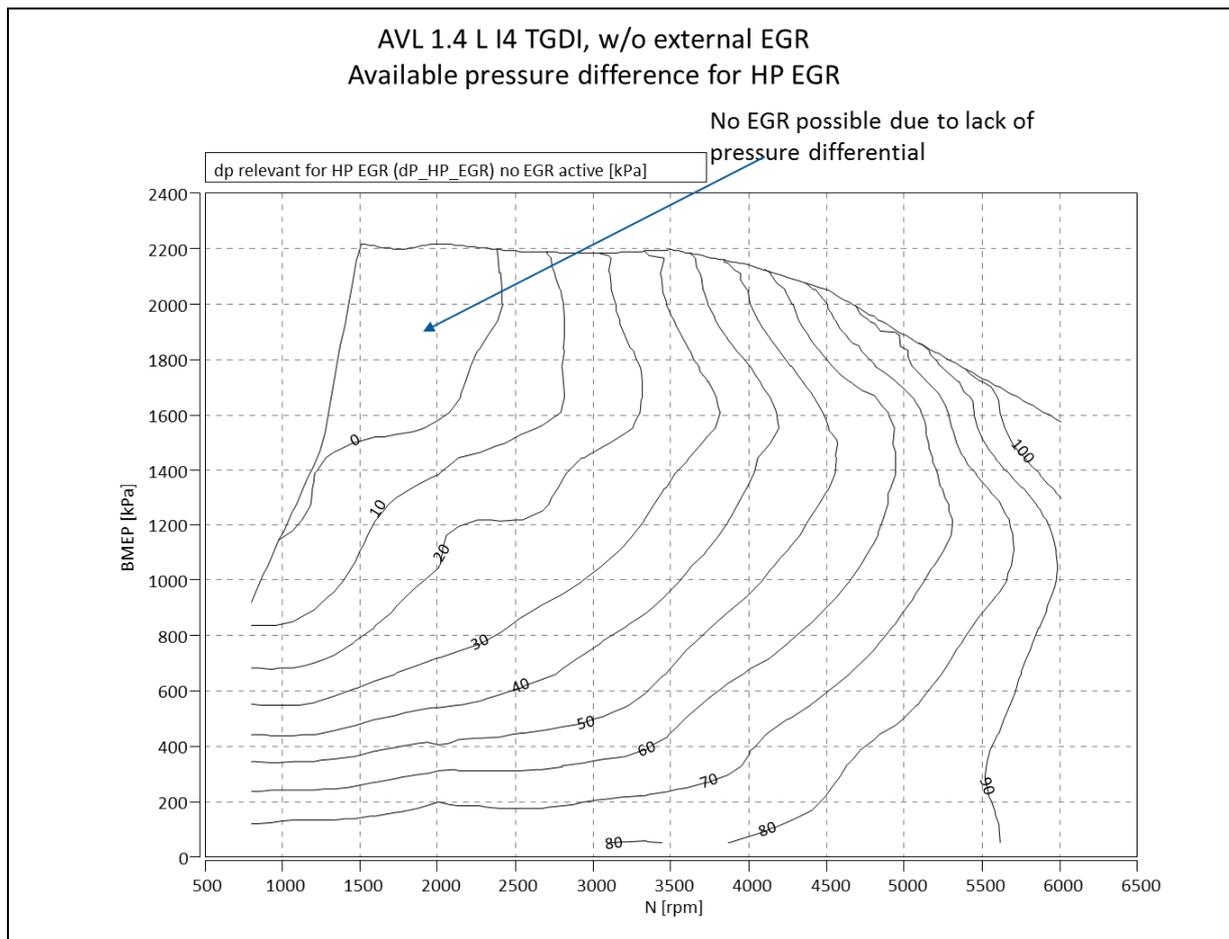


Abbildung 50: verfügbare Druckdifferenz für Hochdruck(HP)-AGR [Abteilung DGD, 2011c]

Wie oben beschrieben, können Motoren nach einem Downsizing mit Hilfe von gekühltem AGR ebenfalls ein System mit variabler Verdichtung nutzen. Dabei muss jedoch zuerst das Problem der Abgasrückführung bei hohen Mitteldrücken gelöst werden. Dies wird die Aufgabe von verschiedenen Unternehmen in den nächsten Jahren sein, auf der Suche nach immer effizienteren Systemen.

## 8 Herausforderungen der mechanischen Auslegung

Es konnte gezeigt werden, dass eine zweistufige variable Verdichtung in beiden Varianten Potential für eine zukünftige Entwicklung besitzt. Damit das in Kapitel 5 konstruierte System Chancen auf eine Fertigung besitzt, müssen eine Vielzahl an Herausforderungen bewältigt werden. Einige davon sind im Folgenden kurz angeschnitten.

