



TECHNISCHE UNIVERSITÄT WIEN

DIPLOMARBEIT

**Thermodynamische Wirkungsgrad-Verlustanalyse eines
turboaufgeladenen Ottomotors**

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines
Diplom-Ingenieurs unter der Leitung von

Univ. Prof. Dr. techn. Bernhard Geringer

und

Associate Prof. Dipl. -Ing. Dr. techn. Peter Hofmann

Projektass. Dr. techn. MSc Johannes Konrad

E315

Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik

eingereicht an der Technischen Universität Wien

Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Viktor Bobrovnikov, BSc

Aufgabenstellung für die Diplomarbeit

Herrn Viktor Bobrovnikov, Matrikelnummer: 01226355, wird folgende Aufgabe gestellt:

„Thermodynamische Wirkungsgrad-Verlustanalyse eines turboaufgeladenen Ottomotors“

Am IFA soll im Rahmen des Forschungsprojekts Otto45 der Wirkungsgrad eines aufgeladenen PKW-Ottomotors durch Maßnahmen wie Miller-Brennverfahren, Wassereinspritzung, Verdichtungsanhebung und Kraftstoffreformierung in Richtung 45 % gesteigert werden. Hierbei müssen die gesetzlichen Bestimmungen hinsichtlich aller reglementierten Abgasemissionskomponenten weiterhin eingehalten werden.

Die bereits durchgeführten Untersuchungen können im Rahmen einer Diplomarbeit erweitert werden. Hierbei ist vom aufgeladenen 4-Zylinder Ottomotor ein Multizylindermotormodell mit Turbolader in der Simulationsumgebung GT-Power abzuleiten. Die Abstimmung des Simulationsmodells auf die Prüfstandsmessungen hat für ausgewählte Betriebspunkte mittels bereitgestellten Messdaten zu erfolgen. Wirkungsgradanalysen sind für Betriebskonfigurationen (mit/ohne Abgasrückführung, mit/ohne Wassereinspritzung, evtl. und mit/ohne Abgasreformer) sowie voraussichtlich definierte Motorkonfigurationen (Variation von Verdichtungsverhältnis) durchzuführen. Die Ergebnisse sind u.a. mittels Verlustanalysen zu bewerten, zu vergleichen und zu dokumentieren.

Die Tätigkeit umfasst:

- Einarbeiten in das Arbeitsgebiet und das Softwarepaket GT-Power
- Prüfung der vorhandenen Datengrundlagen und evtl. zusätzliche Datenerfassung u.a. am Prüfstand
- Aufbau des Motormodells im Softwarepaket GT-Power
- Abstimmung des turboaufgeladenen Motormodells auf Prüfstandsmessungen
- Verlustanalyse, Bewertung und Vergleich
- Abfassen einer Diplomarbeit sowie Dokumentation der Tätigkeiten

Das Simulationsmodell, die erzeugten Daten, ein gedrucktes Exemplar und eine Version der Diplomarbeit auf Datenträger sind am Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik der Technischen Universität Wien abzugeben.

Die Ergebnisse der Arbeit sind vertraulich zu behandeln und dürfen nur mit schriftlicher Genehmigung des Institutsvorstandes weitergegeben bzw. veröffentlicht werden.

Einverstanden:



Viktor Bobrovnikov

Betreuer am Institut:

Assoc. Prof. Dr. Peter Hofmann

Betreuender Assistent

Dr. Johannes Konrad

Institutsvorstand

Prof. Dr. Bernhard Geringer

Eidesstattliche Erklärung

Ich habe zur Kenntnis genommen, dass ich zur Drucklegung meiner Arbeit unter der Bezeichnung

„Thermodynamische Wirkungsgrad-Verlustanalyse eines turboaufgeladenen Ottomotors“

nur mit Bewilligung der Prüfungskommission berechtigt bin. Ich erkläre weiters an Eides statt, dass ich meine Diplomarbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Arbeiten selbständig ausgeführt habe und alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur genannt habe.

Weiters erkläre ich, dass ich dieses Diplomarbeitsthema bisher weder im In- noch im Ausland (einer Beurteilerin / einem Beurteiler zur Begutachtung) in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt habe und dass diese Arbeit mit der vom Begutachter beurteilten Arbeit übereinstimmt.

Wien, am

Name

Sperrvermerk:

Ich weise darauf hin, dass die Diplomarbeit vertrauliche Informationen und unternehmensinterne Daten beinhaltet. Daher ist eine Veröffentlichung oder Weitergabe von Inhalten an Dritte ohne die vorherige Einverständniserklärung des Institutes für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik nicht gestattet.

Inhaltsverzeichnis

Aufgabenstellung für die Diplomarbeit.....	2
Kurzfassung.....	iii
Abstract	iv
Nomenklatur	v
Abkürzungsverzeichnis.....	v
Chemische Verbindungen	vi
Formelzeichen	vii
1 Einleitung.....	1
2 Theoretische Grundlagen	3
2.1 Verlustteilung beim Verbrennungsmotor	3
2.1.1 Der vollkommene Motor	4
2.1.2 Effektiver Wirkungsgrad	5
2.1.3 Mitteldruck.....	5
2.1.4 Verluste durch tatsächliche Ladung.....	6
2.1.5 Verluste durch unvollständige Verbrennung	6
2.1.6 Verbrennungsverluste	7
2.1.7 Wandwärmeverluste.....	8
2.1.8 Ladungswechselverluste	9
2.1.9 Reibungsverluste	10
2.1.10 Leckageverluste	10
2.1.11 Einzelverlustaufteilung.....	10
2.2 Methoden zur Wirkungsgradsteigerung	11
2.2.1 Miller-Brennverfahren	11
2.2.2 Wassereinspritzung	13
2.2.3 Abgasrückführung	16
3. Methodik und Modellbeschreibung.....	19

3.1 Prüfstands Aufbau und Motorbeschreibung	19
3.2 Modellbildung und Simulation	20
3.2.1 Einzylinder-Motormodell und Three Pressure Analysis (TPA).....	21
3.2.2 Vierzylinder-Modellbildung	22
3.2.3 Untersuchungspunkte.....	24
3.3 Modelverifikation	25
3.3.1 Dynamik der Hoch- und Niederdruckindizierung	25
3.3.2 Vergleich der weiteren Simulationsergebnisse mit den Messungen.....	27
4. Ergebnisse der Simulation.....	30
4.1 Verlustanalyse	30
4.1.1 Untersuchungspunkte ohne AGR unter Variation der Wassereinspritzmenge	30
4.1.2 Untersuchungspunkte mit AGR unter Variation der Wassereinspritzmenge .	38
4.1.3 Vergleich der 2 Untersuchungspunkte mit 60 m%-Wasser-Kraftstoff- Verhältnis mit und ohne AGR.....	46
4.2 Effekte der eingesetzten Maßnahmen	52
4.3 Gelungene Maßnahmenkombinationen	52
5 Zusammenfassung und Ausblick.....	54
5.1 Zusammenfassung.....	54
5.2 Ausblick und Entwicklungsbedarf.....	55
Anhang	57
A1. Modell im GT-Power.....	57
A2. Dynamik der Hoch- und Niederdruckindizierungen	58
Literaturverzeichnis.....	63

Kurzfassung

An einem turboaufgeladenen Vierzylinder-Ottomotor wurde am Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik der Technischen Universität Wien im Rahmen eines Forschungsvorhabens der Betrieb eines Ottomotors mit Saugrohrwassereinspritzung und Niederdruck-Abgasrückführung realisiert.

Das Ziel dieser Arbeit ist die Darstellung einer thermodynamischen Wirkungsgradverlustanalyse für den Ottomotor, der bei verschiedenen Untersuchungspunkten betrieben wurde. Die Parametervariation wurde durch den Betrieb mit/ohne Abgasrückführung und mit/ohne Wassereinspritzung realisiert. Für eine thermodynamische Analyse wurde ein Vierzylinder-Motormodell im Programm GT-Power aufgebaut und der Motorbetrieb für alle Untersuchungspunkte simuliert.

Während der Modellierung wurden alle Leitungen beginnend mit dem Ansaugrohr bis zum Abgasrohr sowie der Turbolader und der Brennraum berücksichtigt, und genauso wie am Motorprüfstand dimensioniert. Die Modellierung entspricht somit dem Versuchsträger am Prüfstand und bietet gute Genauigkeit. Im Zuge der Modellerstellung wurde zuerst eine Druckanalyse an einem Einzylinder-Modell durchgeführt, damit die gewonnene Druckverläufe für Vierzylinder-Modell wie bei dem realen Motor ablaufen. Für die Simulation mit der Wassereinspritzung wurden zusätzliche Wasserinjektoren in den Saugrohren eingebaut. Die Abgasrückführung wurde mittels implementierter Elementen realisiert.

Die durchgeführte Analyse hat gezeigt, dass die Verlustteilung im Vergleich zum Basismotor geändert wurde. Die Wassereinspritzung und die Abgasrückführung dienen hauptsächlich dazu, dass die Verdichtungsendtemperatur reduziert wird und damit der Verbrennungsschwerpunkt zu den früheren Zeitpunkten verschoben werden kann, ohne eine Erhöhung der Klopfneigung. Dementsprechend wurden die Verluste durch den Verbrennungsschwerpunkt und unvollständige Verbrennung reduziert. Gleichzeitig wurden die Wandwärmeverluste, Ladungswechselverluste und die Verluste durch den tatsächlichen Brennverlauf geringfügig erhöht.

Der indizierte Wirkungsgrad des Motors hat bei dem Untersuchungspunkt mit 10%-AGR und 60 m%-Wasser den größten Wert. Für eine weitere Wirkungsgradsteigerung können andere Systemarten von Wassereinspritzung und Abgasrückführung verwendet werden.

Abstract

This research project discusses the operation of a turbocharged four-cylinder spark ignition engine running with water injection and exhaust gas recirculation. The project was carried out at the Institute for Powertrains and Automotive Technology of the Vienna University of Technology.

The aim of this thesis is to present an efficiency loss analysis for a spark ignition engine running at different operating points. The parameter variation was realized by operating with / without exhaust gas recirculation and with / without water injection. For a thermodynamic analysis, a four-cylinder engine model was set up in the GT-Power program and engine operation was simulated for all operating points.

During the modeling phase, all pipelines starting with the intake manifold to the exhaust pipe as well as the turbocharger and the combustion chamber were considered and dimensioned in the same way as on the engine test bench. The modeling corresponds to the test vehicle on the test bench and offers a good accuracy. During modeling a pressure analysis was first carried out on a single-cylinder model, so that pressure curves for the four-cylinder model were equal to those in the real engine.

Additional water injectors were installed in the intake manifolds for the simulation with water injection. Exhaust gas recirculation was implemented using implemented elements.

The analysis carried out has shown that the engine's loss ratio changed in comparison with the base engine. The main purpose of the water injection and exhaust gas recirculation is to reduce the compression end temperature and thus to shift the focus of combustion to the earlier points in time without increasing the knocking tendency. The losses due to the center of combustion and incomplete combustion have been correspondingly reduced. At the same time, the wall heat losses, gas exchange losses and the losses due to the actual combustion process were slightly increased.

The indicated efficiency of the engine has the greatest value at the operating point with 10% EGR and 60 m% water. To further increase efficiency, other types of water injection and exhaust gas recirculation systems can be used.

Nomenklatur

Abkürzungsverzeichnis

AGR	Abgasrückführung
AÖ	Auslassventil öffnet
ES	Einlassventil schließt
HD-AGR	Hochdruck-Abgasrückführung
°KWnOT	Grad Kurbelwelle nach oberen Totpunkt
LLK	Ladeluftkühler
m%	Massenprozent
ND-AGR	Niederdruck-Abgasrückführung
OT	Oberer Totpunkt
PKW	Personenkraftwagen
ROZ	Research Oktanzahl
TSI	Turbocharged Stratified Injection
TPA	Three Pressure Analysis
VTG	Variable Turbine Geometry
VSP	Verbrennungsschwerpunkt
WKV	Wasser-Kraftstoff-Verhältnis

Chemische Verbindungen

CO Kohlenstoffmonoxid

CO₂ Kohlenstoffdioxid

H₂ Wasserstoffdioxid

HC Kohlenwasserstoff

O₂ Sauerstoffdioxid

NO_x Stickstoffoxide

Formelzeichen

q_u	Energieverlust durch unvollständige Verbrennung
$\Delta\eta_{RL}$	Verlust infolge tatsächlicher Ladung
$\Delta\eta_u$	Verlust durch unvollkommene Verbrennung
$\Delta\eta_{Verbr}$	Verbrennungsverluste
$\Delta\eta_w$	Wandwärmeverlust
$\Delta\eta_{Leck}$	Leckageverlust
$\Delta\eta_{\ddot{U}}$	Überstromverlust
$\Delta\eta_{LW}$	Ladungswechselperlust
$\Delta\eta_r$	Reibungsverlust
$\Delta\eta_m$	mechanischer Verlust
H_u	unterer Heizwert
M_v	Molmasse des Verbrennungsgases
η_e	effektiver Wirkungsgrad
η_{Vollk}	Wirkungsgrad des vollkommenen Motors
p_{aus}	Auslassdruck
p_{me}	effektiver Mitteldruck
p_{mi}	indizierter Mitteldruck
p_{mr}	Reibmitteldruck
p_{saug}	Saugdruck
v_i	Molanteil der Abgaskomponente i

1 Einleitung

Anforderungen an den ökologisch günstigen und rationalen Einsatz von Ressourcen zwingen PKW-Hersteller nach neuen Möglichkeiten für die Entwicklung der Automotoren zu suchen.

Die aktuellen Ottomotoren für PKW-Anwendungen haben einen Wirkungsgrad unter 45% [1,2] und die Hersteller sind bestrebt die Möglichkeiten zur Wirkungsgradsteigerung zugleich mit abnehmenden Abgasemissionen zu finden. Dafür gibt es eine Vielzahl von Varianten und einige davon mit ihren Kombinationen sollen im Rahmen dieser Arbeit auf Nutzbarkeit geprüft werden und die Potenziale zur Verbesserung festgestellt werden.

Eine sehr wichtige Rolle bei der Motoreffizienzuntersuchung spielt die thermodynamische Verlustanalyse, durch die das Verbesserungspotential und die Zweckmäßigkeit der eingesetzten Maßnahmen ersichtlich werden. Diese Analyse erlaubt es die verbrennungsmotorischen Verluste zu spezifizieren. Daraus können die notwendigen Maßnahmen bestätigt werden.

Um diese Analyse zu ermöglichen, wurde am Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik der Technischen Universität Wien an einem Vierzylinder-Ottomotor im Rahmen des Forschungsprojekts Otto45 der Wirkungsgrad eines aufgeladenen PKW-1,5L-96KW-TSI-Ottomotors durch Maßnahmen wie Miller-Brennverfahren, Wassereinspritzung und Abgasrückführung gesteigert. Die gesetzlichen Bestimmungen hinsichtlich aller reglementierten Abgasemissionskomponenten wurden weiterhin eingehalten.

Eine Methode zur Steigerung der Motoreffizienz, die im vorliegenden Motor schon integriert ist, ist das Miller-Brennverfahren.

Die zwei weiteren Maßnahmen zur Wirkungsgradsteigerung, die im Rahmen dieser Arbeit betrachtet werden, sind die Wassereinspritzung [3] und Abgasrückführung [4]. Die Nutzbarkeit dieser zwei voneinander unabhängigen Methoden ist wissenschaftlich bewiesen und es gilt zu überprüfen, welche Kombinationen die besten Ergebnisse zur Motorwirkungsgradsteigerung geben und wie sie zusammen mit dem Miller-Brennverfahren funktionieren.

Das Ziel dieser Arbeit ist die Erweiterung der bereits durchgeführten Untersuchungen. Mittels der Software GT-Power soll ein Multizylinder-Motormodell mit Turbolader

aufgebaut und für bestimmte Untersuchungspunkte simuliert werden. Im ersten Schritt soll das Simulationsmodell mit gemessenen Daten abgestimmt und verifiziert werden. Zuerst soll das für Einzylinder-Modell realisiert werden, um einen realen Zylinderbrennverlauf zu bekommen. Der gewonnene Zylinderbrennverlauf wird im Folgenden ins Vierzylinder-Modell eingefügt.

Für die Verlustanalyse werden 6 Untersuchungspunkte mit verschiedenen Parameterkombinationen gewählt:

- ohne Abgasrückführung und ohne, mit 40 m%, mit 60 m% Wassereinspritzung
- mit Abgasrückführung und ohne, mit 40 m%, mit 60 m% Wassereinspritzung.

Die Verlustanalyse wird mit Hilfe der Daten aus der im GT-Power-Programm durchgeführten Simulation gemacht.

2 Theoretische Grundlagen

In diesem Kapitel wird die Verlustteilung des Motors betrachtet, welche bei der anschließenden Verlustanalyse eine sehr große Bedeutung hat. Des Weiteren werden verschiedene Möglichkeiten der Motorwirkungsgradsteigerung vorgestellt.

2.1 Verlustteilung beim Verbrennungsmotor

Die Verlustteilung beim Verbrennungsmotor wird verwendet, um Wirkungsgradverluste quantifizieren zu können und ist dann von Interesse, wenn die Aufgabe darin besteht die Auswirkungen von Parameter-, Kraftstoff-, oder Konstruktionsänderungen zu analysieren [5].

Es gibt zwei unterschiedliche Methoden zur Verlustteilungsrechnung, die am meisten in der Praxis verwendet werden [6]:

1. die Energiebilanz und
2. die Verlustteilung ausgehend vom Wirkungsgrad des vollkommenen Motors.

Die Abbildung 2.1 zeigt den Unterschied in der Darstellung von Energiebilanz und Verlustteilung.

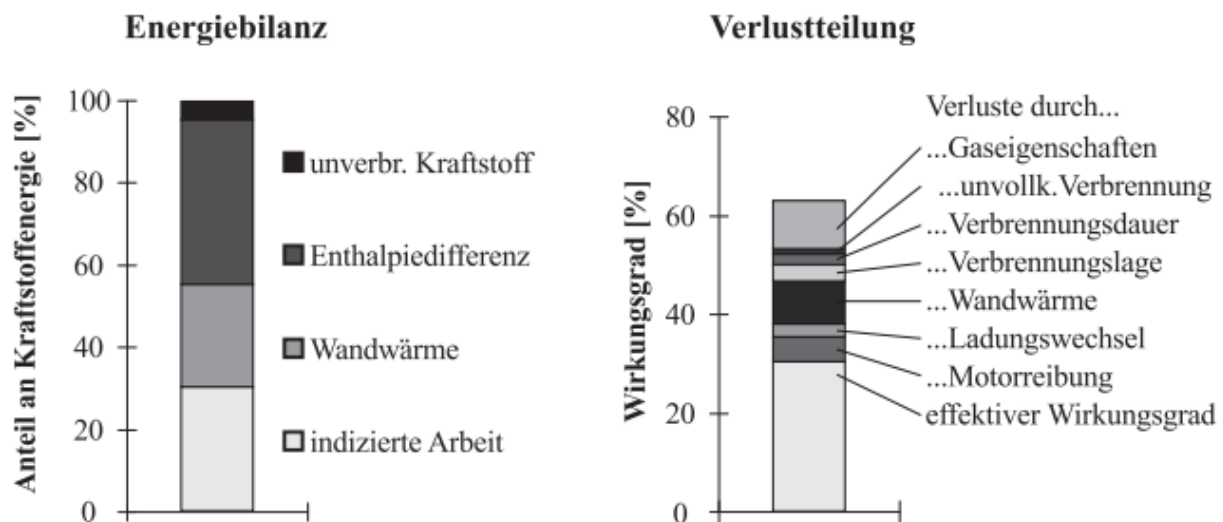


Abbildung 2.1 Unterschied zwischen Energiebilanz und Verlustteilung [6]

Des Weiteren wird die zweite Variante betrachtet und näher erläutert. Der Vorteil dieser Betrachtungsweise gegenüber der Energiebilanz besteht darin, dass sie Information darüber liefert, welche Einzelverluste verursacht werden und welche vermieden werden können. Bei der Verlustteilung wird zuerst der Wirkungsgrad des vollkommenen Motors

berechnet und weiter werden die jeweiligen Einzelverluste von diesem Wirkungsgrad abgezogen bis man den effektiven Wirkungsgrad bekommt.

2.1.1 Der vollkommene Motor

Nach [5] weist der vollkommene Motor mit gleicher Geometrie wie der reale Motor folgende Eigenschaften auf:

- reine Ladung (ohne Restgase)
- gleiches Luftverhältnis wie der wirkliche Motor
- vollständige Verbrennung
- Verbrennungsablauf nach vorgegebener Gesetzmäßigkeit
- wärmedichte Wandungen
- keine Strömungs- und Lässigkeitsverluste
- ohne Ladungswechsel arbeitend
- Berechnung mit idealen Gasen, jedoch mit temperaturabhängigen spezifischen Wärmekapazitäten

Man verwendet für die Darstellung der Einzelverluste den vereinfachten folgenden Zusammenhang [5]:

$$\eta_e = \eta_{\text{Vollk}} - \Delta\eta_{\text{RL}} - \Delta\eta_u - \Delta\eta_{\text{Verbr}} - \Delta\eta_w - \Delta\eta_{\text{Leck}} - \Delta\eta_{\text{Ü}} - \Delta\eta_{\text{LW}} - \Delta\eta_r \quad (2.1)$$

η_e effektiver Wirkungsgrad

η_{Vollk} Wirkungsgrad des vollkommenen Motors

$\Delta\eta_{\text{RL}}$ Verlust infolge tatsächlicher Ladung

$\Delta\eta_u$ Verlust durch unvollständige Verbrennung

$\Delta\eta_{\text{Verbr}}$ Verbrennungsverluste

$\Delta\eta_w$ Wandwärmeverlust

$\Delta\eta_{\text{Leck}}$ Leckageverlust

$\Delta\eta_{\text{Ü}}$ Überstromverlust (nur für Kammermotoren, wird hier vernachlässigt)

$\Delta\eta_{\text{LW}}$ Ladungswechselverlust

$\Delta\eta_r$ Reibungsverlust

2.1.2 Effektiver Wirkungsgrad

Der Wirkungsgrad ist das Verhältnis vom Nutzen zum Aufwand, die *Formel 2.1* vervollständigt dieses Verhältnis. Beim effektiven Motorwirkungsgrad η_e ist die effektiv gewonnene Arbeit W_e der Nutzen und die zugeführte Brennstoffenergie Q_b ist der Aufwand.

$$\eta_e = \frac{W_e}{Q_b} \quad (2.1)$$

Die *Formel 2.2* zeigt den Zusammenhang zwischen den indizierten und effektiven Wirkungsgraden, wobei η_m den mechanischen Wirkungsgrad entspricht, der als das Verhältnis von effektiven zu dem indizierten Mitteldruck definiert ist.

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad (2.2)$$

2.1.3 Mitteldruck

Die Arbeit W , die pro Arbeitsspiel abgegeben und auf den Hubvolumen V_h bezogen wird, heißt die spezifische Arbeit und wird in bar angegeben (*Formel 2.3*). Wegen dieser Einheit wird diese Arbeit auch als Mitteldruck p_m bezeichnet.

$$p_m = \frac{W}{V_h} \quad (2.3)$$

In der Motorentechnik gibt es verschiedene Varianten von Mitteldrücken, die hier kurz beschrieben werden [9]. Diese Größen sind wichtig, weil sie die Motorleistung und das Drehmoment bestimmen, welche eine große Rolle für die Motoreffizienz spielen.

Indizierter Mitteldruck p_{mi} : Die indizierte Arbeit für die Berechnung dieses Mitteldruckes errechnet sich als die Flächendifferenz zwischen der Hochdruckschleife und Ladungswechselschleife im p-V-Diagramm (*Formel 2.4*).

$$W_i = \oint p \cdot dV \quad (2.4)$$

Effektiver Mitteldruck p_{me} : In diesem Fall wird keine thermodynamische Integral des Zylinderdruckes verwendet, sondern die an der Kurbelwelle abgegebene effektive Arbeit wird für die Berechnung herangezogen.

Reibmitteldruck p_{mr} : Die Reibungsarbeit für die Berechnung dieses Mitteldruckes ergibt sich aus der Differenz zwischen indizierter und effektiver Arbeit. Diese Arbeit ist durch die mechanischen Verluste und Antrieb von Nebenaggregaten während des Motorbetriebes verursacht.

2.1.4 Verluste durch tatsächliche Ladung

Drosselverluste im Einlass, Abgasrückführung und Ladungserwärmung haben einen merkbaren Einfluss auf die tatsächliche Ladung. Die veränderten Stoffeigenschaften des Arbeitsgases können verschiedene Auswirkungen auf den Motorwirkungsgrad ausüben, sind aber üblicherweise klein [5].

2.1.5 Verluste durch unvollständige Verbrennung

Die Verbrennung ist vollständig, wenn der Kraftstoff bis zum chemischen Gleichgewicht umgesetzt ist.

Die unvollständige Verbrennung kann ihre Ursache im Sauerstoffmangel haben, dabei ist entweder überhaupt zu wenig Sauerstoff im Gemisch enthalten, oder dieser ist so ungleichmäßig mit dem Brennstoff gemischt, dass einzelne Brennstoffteile während der Verbrennung nicht mit dem notwendigen Sauerstoff in Berührung kommen. Außerdem ist es möglich, dass einzelne Gemischteile infolge starker Kühlung, z. B. durch die unmittelbare Berührung mit gekühlten Wänden, sich überhaupt nicht entzünden oder, dass die Reaktion einzelner Teile des Gemisches durch Abkühlung vorzeitig unterbrochen und daher unvollständig wird.

Die Verbrennung von Kohlenstoff zu CO gibt die geringste, die Verbrennung von CO zu CO₂ die größte Wärmemenge. Entsteht demnach CO bei einer unvollständigen Verbrennung von Kohlenstoff, so wird eine bestimmte Luftmenge wesentlich weniger Wärme entwickeln, als wenn durch sie eine kleinere Menge Kohlenstoff vollständig zu CO₂ verbrannt wird.

Für eine Berechnung der Verluste durch unvollständige Verbrennung wurden die Abgasbestandteile CO, HC und H₂ erfasst und deren Heizwert berücksichtigt. Die unvollständige Verbrennung zeichnet sich durch zusätzliche Mengen dieser Abgasbestandteile, die über das Niveau des chemischen Gleichgewichtes liegen. Der gesamte Verlust durch unvollständige Verbrennung errechnet sich nach *Formel 2.5*.

$$\Delta\eta_u = \frac{q_u}{h_u^*} \quad (2.5)$$

Wobei q_u den gesamten Energieverlust durch unvollständige Verbrennung bezeichnet und wird nach *Formel 2.6* berechnet.

$$q_u = \left(v_{CO} H_{u\ CO} + v_{H_2} H_{u\ H_2} + v_{C_x H_y} H_{u\ C_x H_y} + v_C H_{u\ C} \right) \times \frac{1}{M_V} \quad (2.6)$$

M_V bezeichnet die Molmasse des Verbrennungsgases und $v_{CO}, v_{H_2}, v_{C_x H_y}, v_C$ bezeichnen die Molanteile der entsprechenden Abgaskomponenten. Die Abgaskomponente H_2 wird meist nicht erfasst, aber im Bereich Lambda gleich eins darf sie als ca. 1/3 des CO-Anteils angenommen werden [19].

2.1.6 Verbrennungsverluste

Die Verluste durch den tatsächlichen Brennverlauf können sehr beträchtlich sein und hängen mit Wandwärmeverlusten, die im nächsten Abschnitt beschrieben werden, zusammen. Der tatsächliche Brennverlauf ist durch Verbrennungsbeginn, Verbrennungsdauer und Verbrennungsschwerpunkt bestimmt. Für geringe Verbrennungsverluste würde eine rasche um den oberen Totpunkt (OT) liegende Verbrennung günstig sein, aber in diesem Fall würden die Wandwärmeverluste gleichzeitig vergrößert. Aus diesem Grund ist eine Optimierung zwischen diesen zwei Verlusten notwendig.

Bei einem realen Prozess wird die Kraftstoffenergie nicht wie im Idealfall im oberen Totpunkt zugeführt, sondern danach und je weiter nach dem oberen Totpunkt die Energie freigesetzt wird, desto weniger wird in Arbeit umgewandelt [7]. Das passiert, weil das Verhältnis des Arbeitsgasvolumens zum Verbrennungsraum verkleinert wird, dementsprechend wird der Zylinderdruck reduziert. Da im Fall des vollkommenen Motors eine rasche, momentane Verbrennung vorliegt, verursacht eine längere Verbrennung auch größere Verbrennungsverluste.

Die Verschiebung des Verbrennungsschwerpunktes Richtung „früh“ ist aber durch die Klopfneigung begrenzt. Um die Klopfneigung zu reduzieren, muss die Verdichtungsendtemperatur reduziert werden. Das könnte durch die zusätzliche Kühlung der Frischladung oder eine Zuführung nicht brennbarer Teile, z.B. Wasser oder Abgas, realisiert werden. Die Reduzierung der Verdichtungsendtemperatur erfolgt im Falle der Wassereinspritzung durch die Energieentnahme für die Wasserverdampfung [8].

In der Abbildung 2.2 ist das p-V-Diagramm für Verbrennungsverlust der realen Verbrennung im Vergleich mit der für Ottomotoren idealen Gleichraumverbrennung dargestellt. Die Flächendifferenz der beiden Schleifen ist ein Verbrennungsverlust.

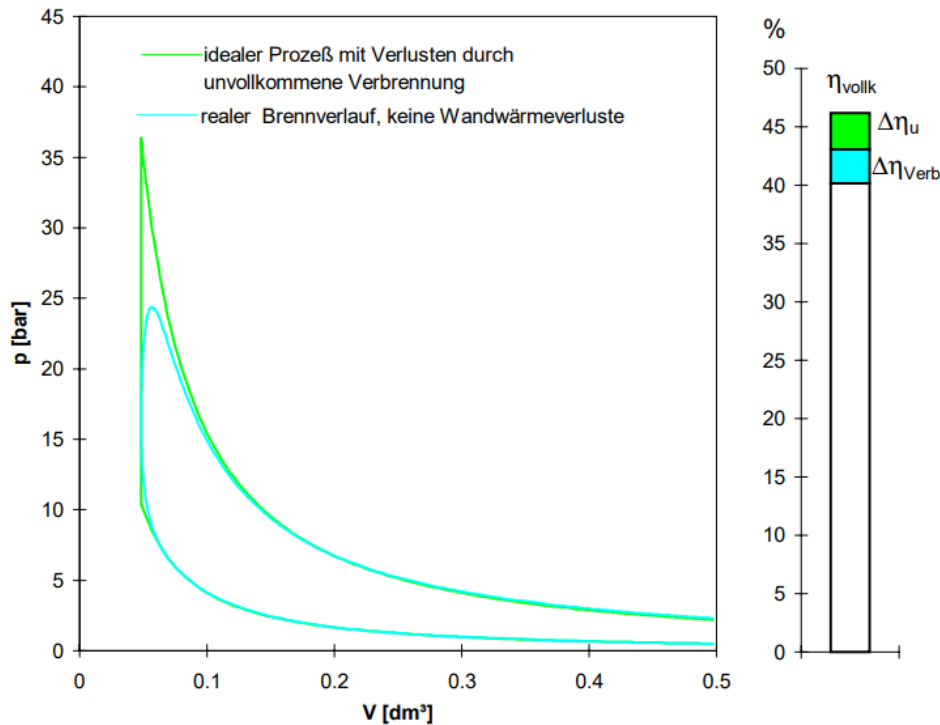


Abbildung 2.2 p-V-Diagramm mit und ohne Verbrennungsverluste [5]

2.1.7 Wandwärmeverluste

Sie entstehen wegen der Wärmeabfuhr vom Zylinder während des Motorlaufs und sind nicht vermeidbar, da es sonst zu schnellen Beschädigungen des Motorwerkstoffs kommen kann. Der Wärmestrom vom Arbeitsgas an das Kühlmedium hat große Auswirkungen auf die Temperatur- und Druckverläufe im Zylinder, den Kraftstoffverbrauch bzw. Schadstoffemissionen und definiert die thermische Belastung der Motorbauteile. Das ist ein signifikanter Verlust und seine Bestimmung ist eine wichtige Aufgabe der Verlustanalyse seit vielen Jahren [9].

Abhängig von dem Betriebszustand beträgt die Wärme, die an das Kühlmittel abgegeben wird, 10-30% der eingebrachten Kraftstoffenergie [9].

Die Wandwärme, die im OT verloren wird, weist einen größeren Verlust auf, als eine Wandwärme außerhalb des OT, weil die Wärme in der Nähe des OT einen höheren Gleichraumgrad besitzt und bewirkt somit einen höheren Wirkungsgradverlust [5]. Größere Wärmeströme, die durch die Temperaturdifferenz zwischen der Zylinderwand und dem Kraftstoffgemisch getrieben sind, bedeuten größere durch die Wand

abgeführte Wärme und dementsprechend einen höheren Anteil an ungenutzter Energie [10].

Um die Wandwärmeverluste möglichst genau zu bestimmen, verwendet man verschiedene, spezielle Ansätze (wie z.B. nach Woschni). Dieser wird näher bei der Modellbetrachtung erläutert.

2.1.8 Ladungswechselverluste

Die Ladungswechselverluste entstehen durch Expansionsverluste beim vorzeitigen Öffnen der Auslassventile, durch Strömungsverluste beim Ausschleiben des Abgases bzw. Ansaugen der Frischladung. Diese Verluste beziehen sich nur auf den Niederdruck des Arbeitsspiels und sind vom zuvor behandelten Verluste durch reale Ladung zu unterscheiden.

Für eine gute Auffüllung und Entleerung des Zylinders ist ein strömungsgünstiger Verlauf der Ansaug- und Auslasswege notwendig. Ein großer Verlust entsteht bei Ein- und Auslassventile, deswegen sind aktuelle Motoren fast ausschließlich mit Mehrventiltechnik pro Zylinder ausgestattet [9].

Um den Ladungswechselwirkungsgrad zu erhöhen, muss die aufgewendete Arbeit für diesen Vorgang möglichst minimiert werden.

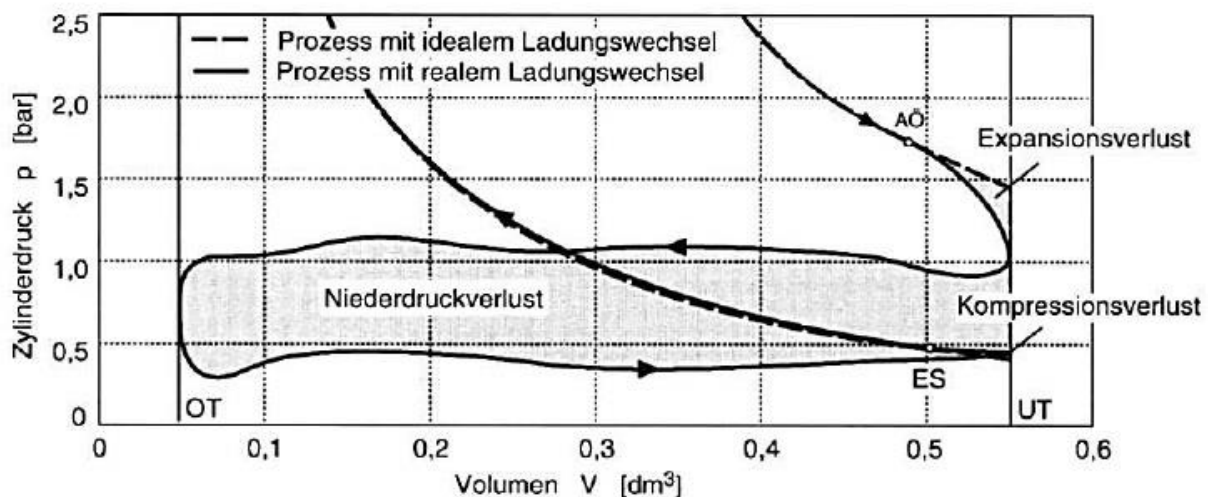


Abbildung 2.3 Ladungswechselverluste eines 4-Taktmotors [5]

Die Abbildung 2.3 stellt den Zylinderdruck beim Ladungswechsel für einen 4-Taktmotor dar. Auf dieser Abbildung sind Expansionsverlust, Niederdruckverlust und

Kompressionsverlust (entsteht unter Berücksichtigung des realen Zeitpunkts der Einlassventilschließung im Gegensatz zum idealen Ladungswechsel) zu unterscheiden.