### 8.1 Rückstellfeder

Aus Baugründen wurde ein Drehstab als Rückstellfeder gewählt. Nach den Abschätzungen in Kapitel 6 eignet sich dieser Stab jedoch nicht zur Aufnahme der Schaltenergie und dient lediglich zur Rückstellung nach Freigabe des Kolbenbolzens. Dabei stellt besonders die große Verdrillung von  $43^\circ$  ein Problem dar, welche nur durch besondere Werkstoffe oder sehr kleine Durchmesser realisiert werden kann. Ein kleiner Durchmesser verringert jedoch das Rückstellmoment und erschwert damit die Umschaltung des Systems. In den ersten Abschätzungen wurde deshalb 100Cr6, ein teurer Lagerstahl, als Material gewählt, womit immerhin ein Rückstellmoment von 2Nm errechnet wurde. Für eine Serienfertigung wird die Zeitfestigkeit der Feder und die Materialkosten eine Rolle spielen; hier gilt es alternative Konzepte zu betrachten. Des Weiteren gilt es die Eigenfrequenz der Feder zu berechnen um ein Schwingen im Kolbenbolzen und damit resultierende Biegekräfte zu vermeiden. Für eine erste Konstruktion kann der Drehstab in Zylinderachsrichtung mit einem elastischen Element zur Dämpfung gelagert werden.

### 8.2 Lagerung

Nach dem Entschluss, den Kolbenbolzen mit einer Wälzlagerung zu versehen, wurden zunächst Kataloglager der Firma INA untersucht. Die hohe statische Belastung und der beschränkte Bauraum bei hohen Temperaturen führten in Folge der Arbeit zu einer vollnadeligen Lagerung. Nur diese war rechnerisch für die schnelle Schaltung und statische Lasten bis zu 20kN bei der gegebenen Baugröße geeignet. Bei einer Weiterentwicklung ist es nötig, zusammen mit dem Lagerhersteller diesen speziellen Einsatzfall zu simulieren. Die Flächenpressung und die einseitige Belastung und Verformung durch seltenes Umschalten wird hier voraussichtlich im Vordergrund stehen.

### 8.3 Magnetische Schaltung

Eine berührungslose Schaltung des Kolbenbolzens wurde bereits in der Konzeptphase angestrebt, da andere Systeme, die zum Beispiel von unten in den Kolben fahren, aufwendiger und störanfälliger sind. Bei einer magnetischen Schaltung gibt es jedoch einige Herausforderungen zu meistern. So darf der Zylinder Liner im Bereich der Spule nicht ferromagnetisch sein und der Permanentmagnet am Steuerstift muss Temperatur und die Verbrennungsstöße überstehen. Da auch das Kurbelgehäuse die Feldlinien beeinflusst, kann ohne weiteres keine genaue Aussage über die Funktionssicherheit getroffen werden. Die Größe der Spule ist nach Abschätzungen des Instituts für Grundlagen und Theorie der Elektrotechnik [Preis, 2011] gewählt, jedoch wurden keine Simulationen oder Berechnungen durchgeführt. In weitere Folge muss die Schaltbarkeit numerisch überprüft und eine Lösung für die Zylinderbuchse gefunden werden. Sie kann zum Beispiel zweiteilig ausgeführt werden, wobei der ferromagnetische Teil mitgegossen und der zweite Teil von unten eingeschraubt wird. Auch andere berührungslose Systeme gilt es zu untersuchen, zum Beispiel eine Schaltung mit Hilfe der Ölspritzdüsen.

### 8.4 Schaltung

Der Schaltdruck des Systems wird mit Hilfe eines Schaltstiftes und einer Feder definiert. Wird ein bestimmter Druck erreicht, schaltet das System auf eine niedrige Verdichtung. Hierbei gilt es zu berechnen, wie sich die Abnutzung auf den Schaltzeitpunkt auswirkt. Dafür müssen Annahmen zur Schalhäufigkeit getroffen werden, sowie zu den Umgebungseinflüssen. Auch die Ausdehnung des Kolbenbolzens in Folge einer Temperaturerhöhung muss berücksichtigt werden. Blockiert das System durch die starke Ausdehnung, kann es bei hoher Verdichtung zu starkem Klopfen und einer hohen Anzahl an irregulären Verbrennungen kommen. Es ist deshalb äußerst wichtig, die Schaltung jederzeit zu gewährleisten, was die Aufgabe von Simulation aller Art sein wird.

## 9 Zusammenfassung und Ausblick

Nachdem in der Theorie der Einfluss der Verdichtung auf den Wirkungsgrad hergeleitet wurde, konnten in der Patentrecherche verschiedene Konzepte zur Verdichtungsänderung vorgestellt werden. Anschließend erfolgte eine umfangreiche Bewertung hinsichtlich verschiedener Aspekte wie Verstellbarkeit, Kosten und Aufwand wobei hier kein System auf ganzer Linie überzeugen konnte. Das Konzept des selbstschaltenden Kolbenbolzens verbesserte die Nachteile der Schaltbarkeit und Nachrüstbarkeit bei den zweistufigen Systemen und konnte sich so gegen die anderen Patente durchsetzen.

Mit Hilfe umfangreicher Messdaten eines Versuchsmotors mit vollvariabler Verdichtung, konnte der Wirkungsgradvorteil durch höhere Verdichtung auch in der Praxis demonstriert werden. Durch anschauliche Kennfelder wurden die Verbrauchsvorteile im Teillastbereich sichtbar gemacht und mit den theoretischen Einsparungen verglichen. Dabei ließ sich ein grundsätzlicher Zusammenhang zwischen den theoretischen und praktischen Einsparungen mit einer Differenz von drei Prozent feststellen. Zur Abschätzung realer Verbrauchseinsparungen wurden die mittels Programm berechneten Betriebspunkte von zwei Fahrzeugen in die Einsparungsdiagramme eingetragen. Es gilt, je höher der Teillastanteil, desto größer das Einsparungspotential. Ein Vergleich zwischen zweistufiger und vollvariabler Verstellung zeigte das Potential des selbstschaltenden Kolbenbolzens in Bezug auf CO<sub>2</sub>-Strafsteuer auf. Bei dem betrachteten Motor kann in einem weiten Kennfeldbereich bis zu 4% eingespart werden.

Basierend auf einer Vielzahl von Annahmen wurde dann ein Konzept mit exzentrischem Kolbenbolzen konstruiert und die verschiedenen Schalldrücke für die beiden Auslegungen hergeleitet. Als Grundlage diente eine Umschaltung der Verdichtung von 9,5 auf 12 bei einem aufgeladenen 1,2l-3Zylinder Motor. Wird das System als Motorschutz genutzt, kann ein Aufschaukeln der irregulären Verbrennungen verhindert werden, ohne dass der Fahrer wie bei konventionellen Systemen einen Drehmomentenverlust spürt. Des Weiteren wurden theoretische Betrachtungen zur Energieumwandlung getätigt.

Bei der zweiten Verwendungsart als verbrauchseinsparendes Mittel konnte der Einfluss von Abgasrückführung auf die Umschaltgrenze demonstriert werden. Dadurch wird das System auch für hubraumschwache Motoren, die bei höheren Lasten betrieben werden, wieder interessant. In dem vorgestellten Beispiel ergab sich eine Ausdehnung der Schaltgrenze von 10 auf 16 bar Mitteldruck.

Der nächste Schritt dieses vielversprechenden Konzeptes wird ein Prototyp sein, der nach umfangreichen Simulationen und Berechnungen die mechanischen Herausforderungen meistert. Dabei spielen besonders die Lagerlebensdauer und die Rückschaltung des Bolzens eine wichtige Rolle. Die Nutzung des Systems als Motorschutz erfordert in weiterer Folge eine Integrierung in die Motorelektronik auf Basis eines Algorithmus, welcher die Rückschaltung regelt. Zusammen mit einem Timer, der die Ereignisse pro Stunde zählt, kann die Steuerung den Zeitpunkt der Rückschaltung auf eine hohe Verdichtung berechnen. Wird der Motor lange Zeit in der Vollast betrieben, kann über einen längeren Zeitraum mit niedriger Verdichtung gefahren werden. Erst wenn in dieser Einstellung eine irreguläre Verbrennung auftritt, müssen der Kraftstoff ab- und die MIL eingeschaltet werden. Dadurch erhält der Kunde seltener eine Fehlermeldung.

Wird in Anbetracht der CO<sub>2</sub>-Strafsteuer die Verbrauchseinsparung in den Vordergrund gestellt, muss die Aufmerksamkeit auf ein gut funktionierendes AGR System gelegt werden. Dabei gilt es Strukturen zu finden, die im niedrigen Drehzahlbereich eine genügend hohe Druckdifferenz realisieren, um so den Abgaseintrag zu maximieren. Sind alle Punkte gemeistert, stellt dieses Konzept einen weiteren Schritt in Richtung hocheffizienten Ottomotor und Verringerung der CO<sub>2</sub>-Emissionen dar.

## Quellenverzeichnis

**Abteilung DAM. 2011.** *BOOST Berechnung eines 1,6 l GDI Motors.* [Dokument] Graz : AVL, 2011.

**Abteilung DGD. 2011c.** *allgemeine Motor und AGR-Daten.* [Dokumente] Graz : AVL, 2011c.

— **2011a.** *Daten der MCE-5 Messung.* [Dokumente] Graz : AVL, 2011a.