2.1.9 Reibungsverluste

Die Reibungsverluste enthalten in sich alle Verluste durch mechanische Reibung und auch notwendige Energie für den Antrieb der Nebenaggregate. Die Reibungsarbeit stellt die Differenz zwischen der vom Arbeitsgas an den Kolben abgegebenen inneren Arbeit und der an der Kurbelwelle gewonnenen effektiven Nutzarbeit.

Die Reibungsverluste werden durch die Zylinderdruckindizierung bestimmt. Die Zylinderdruckindizierung gibt Auskunft über die innere Arbeit W_i und von dieser Arbeit wird die effektive Arbeit W_e an der Kurbelwelle abgezogen (*Formel 2.7*).

$$W_r = W_i - W_e \quad (2.7)$$

Der mechanische Verlust durch die Reibung $\Delta\eta_m$ ist eine Differenz von indizierten und effektiven Wirkungsgrad.

2.1.10 Leckageverluste

Diese Verluste werden von einer Druckabsenkung verursacht, die durch die Leckage zwischen den Zylindern und Kolbenringen im Brennraum entsteht. Wenn der Motorverschleiß nicht zu groß ist, dann bleibt die verlorengelassene Masse sehr klein, dementsprechend ist der Wirkungsgradverlust meist sehr klein und liegt normalerweise unter 1% [5].

2.1.11 Einzelverlustaufteilung

Um die Einzelverluste besser zu veranschaulichen, werden diese zusammen mit Wirkungsgraden (η_e - effektiver; η_i - indizierter; η_v - vollkommener) in der Abbildung 2.4 für einen exemplarischen PKW-Ottomotor dargestellt. In diesem Diagramm sind die Verluste durch reale Ladung und Leckageverluste nicht separat dargestellt, weil durch sie weniger als 1% Wirkungsgradverlust entsteht.

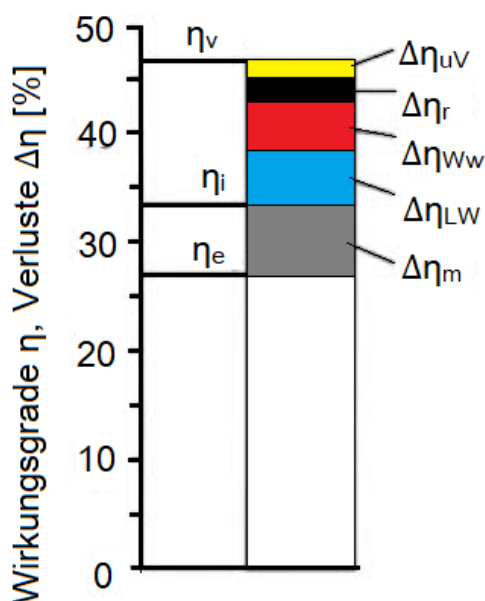


Abbildung 2.4 Wirkungsgrade und Verluste eines PKW-Ottomotors [5]

Des Weiteren werden verschiedene Maßnahmen zur Wirkungsgradsteigerung bzw. Verlustreduzierung betrachtet, die im Rahmen des Projektes Otto45 und dieser Arbeit eingesetzt wurden.

2.2 Methoden zur Wirkungsgradsteigerung

2.2.1 Miller-Brennverfahren

Der Miller-Zyklus ist ein thermodynamischer Zyklus, der in Viertakt-Verbrennungsmotoren verwendet wird.

Der Miller-Zyklus basiert auf der Reduktion des Verdichtungstakts. Dafür wird der Einlasstakt gekürzt, wobei die Geschwindigkeit des Kolbens nach oben und unter gleich bleibt. Zu diesem Zweck wird das Einlassventil viel früher vor dem unteren Totpunkt zugemacht. Dieser Ansatz wird bedingt als "verkürzter Einlass" bezeichnet. Der Ansatz ergibt die Reduktion des tatsächlichen Verdichtungsgrades des Arbeitsgemisches im Verhältnis zur geometrischen, der Expansionsgrad bleibt aber beibehalten (das heißt der Arbeitstakt bleibt der gleiche, aber der Verdichtungstakt ist reduziert, und zwar nicht durch die Zeit, sondern durch den Grad der Verdichtung).

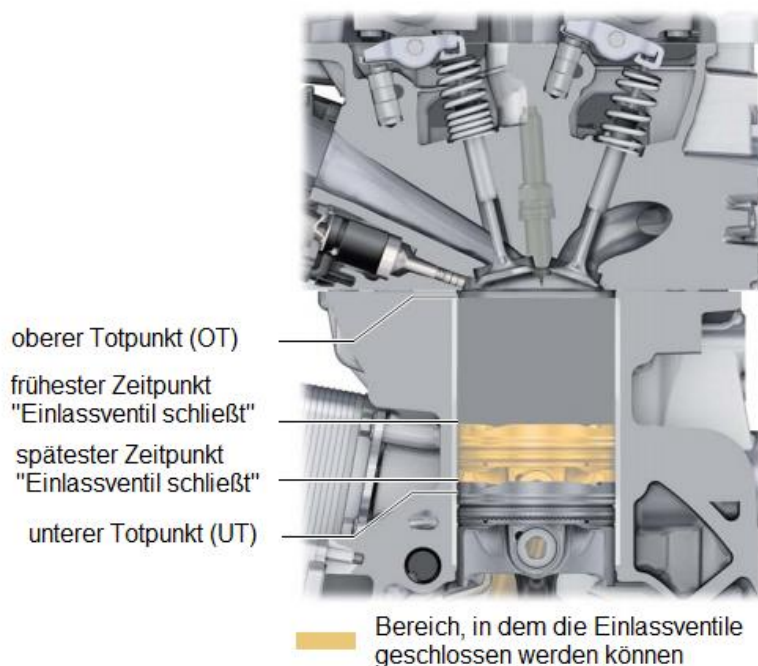


Abbildung 2.5 Miller-Brennverfahren [11]

Die [Abbildung 2.5](#) zeigt das prinzipielle Schema und Grenzbereiche des Miller-Brennverfahrens für einen Ottomotor. Auf die Weise einer früheren Einlassschließung kann ein Prozess zum Ausdehnen des Kraftstoff-Luft-Gemisches erstellt werden. Wenn der Kolben bei diesem Prozess den unteren Totpunkt erreicht, dehnt sich das eingeschlossene Gemisch ausreichend aus und kühlt ab. Solcher Prozess führt wiederum zu einer Abnahme der Endtemperatur des Kompressionszyklus, so dass das Kompressionsverhältnis des Motors selbst erhöht werden kann und keine Gefahr vor einer spontanen Zündung des Gemisches (Detonation) besteht. Motoren, die nach dem Prinzip eines Miller-Zyklus arbeiten, weisen einen höheren Ladeluftdruck auf [8]. Die [Abbildung 2.6](#) zeigt die p-V-Diagramme bei der idealen Verbrennung mit Abgasturboladung und Miller-Verfahren. In einem vollkommenen 4-Takt-Vergleichsprozess mit dem Abgasturbolader (links) beginnt die Verdichtung (1) auf dem Niveau des Ladedruckes (1'). In einem Motor mit Miller-Verfahren sinkt durch das frühere Einlassschließen das Niveau des Zylinderdruckes bei Kompressionsbeginn (1) unter das Ladedruckniveau (1'). Unter der Voraussetzung gleichen Zylinderdruckes bei Verdichtungsbeginn befindet sich nun beim Miller-Verfahren mehr Ladung mit geringerer Temperatur. Mit der Steigerung der gewonnenen Mehrarbeit in der Hochdruckphase vergrößert sich jedoch auch die Ladungswechselerarbeit, was zu einer Reduktion der positiven Effekte führt.

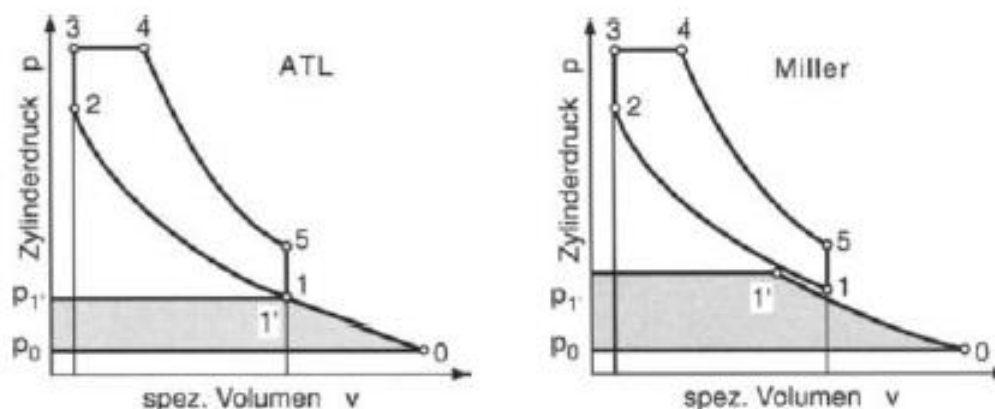


Abbildung 2.6 p-V-Diagramme bei idealer Gleichraum-Gleichdruck-Verbrennung mit ATL und Miller-Verfahren [5]

Das Miller-Verfahren wird in dieser Arbeit betrachtet, weil es auch wie die Wassereinspritzung und die Abgasrückführung zur Reduzierung der Verdichtungsendtemperatur und der Klopfneigung führt. Deshalb ist es interessant und wichtig zu wissen, welche Auswirkungen die Wassereinspritzung und die Abgasrückführung auf die Temperaturreduktion zusammen mit dem Miller-Verfahren ausüben, ob ihre Effekte sich ergänzen oder gegenseitig ausschließen.

2.2.2 Wassereinspritzung

Durch die neue Abgasgesetzgebung und immer strengere Anforderungen zur Reduktion des Kraftstoffverbrauchs kommen die turboaufgeladenen Ottomotoren langsam auf ihre Leistungsgrenze. Für die Leistungs- und Wirkungsgradsteigerung des Motors werden die Kompressionsverhältnisse möglichst maximiert. Dabei entsteht aber eine erhöhte Klopfneigung. Um diese Klopfneigung unter gleichbleibendem Kompressionsverhältnis zu reduzieren, muss die Verdichtungsendtemperatur erniedrigt werden. In heutigen Ottomotoren ist es durch Gemischanreicherung (eine zusätzliche Kraftstoffeinspritzung über dem Wert Lambda gleich eins) realisiert. Die notwendige Wärme für die Verdampfung des zusätzlichen Kraftstoffs wird dem Kraftstoffgemisch entzogen und die Verdichtungsendtemperatur wird gesunken. Das resultiert sich aber in den erhöhten Kraftstoffverbrauch und Abgasemissionen.

Für die Reduktion der Verdichtungsendtemperatur kann aber statt zusätzlichen Kraftstoffs das Wasser eingespritzt werden. Die Wassereinspritzung erlaubt eine Verbrennungsoptimierung und somit eine Wirkungsgradsteigerung. Das erfolgt einerseits aufgrund des Verzichts von Gemischanreicherung für die Begrenzung der

Abgastemperatur und dementsprechend die Reduktion des Kraftstoffverbrauchs bzw. Abgasemissionen. Andererseits kann aufgrund der Steigerung des Kompressionsverhältnisses der Motorwirkungsgrad erhöht werden, ohne eine Erhöhung der Klopfneigung [3]. In der Abbildung 2.7 sind die möglichen Varianten für die Wassereinspritzung dargestellt. Diese Varianten unterscheiden sich in ihrer Wirkung und im Aufwand. Bei der Wasser-Saugrohreinjection wird das Wasser in bestimmten, gewählten Verhältnisse zur Kraftstoffmasse in den Ansaugkrümmer eingespritzt und mit der Frischladung in die Brennräume zugeführt. Bei dieser Variante verdampft das Wasser teilweise noch vor dem Eintritt in den Zylinder, was eine zusätzliche Ladeluftkühlung gewährleistet. Bei einer Luftsammler-Einspritzung wird das Wasser in den Ansaugkanal nach dem Ladeluftkühler eingespritzt und es erfolgt auch wie bei der Saugrohreinjection eine teilweise Verdampfung vor dem Zylinder. Bei der Mischungseinspritzung wird das Wasser mit dem Kraftstoff vor der Einspritzung vermischt und durch einen Injektor direkt in den Zylinder eingespritzt. Bei der separaten Wasser-Direkteinspritzung wird das Wasser durch einen Wasserinjektor direkt in den Zylinder eingespritzt.

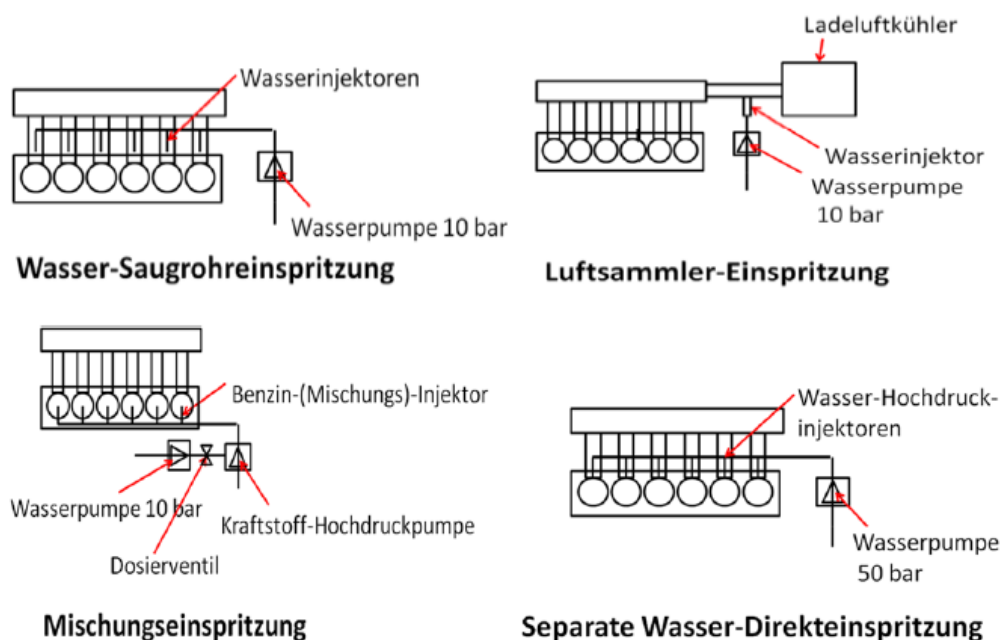


Abbildung 2.7 Systeme zur Wassereinspritzung [3]

Die Wassereinspritzung und die Gemischanreicherung unterscheiden sich in ihrem Prinzip der Abgastemperaturbegrenzung. So erfolgen bei der Wassereinspritzung eine starke Kühlung der Ansaugluft und damit eine Absenkung der Verdichtungsendtemperatur wegen der hohen Verdampfungsenthalpie des Wassers, jedoch wird während der Verbrennung und in der Expansionsphase keine weitere Wirkung beobachtet. Umgekehrt ist die Situation bei der Gemischanreicherung. Bei der Verdichtung erfolgt eine geringere Temperaturabsenkung aufgrund der geringeren

Verdampfungsenthalpie. Jedoch wird die Abgastemperatur während der Expansionsphase so stärker reduziert. Der Grund dafür liegt in dem vergrößerten Isentropenexponent der Verbrennungsprodukte. Die Abbildung 2.8 zeigt die Tendenz zur Kraftstoffverbrauchreduzierung mit steigender Wassereinspritzungsrate. Die Wasserrate ist ein Verhältnis von der eingespritzten Wassermasse zur eingespritzten Kraftstoffmasse.

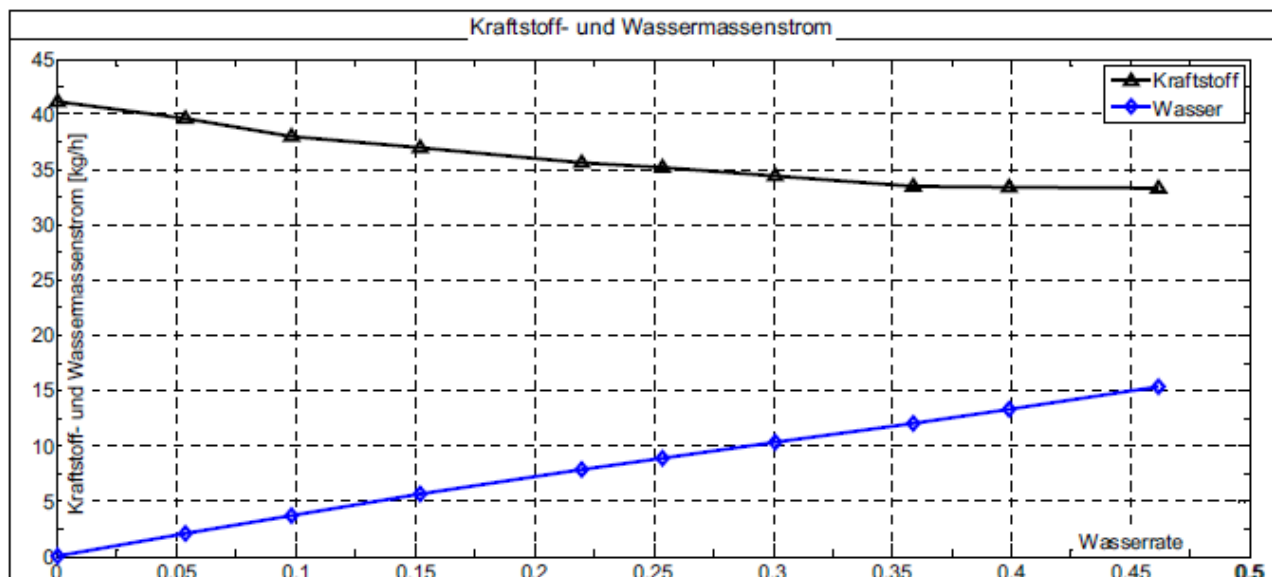


Abbildung 2.8 Kraftstoff- und Wassermassenstrom [3]

Die Reduktion des Kraftstoffverbrauchs resultiert sich wegen des Verzichts auf die Gemischanreicherung. Mit der Wassereinspritzung bleibt die Temperaturbegrenzung erhalten, ohne die Notwendigkeit eine überschüssige Kraftstoffmenge einzuspritzen. Es ist in der Abbildung 2.8 zu beachten, dass der zugeführte Wassermassenstrom doppelt so hoch wie der eingesparte Kraftstoffmassenstrom ist. Durch diese Massenstromerhöhung und eine Druckreduktion im Abgaskanal können einige Nachteile bei dem Ladungswechsel entstehen.

Für die Funktion dieses Systems muss eine zusätzliche Wassermenge am Bord des Fahrzeuges mitgeführt werden, was eventuell zur Steigerung des Kraftstoffverbrauchs führen kann. Aber es gibt auch die Möglichkeiten das Wasser direkt am Fahrzeug zu gewinnen. Es kann durch folgende Mechanismen realisiert werden: Kondensierung des Wassers aus der Luftfeuchtigkeit der Klimaanlage, Regenwassersammlung von der Karosserie und Kondensierung des Wasserdampfes aus Abgas. Während die zwei ersten Varianten nur unter bestimmten Bedingungen funktionsfähig sein können, steht das Kondensat aus Abgas immer zur Verfügung. Bei der Verbrennung im Ottomotor entsteht ungefähr gleiche Menge an Wasser wie die Menge an verbranntem Kraftstoff.

2.2.3 Abgasrückführung

Abgasrückführung ist ein System in Verbrennungsmotoren, bei dem ein Teil des Abgasmassenstromes der Ansaugluft zugeführt wird. Durch diesen Vorgang erfolgen eine Ladungsverdünnung und somit eine Reduzierung des Sauerstoffgehalts, was zu einer Absenkung der Verbrennungstemperatur im Zylinder führt. Dieser Effekt kann zur Schadstoffreduktion, Wirkungsgradsteigerung durch die Verschiebung des Verbrennungsschwerpunktes zu früheren Zeitpunkten und Schonung der Abgasturboladung genutzt werden. Eine niedrigere Verbrennungstemperatur ermöglicht eine Reduktion von NO_x -Emissionen, sie können aber bei Lambda gleich eins und mit 3 Wege-Katalysator auch sehr gut reduziert werden. Bei Ottomotoren ist das Ziel einer Abgasrückführung anders, in diesem Fall spielt die Kraftstoffverbrauchsreduzierung bzw. Wirkungsgradsteigerung die Hauptrolle. Das wird hauptsächlich durch die Zufügung der nicht brennbaren Teile in den Zylinder und als Folge die Reduktion der Verdichtungsendtemperatur erreicht. Die reduzierte Verdichtungsendtemperatur erlaubt eine Verschiebung des Verbrennungsschwerpunktes nach „früh“ und führt zur Motorwirkungsgradsteigerung [4].

Es gibt zwei Arten von Abgasrückführung: Hochdruck- und Niederdruck-Abgasrückführung. Bei der Hochdruck-AGR wird das Abgas vor der Turbine und vor dem Katalysator entnommen und anschließend nach dem Ladeluftkühler der Frischladung zugefügt. In der [Abbildung 2.9](#) ist das prinzipielle Schema einer Hochdruck-AGR dargestellt. In diesem Fall wird die Wirkungsgradsteigerung durch die höheren Isentropenkoeffizienten des Gemisches und dementsprechend niedrigere Verdichtungsendtemperatur erreicht. Diese Methode ermöglicht die Verbrauchsreduzierung ohne Verlust an Motorleistung zu erreichen [4].

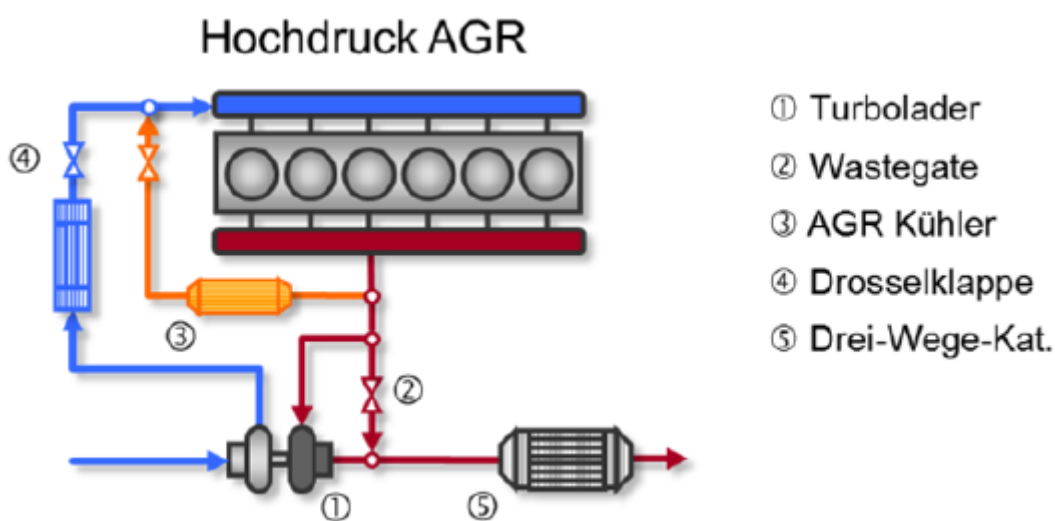


Abbildung 2.9 Hochdruck-Abgasrückführung [4]

Eine zweite Variante von AGR zeichnet sich durch die Abgasentnahme nach der Turbine und eine Zufügung vor dem Verdichter. Das prinzipielle Schema einer Niederdruck-AGR ist in der Abbildung 2.10 dargestellt.

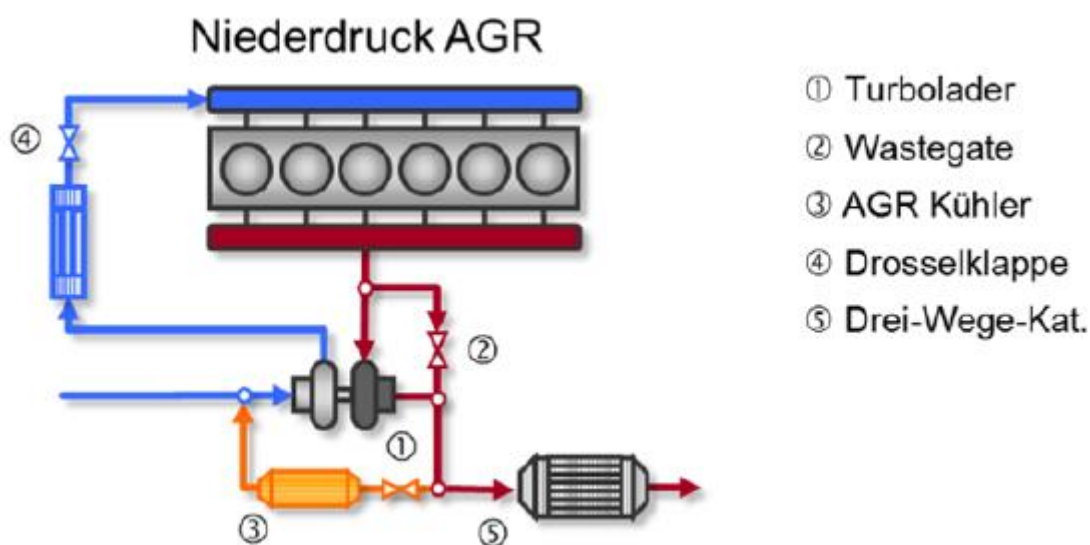


Abbildung 2.10 Niederdruck-Abgasrückführung [4]

In diesem Fall erfolgt die Wirkungsgradsteigerung auch wie im Fall der Hochdruck-AGR aufgrund der Temperaturreduktion, jedoch liegt auch eine kleine Erhöhung der Ladungswechselperluste vor. Das passiert wegen der Expansion des Abgases in der Turbine und dem Verlust des günstigen Druckverhältnisses für die Frischladungsförderung. Nach der verlustbehafteten Expansion in der Turbine, muss das Abgas dann wieder komprimiert werden, dieser Prozess verläuft auch mit den Verlusten. Die günstigeren Abgasmassenstromverhältnisse bringen jedoch Vorteile für die Funktionierung des Turboladers und dementsprechend für den Motorwirkungsgrad, weil die komplette Abgasmenge durch die Turbine durchgeführt wird und erst nach der Turbine wird ein Teil des Abgases entnommen, also wie bei einem Betrieb ohne AGR. Außerdem benötigt die Niederdruck-AGR einen weniger abnehmenden Turbinenquerschnitt für eine konstante Haltung des Ladedruckes. Ein weiterer Vorteil bezüglich der Wirkungsgradsteigerung besteht darin, dass das Abgas nicht nur durch die AGR-Kühler durchgeführt wird, sondern auch durch die Ladeluftkühler und eine zusätzliche Temperaturreduktion ermöglicht, was in der Abbildung 2.10 zu sehen ist [4].

In der Abbildung 2.11 ist der Vergleich von oben beschriebenen Einflüssen auf die verschiedenen Motorparameter der HD- und ND-AGR in der grafischen Form dargestellt.

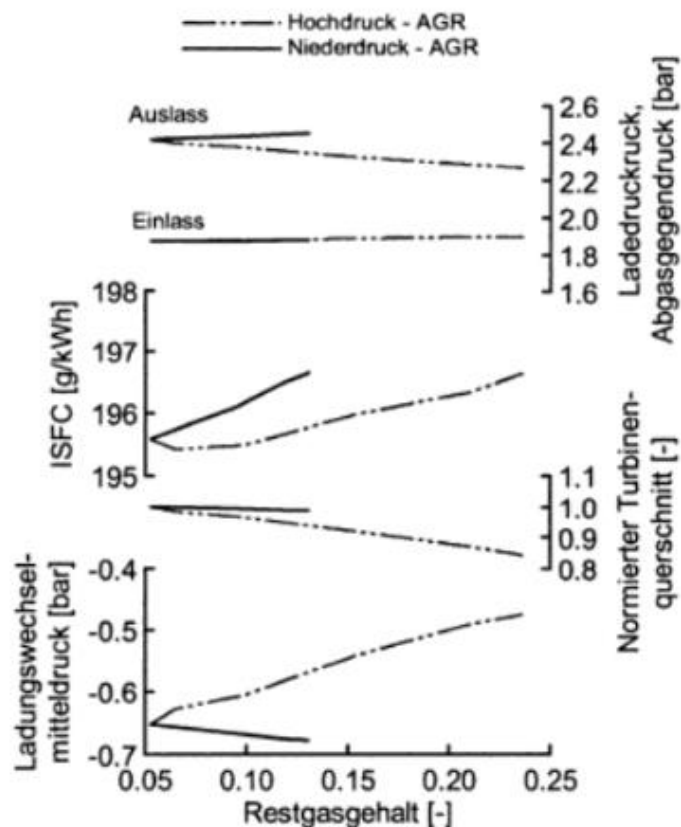


Abbildung 2.11 Einfluss von HD- und ND-AGR auf verschiedene Motorparameter in der Abhängigkeit vom Restgasgehalt (ISFC – Indicated Specific Fuel Consumption) [12]

In der Automobilindustrie entstehen einige Kombinationen von diesen zwei AGR-Arten, mit dem Ziel die Vorteile beider Varianten (niedrigere Ladungswechselverluste, höheren Turbinenleistung und niedrige Verdichtungsendtemperatur) völlig auszunutzen [13]. Eine mögliche Variante der kombinierten Abgasrückführung ist in der Abbildung 2.12 dargestellt.

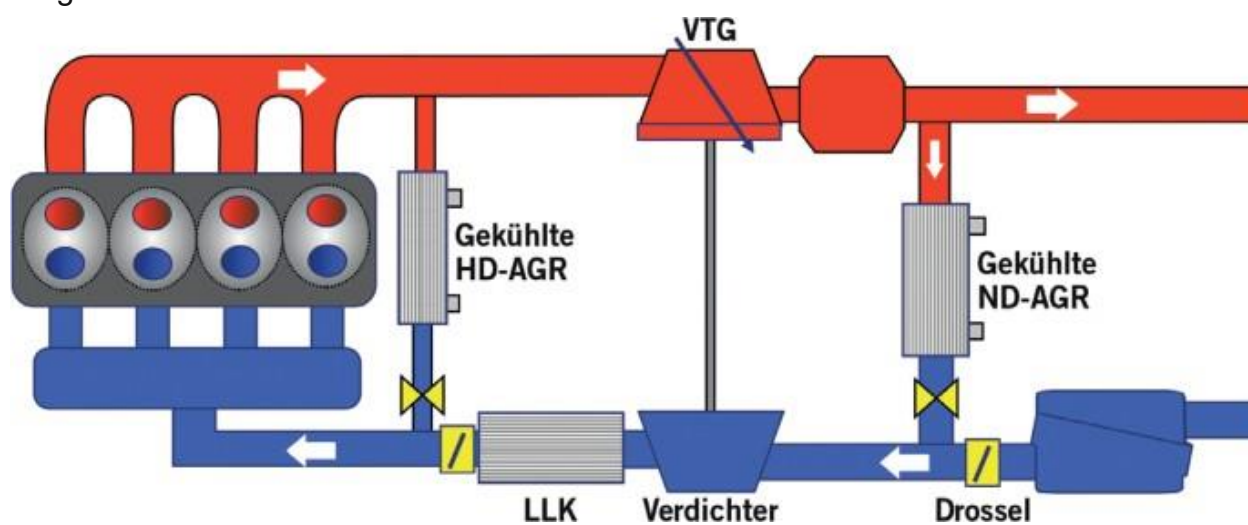


Abbildung 2.12 Kombinierte Hochdruck-Niederdruck-Abgasrückführung (VTG – Variable Turbine Geometry; LLK – Ladefluftkühler) [13]

Die technischen Daten des Motors sind der Tabelle 3.1 zu entnehmen.

Tabelle 3.1 Technische Daten des Vierzylinder-Miller 1,5L-96 kW-TSI-Motors

Hubraum	1498 cm ³
Bohrung	74,5 mm
Hub	85,9 mm
Ventile pro Zylinder	4
Verdichtungsverhältnis	12,5
Max. Leistung	96 kW bei 5000-6000 U/min
Max. Drehmoment	200 Nm bei 1400-4000 U/min
Motormanagement	Bosch MG1
Kraftstoff	Super Bleifrei mit ROZ 95
Abgasnorm	Euro 6

Die Messungen am Prüfstand wurden für verschiedene Untersuchungspunkte mit der Variation von AGR-Rate und Wassereinspritzmenge durchgeführt. Für die Abgasmessung stand ein Abgasmessschrank zur Erfassung von CO, HC, NO_x, O₂ und CO₂ zur Verfügung. Die Temperaturen und Drücke wurden an verschiedenen Stellen im Motor und im Prüfstandsraum gemessen. Für den ersten Zylinder wurde noch außerdem die Niederdruckindizierung durchgeführt, um im Folgenden mittels einer Druckanalyse an einem Einzylinder-Modell den Brennverlauf zu bekommen. Die Daten für die Turbine und den Kompressor stammen vom Hersteller.

Als Variationsparameter wurden für diese Arbeit die Wassereinspritzmenge und AGR-Rate verwendet. Für eine leichtere Vergleichbarkeit wurden alle ausgewählten Untersuchungspunkte mit Miller-Brennverfahren bei gleicher Last und Motordrehzahl aufgezeichnet, und zwar bei 14 bar effektivem Mitteldruck und 2500 U/min.

3.2 Modellbildung und Simulation

Bei dieser Arbeit wird das Programm *GT-Power* von *Gamma Technologies* für die Simulation des Motorprozesses benutzt. *GT-Power* bietet breite Möglichkeiten für die Modellierung, die Simulation und die nachfolgende Analyse an. Die Abbildung 3.2 zeigt den schematischen Aufbau des Einzylinder-Modells mit Wassereinspritzung für eine Druckanalyse.

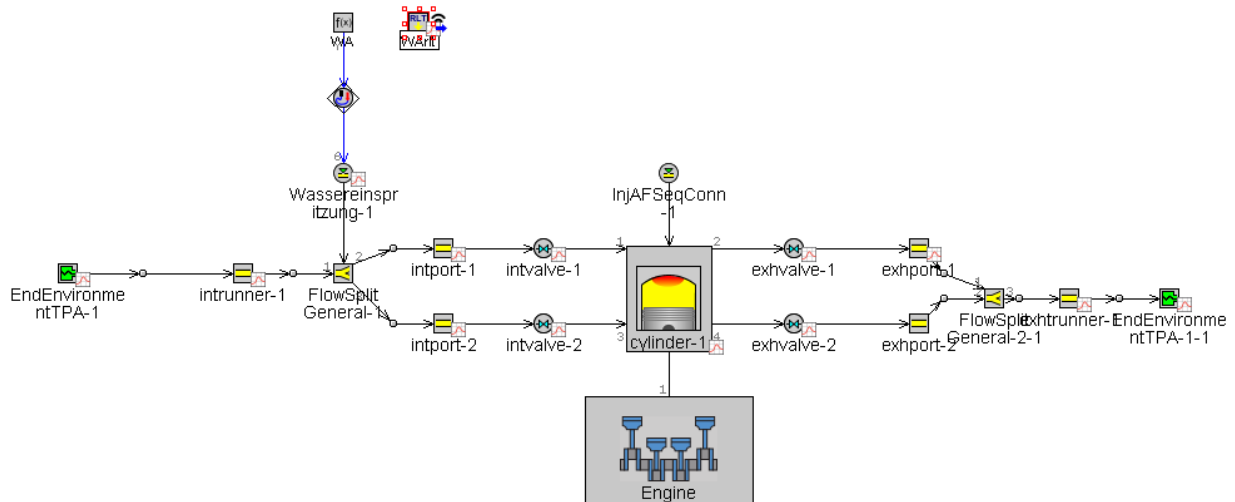


Abbildung 3.2 GT-Power Einzylinder-Modell

3.2.1 Einzylinder-Motormodell und Three Pressure Analysis (TPA)

Die Three Pressure Analysis ist ein Ansatz, der eine Möglichkeit bietet, aus gemessenen Druckkurven die Brennrate zu berechnen. Wie der Name schon sagt, erfordert dieser Ansatz drei gemessene Drücke: Einlassdruck, Zylinderdruck und Abgasdruck. Dieser Ansatz erfordert ein Motormodell, das mindestens Ventile und Rohre vor und nach dem Zylinder enthält. Dann werden die gemessenen Drücke, die Kurbelwinkelabhängig aufgelöst wurden, als Randbedingungen eingesetzt [15].