— **2011b.** *NEDC\_FC\_Calculation.* [Dokument] Graz : AVL, 2011b.

**Caterpillar Inc., Peoria, Ill., US. 2006.** *Mechanismus für ein variables Kompressionsverhältnis mit exzentrischer Kurbelwellenanordnung. DE 10 2005 040 327 A1 01. 06 2006.*

**Douaud, André und Eyzat, Pierre. 1978.** *Four-Octane-Number Method for Predicting the Anti-Knock Behavior of Fuels and Engines.* 1978. SAE Technical Paper 780080.

**FEV GmbH, 52078 Aachen, DE. 2004.** *Kolbenmaschine mit einem jeweils am Kurbelzapfen angeordneten Stellmittel zur Veränderung des Verdichtungsverhältnisses im Betrieb. DE 102 43 023 A1 25. 03 2004.*

**GM Global Technology Operations, Inc., Detroit, Mich., US. 2010.** *Einrichtung zum Verändern des Verdichtungsverhältnisses von Kolbenmaschinen, insbesondere Hubkolbenbrennkraftmaschinen. DE 101 35 127 B4 22. 07 2010.*

**Golloch, Rainer. 2005.** *Downsizing bei Verbrennungsmotoren: Ein wirkungsvolles Konzept zur Kraftstoffverbrauchssenkung.* Berlin : Springer Verlag, 2005. ISBN: 978-3540238836.

**Kehn, Uwe. 2007.** *Variables Epsilon - Mittel zur Wirkungsgradsteigerung bei hochaufgeladenen Ottomotoren.* 2007.

**Nissan Motor Co., Ltd., Yokohama, Kanagawa, JP. 2007.** *Brennkraftmaschine mit variablem Verdichtungsverhältnis. DE 601 25 431 T2 12. 04 2007.*

**Pischinger, Rudolf / Klell, Manfred und Sams, Theodor. 2009b.** *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine.* Wien : Springer Verlag, 2009b. ISBN: 978-3211992760.

**Pischinger, Stefan / Wittek, Karsten und Tiemann, Christof. 2009a.** *Zweistufiges variables Verdichtungsverhältnis durch exzentrische Kolbenbolzenlagerung. MTZ. 2009a, 02.*

**Porsche Austria GmbH & Co OG. 2011.** Home - Porsche Austria Gesellschaft m. b. H. & Co OG. [Online] 2011. [Zitat vom: 12. Januar 2012.] [http://www.porsche.at/html/de/docs/katalog\\_cayenne.pdf](http://www.porsche.at/html/de/docs/katalog_cayenne.pdf).

**Preis, Kurt. 2011.** *Besprechung*. Institut für Grundlagen und Theorie der Elektrotechnik, Graz, 21. Dezember 2011.

**Rabhi, Vianney. 2007.** *Motor mit veränderbarem Hubraum*. DE 602 17 494 T2 15. 11 2007.

**Schmidt, Martin. 1988.** *Brennkraftmaschine mit variablem Brennraum-Volumen und Ventil-Öffnungshub*. DE 36 39 850 A1 Deutschland, 26. 05 1988.

**Transport&Environment. 2008.** transportenvironment.org. [Online] 03. März 2008. [Zitat vom: 10. Januar 2012.] <http://www.transportenvironment.org/News/2008/3/Europe-must-back-long-term-car-CO2-standards-and-strict-penalties/>.

**Umweltbundesamt. 2008.** Umweltbundesamt.org. [Online] 2008. [Zitat vom: 10. Januar 2012.] [http://www.umweltbundesamt.at/umweltsituation/verkehr/fahrzeugtechnik/pkw/co2\\_pkw\\_2008/](http://www.umweltbundesamt.at/umweltsituation/verkehr/fahrzeugtechnik/pkw/co2_pkw_2008/).

**Volkswagen. 2011.** Volkswagen Österreich. [Online] 2011. [Zitat vom: 12. Januar 2012.] [http://www.volkswagen.at/media/Kwc\\_Basic\\_DownloadTag\\_Component/349-2148-downloads-3363-downloadTag/default/2ddf4ee4c507531ab97fab509b701d17/1326186959/passat\\_preisliste.pdf](http://www.volkswagen.at/media/Kwc_Basic_DownloadTag_Component/349-2148-downloads-3363-downloadTag/default/2ddf4ee4c507531ab97fab509b701d17/1326186959/passat_preisliste.pdf).

## Eidesstattliche Erklärung

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

Graz, am .....

(Unterschrift)

## Statutory Declaration

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources / resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

Graz, the .....

(signature)