Mit TPA stehen zwei Arten von Analysen zur Verfügung. Der gebräuchlichste Ansatz ist die Analyse eines stationären Betriebszustands, bei dem die bereitgestellten Messdaten entweder gemittelt oder nur aus einem einzigen Zyklus zusammengesetzt werden. Der Hauptzweck dieser Art von Simulation besteht darin, die Messungen zu analysieren, um eine einzelne Brennrate für jede Betriebsbedingung zu erhalten. Diese Art der Analyse wird als „*TPA steady*“ bezeichnet [15]. Im Rahmen dieser Arbeit wird die „*TPA steady*“-Methode an einem Einzylinder-Modell für die Gewinnung der Brennrate für den entsprechenden Untersuchungspunkt verwendet. Die erhaltene Brennrate wird anschließend ins Vierzylinder-Modell für alle Zylinder eingefügt, damit das Modell den realen Motor wiedergibt.

Die erforderlichen Messdaten umfassen unter anderem:

- Kurbelwinkel aufgelöster Druck im Ansaugkanal
- Kurbelwinkel aufgelöster Druck im Auspuffkanal
- Kurbelwinkel aufgelöster Druck im Zylinder

- Ein-und Auslasstemperatur
- Kraftstoffeinspritzdaten
- Zündzeitpunkt, Lambdawert
- Umgebungsbedingungen
- AGR-Anteil (wenn die AGR vorhanden bzw. eingeschaltet ist)
- Wassereinspritzdaten (wenn die Wassereinspritzung vorhanden bzw. eingeschaltet ist)

Nach der Einzylinder-Modellbildung und der Simulation mit TPA wurden die gemessenen und simulierten Hoch- und Niederdruckverläufe und logarithmischen p-V-Diagramme verglichen. Dabei wurde eine gute Übereinstimmung zwischen gemessenen und simulierten Daten erreicht und damit konnten die Brennraten für die Einfügung ins Vierzylinder-Modell genommen werden. Da für diese Arbeit das Vierzylinder-Modell relevant ist und die thermodynamische Analyse anhand dieses Modells durchgeführt wird, werden die kompletten Verifizierung und Validierung erst im zugehörigen Kapitel 3.3 mit Vierzylinder-Modell dargestellt und beschrieben.

3.2.2 Vierzylinder-Modellbildung

In der Abbildung A1 des Anhangs ist der Aufbau des Vierzylinder-Modells mit der Wassereinspritzung und der äußeren Abgasrückführungseinrichtung dargestellt.

Der Modellaufbau ist für alle Untersuchungspunkte gleich, die Parametervariation ist für unterschiedliche Untersuchungspunkte, die im weiteren Verlauf der Arbeit genau beschrieben werden, mit entsprechenden Parametern realisiert. Die Verbrennung ist durch die aus der TPA gewonnenen Brennraten abgebildet. Im Modell sind alle Parameter inklusive Umgebungsbedingungen wie bei den Prüfstandsmessungen eingestellt.

Für den stationären Motorbetrieb bietet GT-Power standardisierte Konvergenzkriterien für Massenstrom, Temperatur und Druck. Um die Konvergenz zu erreichen und das Modell als valide zu bestätigen, müssen die relativen Abweichungen für die zwei aufeinanderfolgenden Berechnungszeitpunkte die Grenzkriterien unterschreiten. Im vorliegenden Fall wurden diese Kriterien auf 0,5% gelegt. Für die Veranschaulichung wird dieser Validierungsvergleich mittels *Formel 3.1* dargestellt.

$$\frac{|Variable_{neu} - Variable_{alt}|}{Variable_{neu}} \times 100\% < Grenzkriterium \quad (3.1)$$

Für die Einstellung der stationären Betriebspunkte müssen indizierter Mitteldruck, Lambda und die AGR-Rate ihre entsprechenden, gemessenen Sollwerte erreichen. Die Simulation läuft bis zur Einstellung des stationären Betriebspunktes ab und dann weiter bis die Konvergenzkriterien erreicht werden. Der indizierte Mitteldruck wird durch die Verstellung der Turbinenschaufeln mit variabler Geometrie erreicht.

Der Wasser-Luft-Wärmeübertrager zur Ladeluftkühlung ist durch parallele Rohre mit vorgegebener Wandwärmemetemperatur realisiert. Die Lufttemperatur nach dem Kühler beträgt 35°C. Die saug- und abgasseitige Verrohrung besteht aus Gussteilen mit einer Wandrauhigkeit von 0,26 mm. Der Wärmeübergangskoeffizient von glatten Rohren wird im vorliegenden Fall mit der Colburn-Korrelation berechnet, siehe [16].

Die Fluide im ganzen System können als ideale Gase betrachtet werden.

Die Kolben- und Wandtemperaturen sind aus den Messungen am Prüfstand entnommen und dementsprechend ins Modell eingesetzt [14]. Die Zylinderzündfolge lautet 1-3-4-2. Die Reibung wurde mit Hilfe von gemessenen Daten als Differenz zwischen dem indizierten und effektiven Mitteldruck berücksichtigt.

Die Ein- und Auslassventile sind durch Hubkurven und gemessene Durchflussbeiwerte abgebildet. Die [Abbildung 3.3](#) zeigt die eingestellten Ventilhubkurven für den untersuchten Betriebspunkt mit ersichtlicher Ventilüberschneidung.

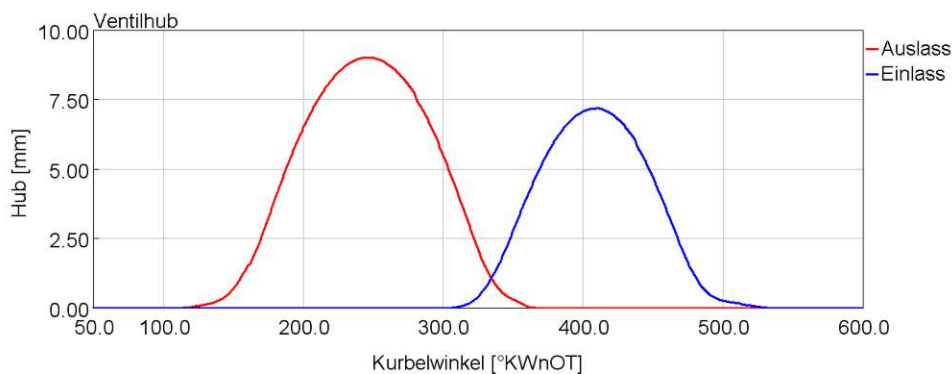


Abbildung 3.3 Ventilhubkurven

Es gibt verschiedene Varianten für die Wandtemperaturberechnung. Im vorliegenden Fall wurde das klassische Modell mit WoschniGT betrachtet [17].

Die Zusammensetzung des Kraftstoffs ist aus der Kraftstoffanalyse, die während des Projektes Otto45 durchgeführt wurde, bekannt und besteht aus 85,7%-m/m Kohlenstoff, 13,8%-m/m Wasserstoff, 0,4%-m/m Sauerstoff, 0,1%-m/m Stickstoff. Der untere

Heizwert beträgt 41,746 MJ/kg. Der eingespritzte Kraftstoff ist im GT-Power genau nach Daten aus der Kraftstoffanalyse für das Benzin, das für die Messungen verwendet wurde, modelliert, indem die Zusammensetzung und der Heizwert entsprechend angegeben wurden. Der Kraftstoff wird durch die Pulsinjektoren mit einer berechneten Einspritzungsrate von 12 mg/s direkt in die Zylinder eingespritzt. Diese Einspritzungsrate wurde aus der kurbelwinkelaufgelösten eingespritzten Kraftstoffmasse berechnet. Die nötige Einspritzmenge ergibt sich aus der Lambdasonde, damit ständig eine stöchiometrische Verbrennung vorliegt. Für die Wassereinspritzung wurde der gleiche Modellierungsansatz wie für die Kraftstoffeinspritzung verwendet und das Wasser wird in die Ansaugrohre vor die einzelnen Zylinder eingespritzt. Die eingespritzte Wassermenge hängt direkt von der Kraftstoffmenge ab und wird in Abhängigkeit von dem jeweiligen Untersuchungspunkt im Massenverhältnis von 0-m%, 40-m% oder 60-m% zur eingespritzten Kraftstoffmenge eingestellt.

Als Diskretisierungslänge der Rohre wurden für die Saugseite 40% und für die Abgasseite 50% des Bohrungsdurchmessers gewählt. Die maximale Zeitschrittlänge wird auf 0,5°KW begrenzt.

Die Lambdaregelung erfolgt mittels einer modellierten Lambdasonde und eines parametrisierten PID-Reglers.

Im vorliegenden Fall handelt es sich um eine Niederdruck-Niederdruck Abgasrückführung. Die Regelung erfolgt über die implementierte AGR-Klappe und einen PID-Regler.

3.2.3 Untersuchungspunkte

Für diese Arbeit wurden 6 Untersuchungspunkte bei dem Betriebspunkt mit der Motordrehzahl von 2500 U/min und einem effektiven Mitteldruck von 14 bar gewählt. In der Tabelle 3.2 sind die ausgewählten Untersuchungspunkte aufgelistet.

Tabelle 3.2 Simulierte Untersuchungspunkte

Nummer	Abkürzung	AGR-Rate [%]	Wasser-Kraftstoff-Verhältnis [m%]
1	0AGR/0H ₂ O	0	0
2	0AGR/40H ₂ O	0	40
3	0AGR/60H ₂ O	0	60
4	10AGR/0H ₂ O	10	0
5	10AGR/40H ₂ O	10	40
6	10AGR/60H ₂ O	10	60

3.3 Modelverifikation

Bevor eine weitere Analyse durchgeführt wird, müssen zuerst die Simulationsergebnisse mit der Messung verglichen und damit die Qualität des Simulationsmodells verifiziert werden. Das wurde durch den Vergleich von simulierten und gemessenen Verläufen des Zylinder- und Niederdruckes, LogP-logV-Diagrammen und weiteren Parameter wie Luft- und Kraftstoffmassenströme, indizierte Mitteldrücke und Turboladerwirkungsgrade durchgeführt.

3.3.1 Dynamik der Hoch- und Niederdruckindizierung

Die folgenden Abbildungen 3.4 - 3.6 zeigen die Hochdruckindizierung des ersten Zylinders, dazugehörige Niederdruckindizierungen im Ansaug- und Abgaskrümmen und logarithmisches p-V-Diagramm von simulierten und gemessenen Daten des Untersuchungspunktes mit 0% AGR-Rate und 0%-Wasser-Kraftstoff-Verhältnis.

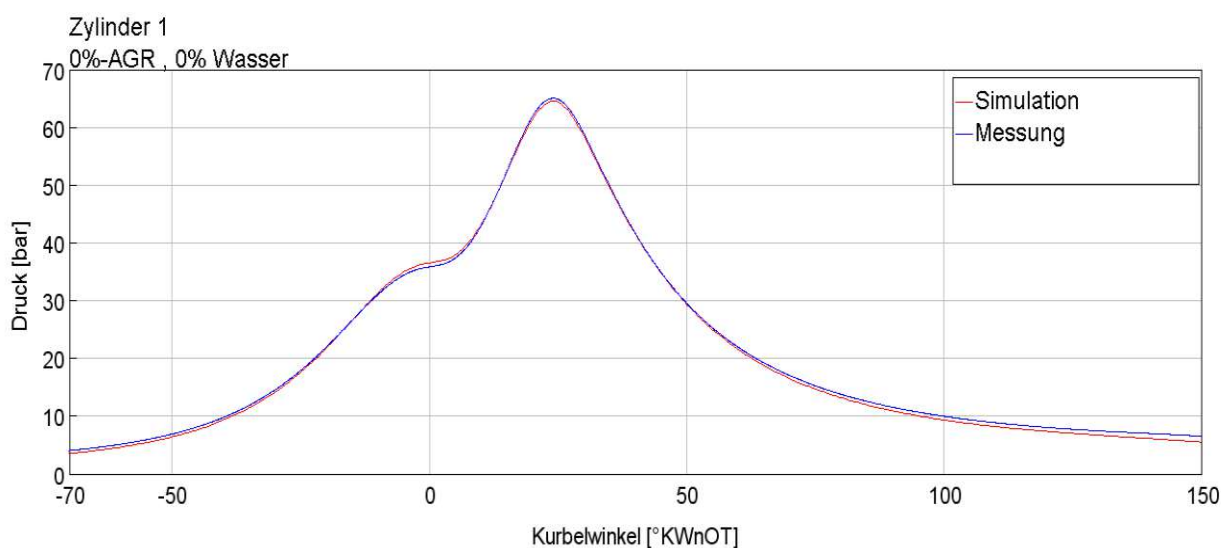


Abbildung 3.4 Vergleich des gemessenen Zylinderdruckverlaufs über Kurbelwinkel mit dem simulierten für den ersten Zylinder des Untersuchungspunktes mit 0% AGR-Rate und 0 m%-Wasser-Kraftstoff-Verhältnis

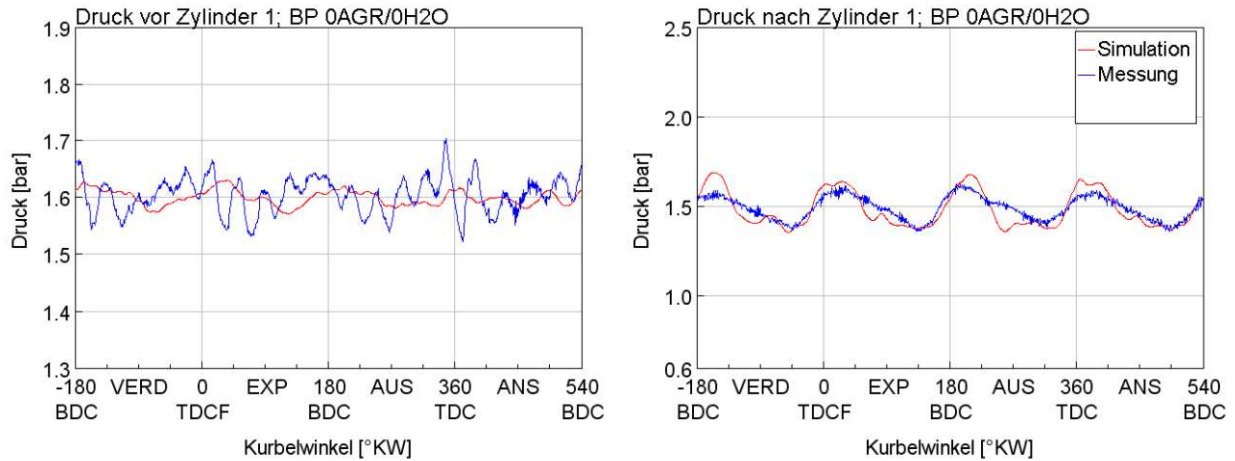


Abbildung 3.5 Vergleich des gemessenen Niederdruckverlaufs über Kurbelwinkel mit dem simulierten für den ersten Zylinder des Untersuchungspunktes mit 0% AGR-Rate und 0 m%-Wasser-Kraftstoff-Verhältnis

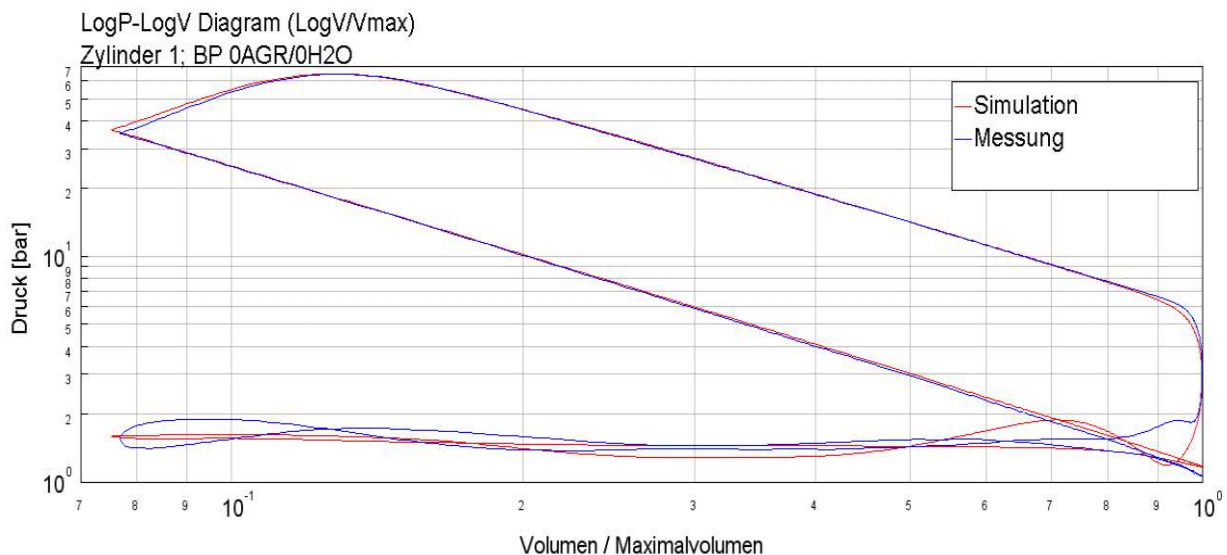


Abbildung 3.6 Vergleich des gemessenen logP-logV-Diagramms mit dem simulierten für den ersten Zylinder des Untersuchungspunktes mit 0% AGR-Rate und 0 m%-Wasser-Kraftstoff-Verhältnis

Alle Abbildungen zeigen eine sehr gute Übereinstimmung von simulierten und gemessenen Daten. Weitere Untersuchungspunkte sind im [Anhang A2](#) dargestellt und zeigen ähnlich gute Übereinstimmungen. Folglich wird der Vergleich von anderen simulierten und gemessenen Parametern des Vierzylinder-Motors für alle Untersuchungspunkte dargestellt.

3.3.2 Vergleich der weiteren Simulationsergebnisse mit den Messungen

Die Abbildungen 3.7 - 3.8 vergleichen aussagekräftige Simulationsergebnisse mit den Prüfstandsmessungen des Vierzylinder-Motors.

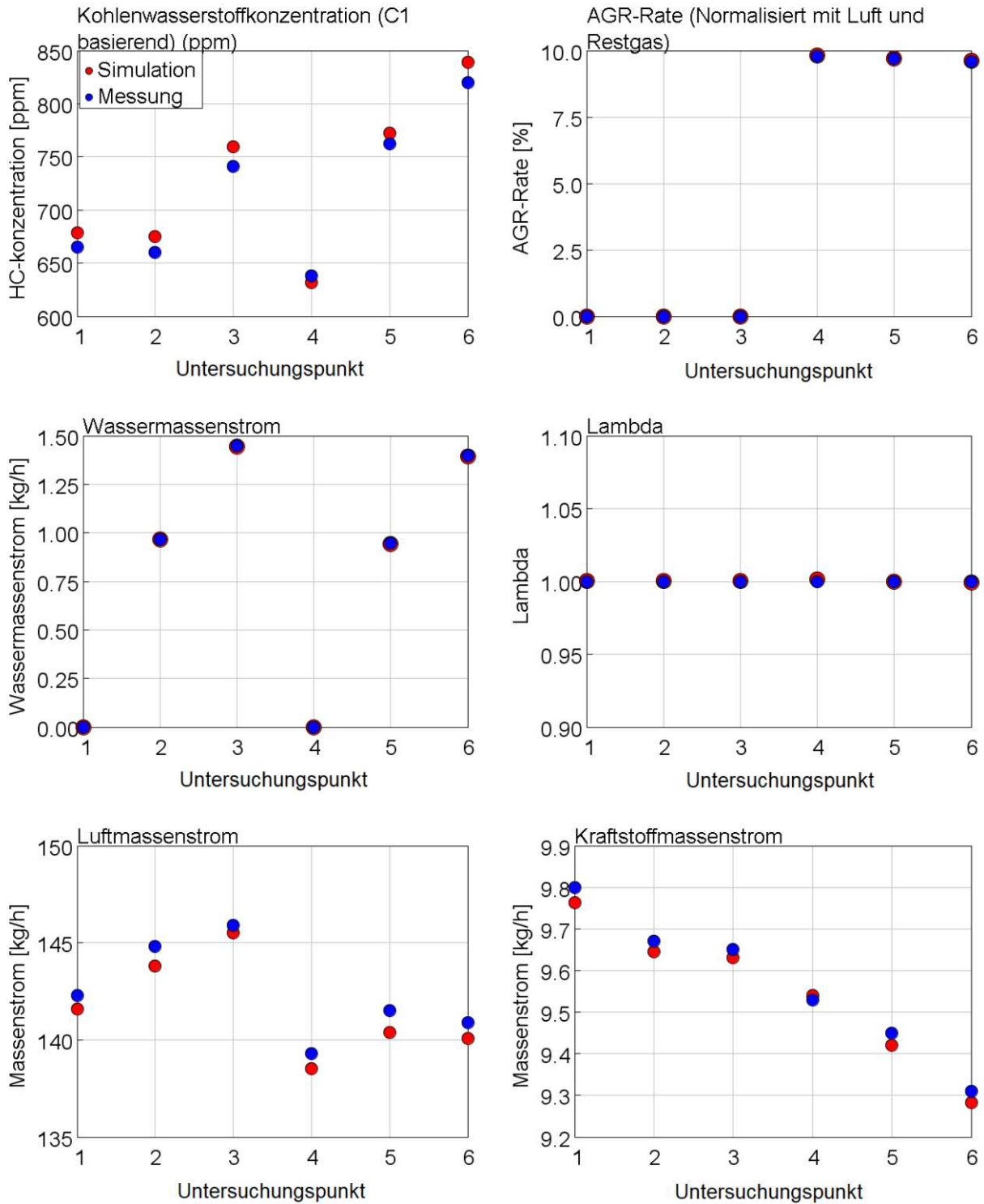


Abbildung 3.7 Vergleich der Simulationsergebnisse mit den Messungen

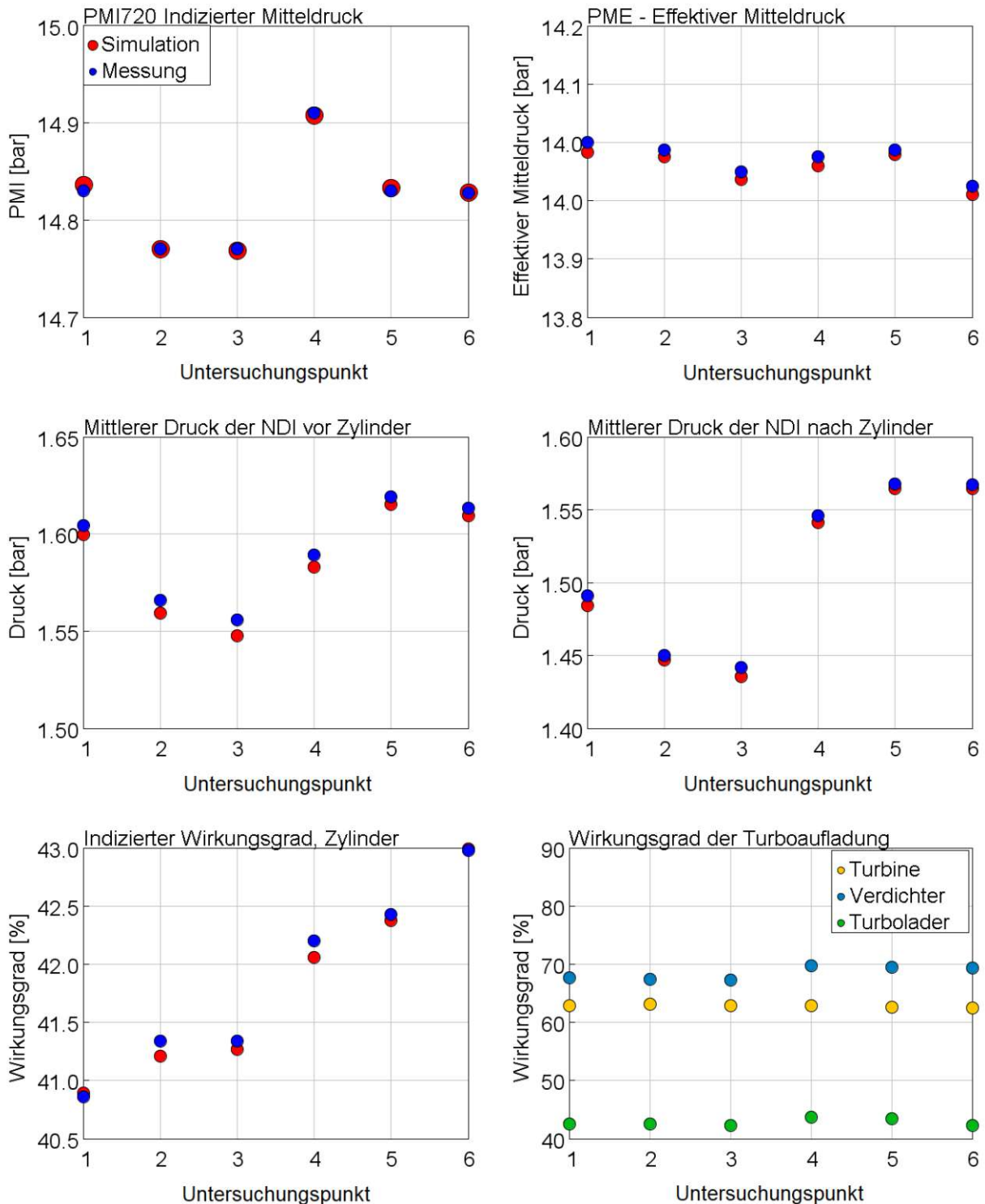


Abbildung 3.8 Vergleich der Simulationsergebnisse mit den Messungen

Indizierter Mitteldruck, Lambdawert und AGR-Rate wurden auf Sollwert geregelt, deshalb geben sie genaue Übereinstimmung mit den gemessenen Daten. Die Simulationsergebnisse von anderen Parametern geben auch eine gute Übereinstimmung mit den gemessenen Daten. Die Tendenzen stimmen auch gut miteinander überein. Diese Übereinstimmungen begründen eine gute Genauigkeit des

Modells und es darf als valide gelten. Kleine Abweichungen zwischen simulierten und gemessenen Daten z.B. bei Massenströmen lassen sich durch zylinderindividuelle Luftmassenströme und deswegen abweichende Hochdruckindizierungen erklären, die am Beispiel des 0-AGR/0H₂O-Untersuchungspunktes in der [Abbildung 3.9](#) dargestellt sind.

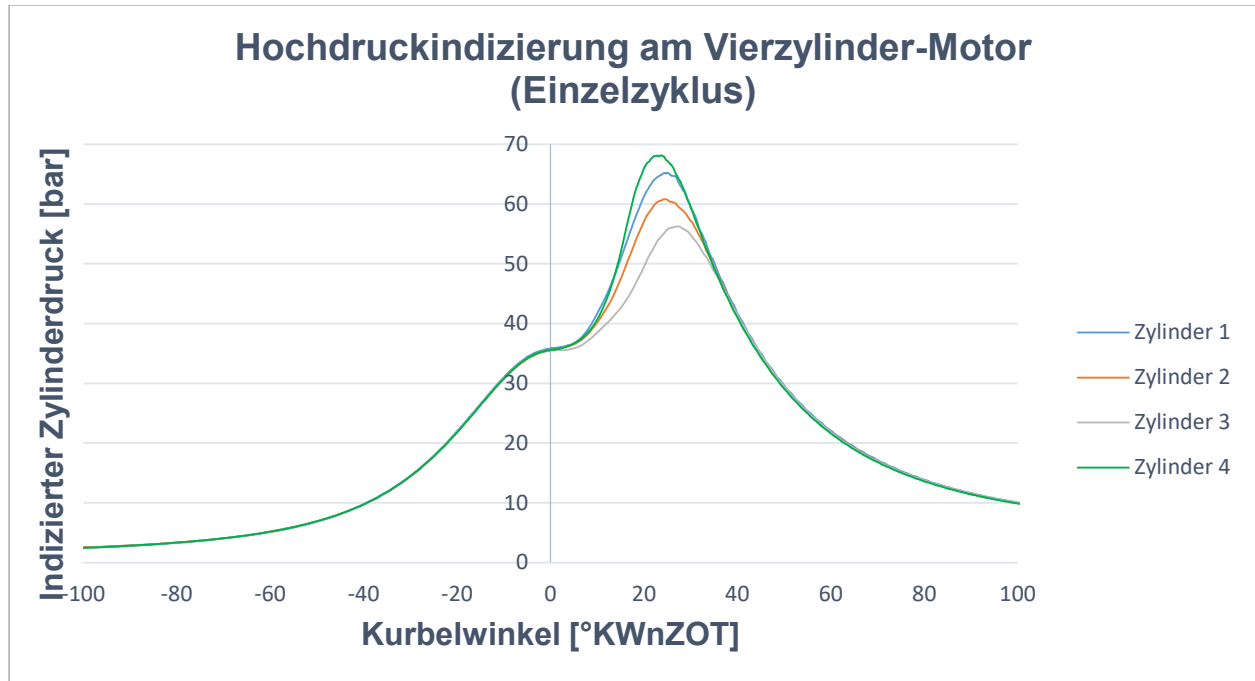


Abbildung 3.9 Hochdruckindizierung am Vierzylinder-Motor (Einzelzyklus) für den Untersuchungspunkt mit 0%-AGR-Rate und 0%-Wasser-Kraftstoff-Verhältnis

4. Ergebnisse der Simulation

In diesem Kapitel wird die Verlustanalyse der drei Gruppen von Untersuchungspunkten:

- ohne AGR mit der Variation der Wassereinspritzmenge
- mit AGR mit der Variation der Wassereinspritzmenge
- mit 60%-Wasser-Kraftstoff-Verhältnis mit und ohne AGR

durchgeführt. Es werden die Tendenzen zur Wirkungsgradänderung festgestellt, die Einzelverluste miteinander verglichen und Ursachen für die Wirkungsgradänderung beschrieben. In der Tabelle 4.1 sind wichtigsten Messdaten vom Prüfstand dargestellt, die als Eingangsdaten für die Simulation genutzt wurden.

Tabelle 4.1 Messdaten vom Prüfstand

Daten	Untersuchungspunkt					
	0AGR			10AGR		
	0H ₂ O	40H ₂ O	60H ₂ O	0H ₂ O	40H ₂ O	60H ₂ O
ISFC [g/kW-h]	212,08	209,69	208,33	208,94	206,48	204,72
VSP [°KWnOT]	18,89	16,07	16,01	16,22	14,61	11,96
HC [ppm_C1]	551	660	741	638	762	812
CO [ppm]	5200	4300	4100	3600	3100	3000
p _{saug} [bar]	1,69	1,66	1,64	1,81	1,79	1,78
P _{aus} [bar]	1,57	1,54	1,54	1,72	1,71	1,71
Zündverzögerung [°KW]	15,15	16,19	16,93	17,97	19,60	20,52

4.1 Verlustanalyse

4.1.1 Untersuchungspunkte ohne AGR unter Variation der Wassereinspritzmenge

Zuerst werden die drei Untersuchungspunkte ohne Abgasrückführung und mit einer Variation der Wassereinspritzmenge im Massenverhältnis zum eingespritzten Kraftstoff betrachtet. Die Wassereinspritzmengen betragen 0 m%, 40 m% und 60 m%. Die Abbildung 4.1 zeigt die Aufteilung der Einzelverluste ausgehend vom theoretischen Wirkungsgrad des vollkommenen Motors.

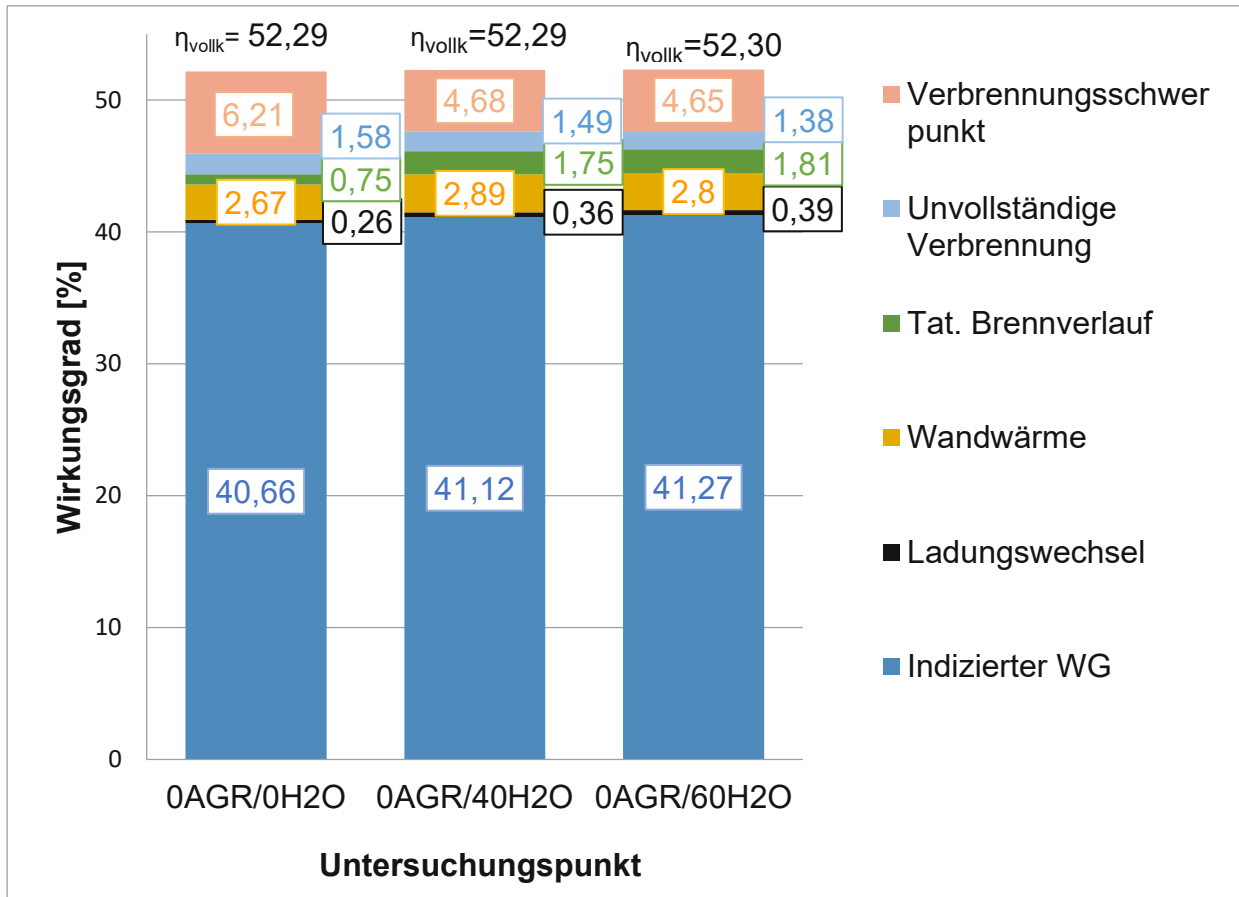


Abbildung 4.1 Verlustteilung ausgehend von dem theoretischen Wirkungsgrad des vollkommenen Motors für 3 Untersuchungspunkte ohne AGR mit der Variation der Wassereinspritzmenge

Aus diesen Diagrammen ist deutlich ersichtlich, dass der indizierte Wirkungsgrad mit der Erhöhung der Wassereinspritzrate zunimmt. Die größte Verlustreduktion von bis 1,56% zeigt sich in der Verschiebung des Verbrennungsschwerpunktes. Die [Abbildung 4.2](#) stellt die relativen Brennverläufe in Abhängigkeit von dem Kurbelwinkel für drei betrachtete Untersuchungspunkte dar, die entsprechenden Verbrennungsschwerpunkte sind als Punkte auf den Kurven gezeichnet.

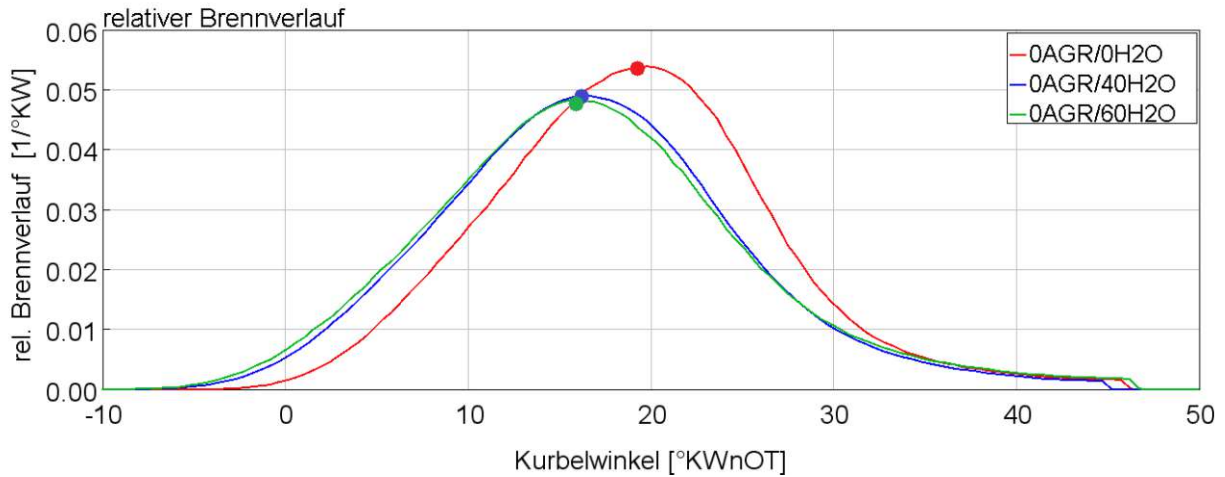


Abbildung 4.2 Brennvorgänge im 4-Zylinder-Modell für Untersuchungspunkte ohne AGR und mit der Wassermengenvariation

Die Abbildung zeigt die leicht erkennbare Tendenz zur Verschiebung des Verbrennungsbeginns bzw. Verbrennungsschwerpunktes in Richtung „früh“. Die [Abbildung 4.3](#) zeigt die Brenndauer im °Kurbelwinkel für drei Untersuchungspunkte und davon abhängigen Lagen der Verbrennungsschwerpunkte.

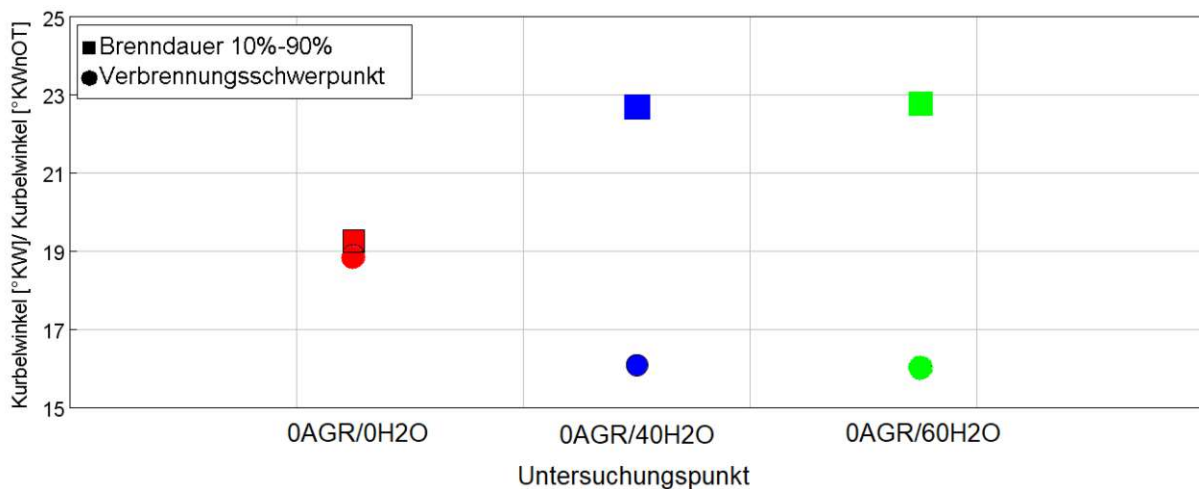


Abbildung 4.3 Brenndauer für Untersuchungspunkte ohne AGR und mit der Wassermengenvariation

Diese Tendenz ist damit verbunden, dass aufgrund des eingespritzten Wassers die Temperatur im Zylinder gesenkt wird und dementsprechend die Klopfneigung verringert wird, was die Verschiebung zum früheren Zündzeitpunkt ermöglicht [18]. Die [Abbildung 4.4](#) veranschaulicht die Temperaturverläufe in der unverbrannten Zone für drei Untersuchungspunkte mit Verdichtungsendtemperaturen und bestätigt diese Aussage. Es ist zu beachten, dass hier die Temperatur in der unverbrannten Zone, vor allem während der Verdichtung, betrachtet wird und deshalb werden die Verläufe nur während der Verdichtung, d.h. vom unteren Totpunkt bis zum oberen Totpunkt

dargestellt, weil diese Phase für die Verschiebung des Verbrennungsschwerpunktes am wichtigsten ist.

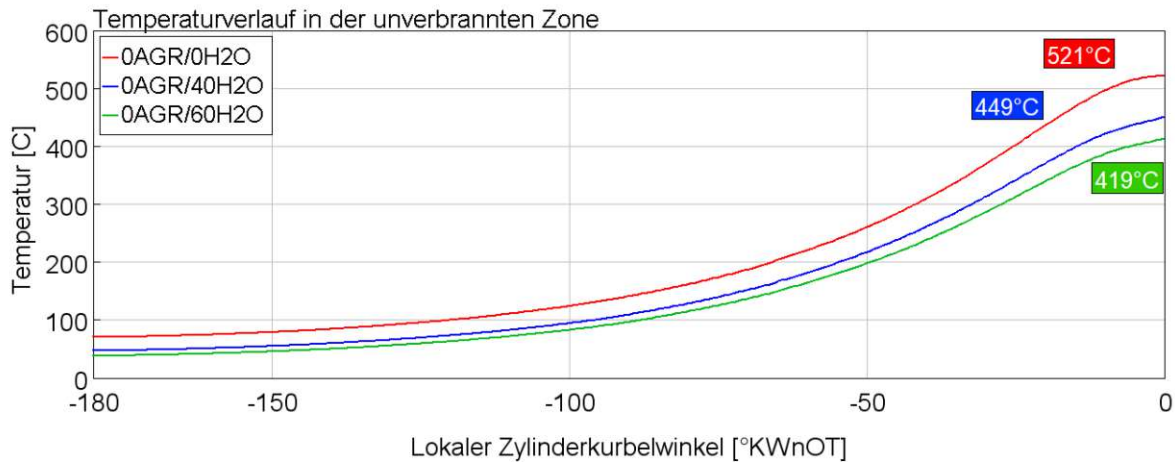


Abbildung 4.4 Temperaturverläufe in der unverbrannten Zone für Untersuchungs­punkte ohne AGR und mit der Wassermengenvariation

Der früher liegende Verbrennungsschwerpunkt ist günstig, weil, wie im Abschnitt 2.1.4 geschrieben ist, je später nach dem oberen Totpunkt die Verbrennung beginnt und stattfindet, desto mehr Energie wird verloren [7]. Die Reduzierung der Verdichtungsendtemperatur erfolgt aufgrund durch die Wassereinspritzung reduzierten Isentropenkoeffizienten bzw. erhöhten spezifischen Wärmekapazitäten des Gemisches [8]. Die spezifischen Wärmekapazitäten sind in der [Abbildung 4.5](#) und die Isentropenkoeffizienten in der [Abbildung 4.6](#) für drei Untersuchungs­punkte dargestellt.

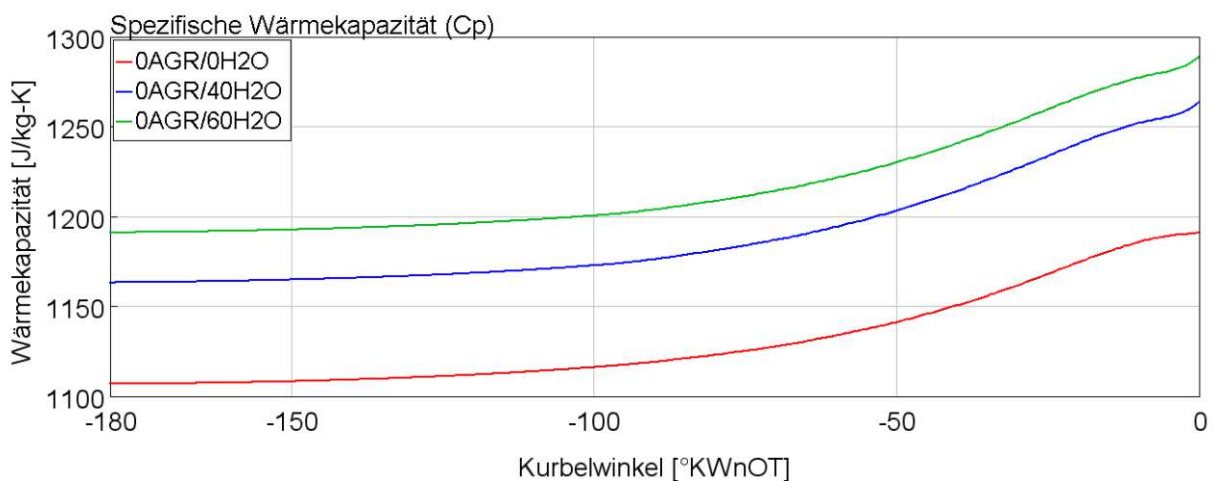


Abbildung 4.5 Spezifische Wärmekapazitäten für Untersuchungs­punkte ohne AGR und mit der Wassermengenvariation

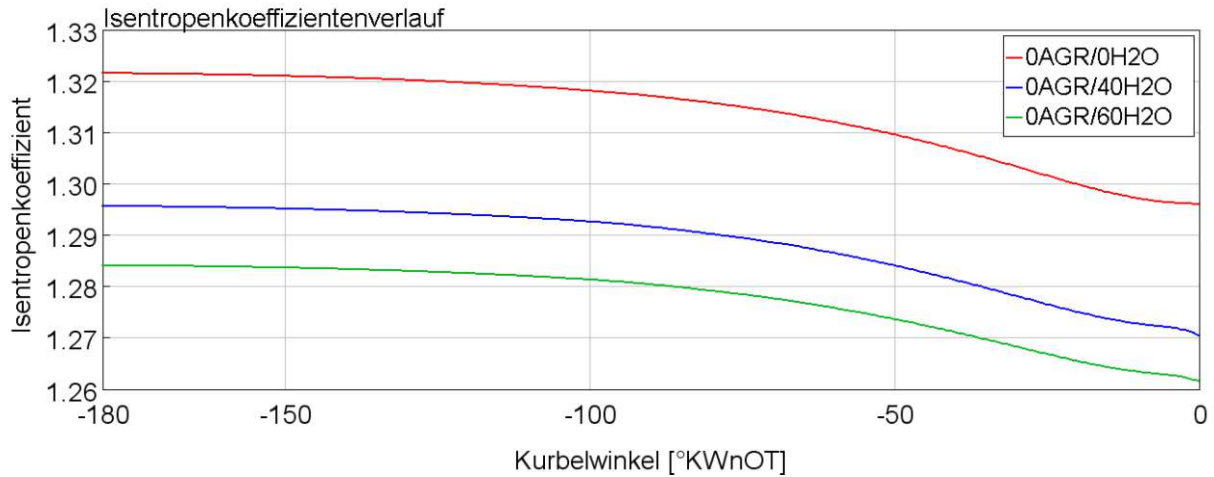


Abbildung 4.6 Isentropenkoeffizientenverlauf für Untersuchungspunkte ohne AGR und mit der Wassermengenvariation

Mit einer Verlustreduktion durch die Verschiebung des Verbrennungsschwerpunktes Richtung „früh“ vergrößert sich jedoch ein anderer Verlust und zwar der Verlust durch tatsächlichen Brennverlauf. Die Wassereinspritzung erhöht die Dauer der Verbrennung, was in der Abbildung 4.3 zu sehen ist. Die langsamere Verbrennung mit zusätzlichen Wassermolekülen verursacht im Endeffekt der Wirkungsgradabfall von ca.1%, da je rascher die Verbrennung verläuft, desto weniger Energie wird ungenutzt [9].

Mit der Temperatur im Zylinder und dem Brennverlauf ist noch ein Einzelverlust direkt verbunden, nämlich Wandwärmeverlust. In der Abbildung 4.1 sind die Wandwärmeverluste für die Untersuchungspunkte mit 40% Wassereinspritzung um 0,22% und mit 60% Wassereinspritzung um 0,13% höher als bei dem Untersuchungspunkt ohne Wassereinspritzung, obwohl die Temperatur im Zylinder niedriger ist. Auf dem ersten Blick wirkt es überraschend, aber das lässt sich dadurch erklären, dass die Verbrennung mit Wassereinspritzung näher zum oberen Totpunkt stattfindet und nicht so rasch wie ohne Wassereinspritzung erfolgt. Aufgrund der im Abschnitt 2.1.5 beschriebenen Begründung verursacht das höhere Verluste. Die Verläufe der Wärmeübertragungsraten in Abhängigkeit von dem Kurbelwinkel sind in der Abbildung 4.7 dargestellt. Größere Wärmeströme bedeuten größere durch die Wand abgeführte Wärme und dementsprechend einen höheren Anteil an der ungenutzten Energie [10].

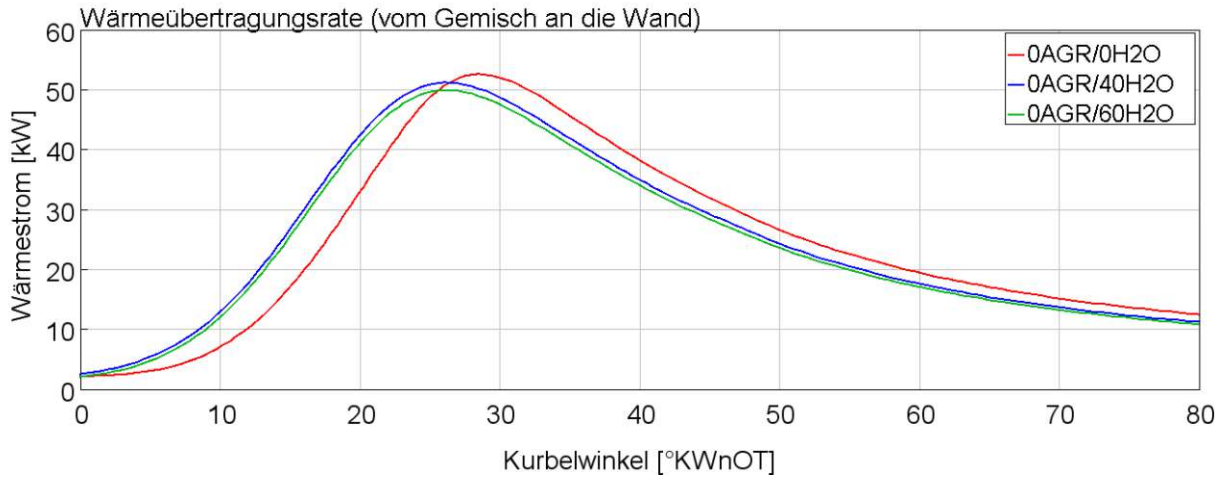


Abbildung 4.7 Wärmeübertragungsraten für Untersuchungspunkte ohne AGR und mit der Wassermengenvariation

Es ist zu beachten, dass beim Untersuchungspunkt mit 60% Wassereinspritzung weniger Wärme durch die Wand übertragen wird als beim Untersuchungspunkt mit 40% Wassereinspritzung, weil der Wärmestrom in diesem Fall durch die kleinere Temperaturdifferenz getrieben ist. Das erklärt den niedrigeren Wandwärmeverlusten bei dem Untersuchungspunkt mit der größeren Wassereinspritzmenge.

Ein weiterer mit der Wassereinspritzung steigender Verlust ist der Ladungswechselverlust. Bei den Untersuchungspunkt mit Wassereinspritzung ist der Ladungswechselverlust um 0,1% bzw. 0,13% höher als ohne Wassereinspritzung. Das basiert auf der verrichteten Arbeit für den Ladungswechsel. Die [Abbildung 4.8](#) zeigt, dass mit der zunehmenden Wasserrate die in den Zylinder gefangene Masse steigt und somit vergrößert sich die Ladungswechselarbeit.

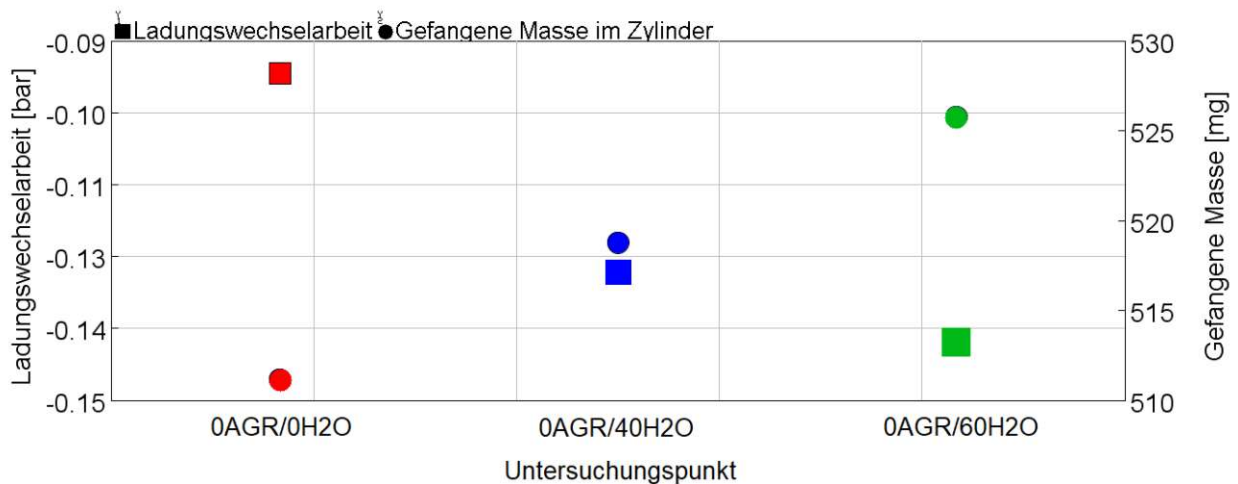


Abbildung 4.8 Ladungswechselarbeit und im Zylinder gefangene Masse für Untersuchungspunkte ohne AGR und mit der Wassermengenvariation

Der Vergleich der durchströmten Masse durch ein Einlassventil für alle drei Untersuchungspunkte zusammen mit der Hubkurve zeigt die Abbildung 4.9. Sie veranschaulicht noch einmal die vergrößerten Massenströme bei den Untersuchungspunkten mit Wassereinspritzung.

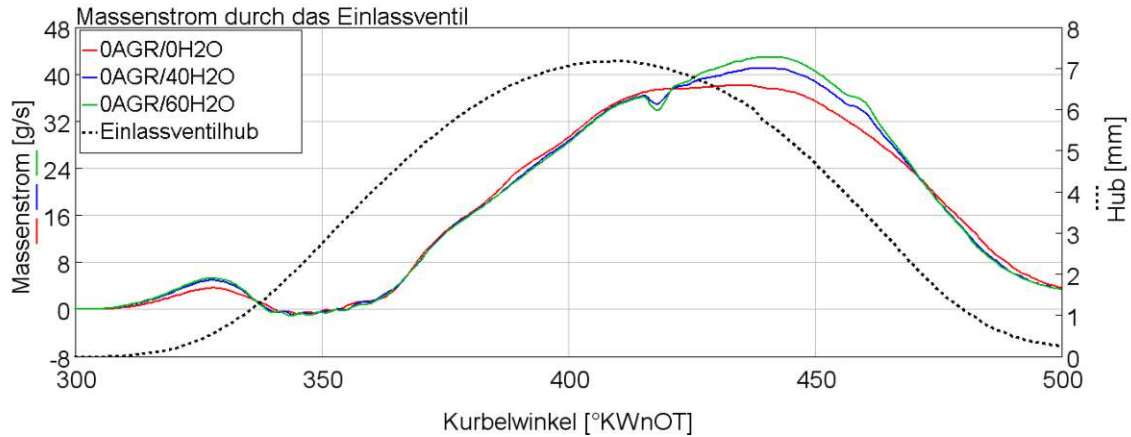


Abbildung 4.9 Massenstrom durch ein Einlassventil für Untersuchungspunkte ohne AGR und mit der Wassermengenvariation mit dazugehöriger Hubkurve

Der letzte betrachtete Einzelverlust ist der Verlust durch unvollständige Verbrennung. Bei der 40%-Wassereinspritzung ergibt sich eine Verlustreduktion von 0,09% und bei der 60%-Wassereinspritzung von 0,2% im Vergleich zum Untersuchungspunkt ohne Wassereinspritzung. Obwohl die HC-Emissionen bei der Wassereinspritzung zunehmen, reduziert sich der gesamte Verlust durch unvollständige Verbrennung aufgrund der deutlich abnehmenden CO-Emissionen, die auch einen Teil dieses Verlustes darstellen. Ein Nachteil im Sinne der vergrößerten Unverbrannten durch frühere Verbrennung eliminiert sich teilweise durch eine günstigere Flammenausbreitung.

Die Abbildung 4.10 zeigt die Wirkungsgrade des Turboaufladungssystems. Es ist nur eine ganz kleine Reduktion mit der Wassereinspritzung zu merken. Der Grund dafür liegt in der reduzierten Abgastemperatur und dementsprechend dem reduzierten Abgasdruck.

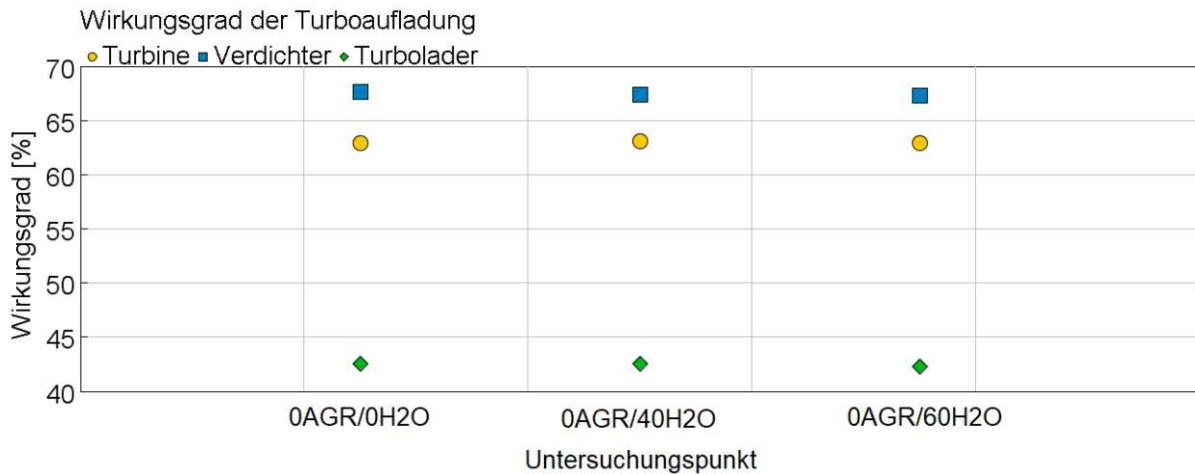


Abbildung 4.10 Wirkungsgrad der Turboaufladung für Untersuchungspunkte ohne AGR und mit der Wassermengenvariation

Das zeigt, dass die Wassereinspritzung keine signifikanten Nachteile für die Turboaufladung aufweist und deshalb wird die Motorleistung nicht erniedrigt.

Die durchgeführte Analyse für Untersuchungspunkte ohne AGR und mit der Wassermengenvariation zeigt, dass die Saugrohreinspritzung des Wassers in der Menge von 40% im Verhältnis zum eingespritzten Kraftstoff eine Steigerung des indizierten Motorwirkungsgrades von 0,46% bringt. Die Erhöhung des Wasser-Kraftstoff-Verhältnis auf 60% ergibt einen zusätzlichen Wirkungsgradzuwachs von 0,15%.

Aus dem indizierten Wirkungsgrad lässt sich leicht der effektive Wirkungsgrad ausrechnen, indem der indizierte mit dem mechanischen Wirkungsgrad multipliziert wird. Der mechanische Wirkungsgrad ist als ein Verhältnis von effektivem Mitteldruck zum indizierten Mitteldruck definiert. Im Rahmen dieser Arbeit wurden aber alle Untersuchungspunkte mit der gleichen Last von 14 bar betrachtet, was die gleichen effektiven Mitteldrücke bedeutet. Die Reibungswerte sind aus den Messungen bekannt und unterscheiden sich voneinander nicht signifikant, sie liegen im Bereich 0,8-0,9 bar. Diese Werte wurden ins Modell als Reibungsmitteldrücke eingefügt und führten anschließend zu den fast identen indizierten Mitteldrücken. In dieser Arbeit ist hauptsächlich der indizierte Wirkungsgrad und seine Änderungen von Interesse. Aus diesen Gründen wird an dieser Stelle sowie bei der Betrachtung der weiteren Gruppen von Untersuchungspunkten auf die explizite Umrechnung bis effektive Wirkungsgraden verzichtet.

In der [Abbildung 4.11](#) ist die Tendenz zur spezifischen Verbrauchsreduktion mit steigender Wassereinspritzrate dargestellt.

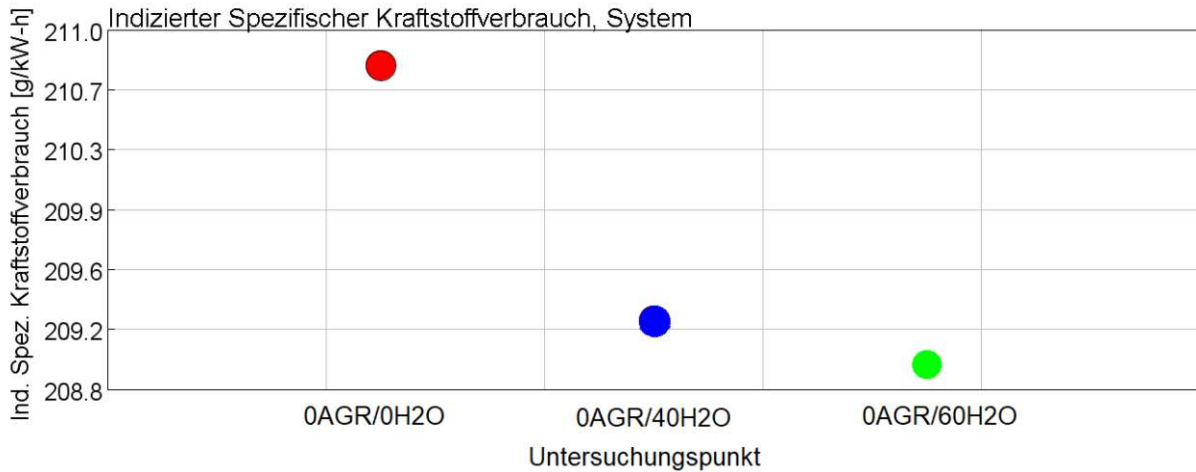


Abbildung 4.11 Spezifischer Kraftstoffverbrauch für Untersuchungspunkte ohne AGR und mit der Wassermengenvariation

4.1.2 Untersuchungspunkte mit AGR unter Variation der Wassereinspritzmenge

Als zweites wird die Gruppe aus drei Untersuchungspunkten mit der konstanten Abgasrückführung und mit der Variation der Wassereinspritzmenge betrachtet. In alle drei Untersuchungspunkte wurde die Abgasrückfuhrmenge auf 10% im Verhältnis zum Frischluftmassenstrom eingestellt und die Wassereinspritzmenge wurde wieder mit 0%, 40% und 60% im Massenverhältnis zum eingespritzten Kraftstoff variiert. Die [Abbildung 4.12](#) zeigt die Verlustaufteilung ausgehend vom theoretischen Wirkungsgrad des vollkommenen Motors.

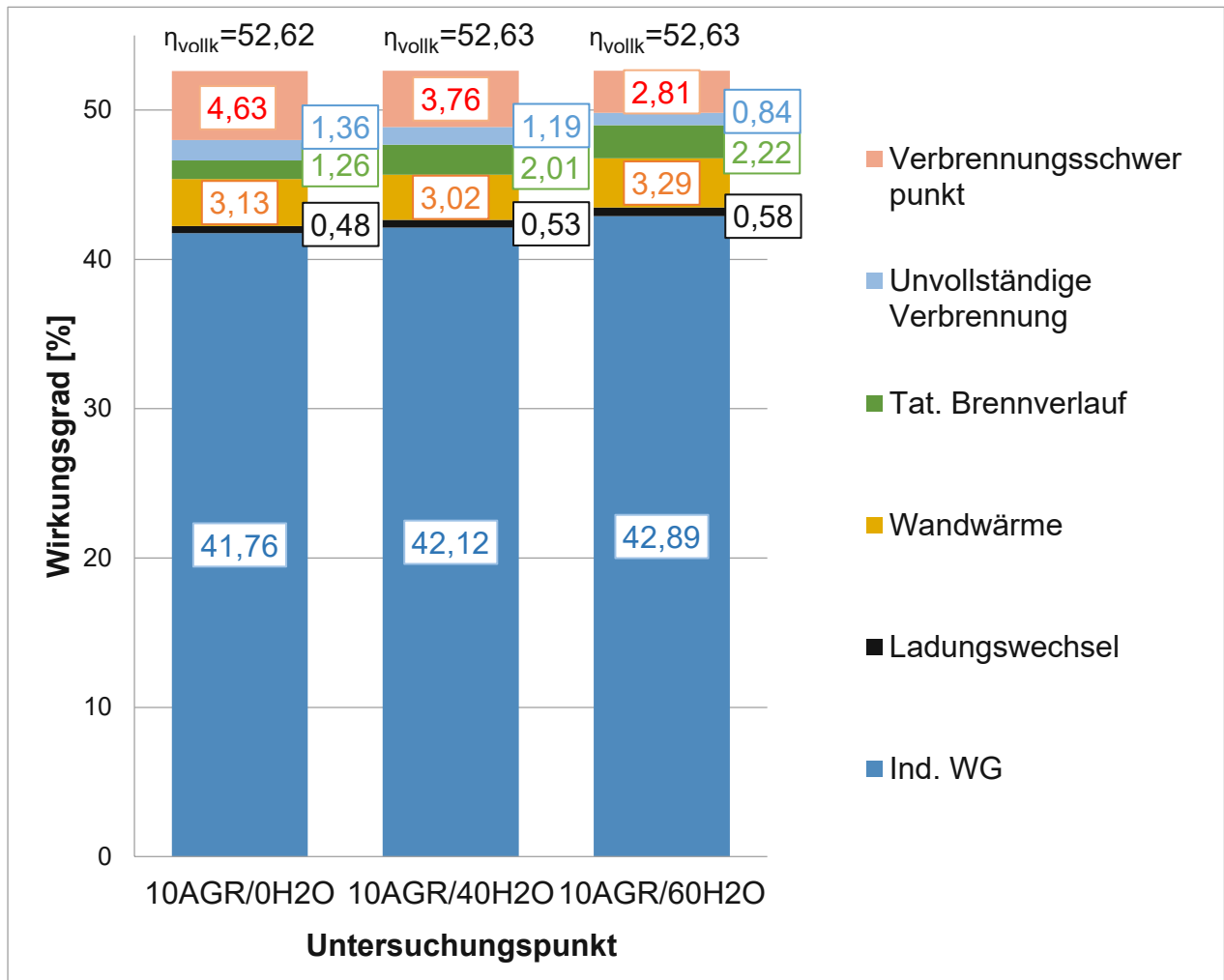


Abbildung 4.12 Verlustteilung ausgehend von dem theoretischen Wirkungsgrad des vollkommenen Motors für 3 Untersuchungspunkte mit AGR

Aus dem Vergleich der Abbildungen 4.1 und 4.12 fällt auf, dass allein durch die Abgasrückführung der Wirkungsgrad des vollkommenen Motors um 0,24% erhöht wurde. Das erfolgt wegen der theoretischen Wirkungsgradänderung des Hochdruckprozesses, die durch einen bestimmten Abgasanteil in der Frischladung bedingt ist [19].

In dieser Gruppe der Untersuchungspunkte spielt die Verschiebung des Verbrennungsschwerpunktes wieder die entscheidende Rolle bei der Verlustreduktion. Für den Untersuchungspunkt 10AGR/40H₂O beträgt die Verlustreduktion 0,87% und für den Untersuchungspunkt 10AGR/60H₂O sogar 1,82% im Vergleich zum Untersuchungspunkt 10AGR/0H₂O. Die [Abbildung 4.13](#) stellt die relativen Brennverläufe in Abhängigkeit von dem Kurbelwinkel für drei betrachtete Untersuchungspunkte dar, die entsprechenden Verbrennungsschwerpunkte sind als Punkte auf den Kurven gezeichnet.

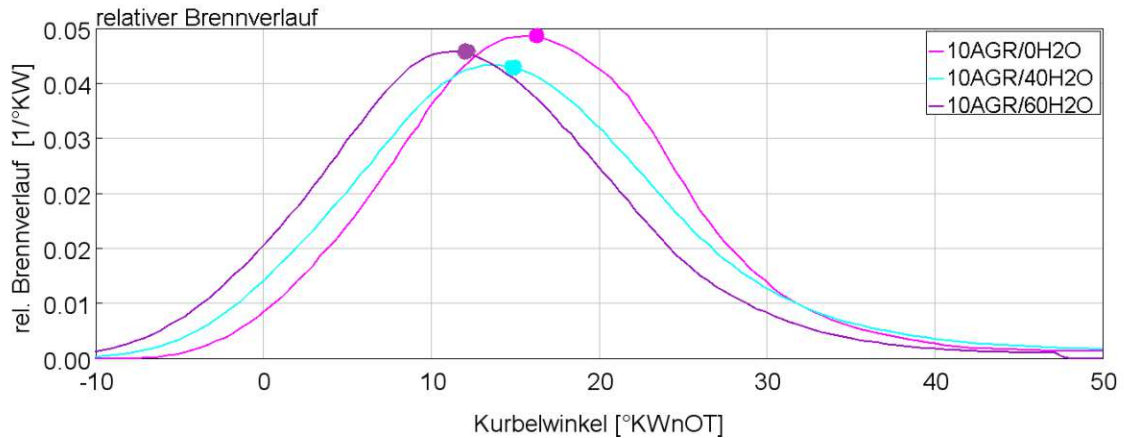


Abbildung 4.13 Brennvorgänge im 4-Zylinder-Modell für Untersuchungsbedingungen mit AGR und mit der Wassermengenvariation

Hier ist die gleiche Tendenz zur Verschiebung des Verbrennungsschwerpunktes zum OT, d.h. zu einer günstigeren Lage, mit steigender Wassereinspritzungsrate ersichtlich. Durch den zusätzlichen Vergleich zweier Untersuchungsbedingungen ohne Wassereinspritzung mit und ohne AGR in der [Abbildung 4.14](#) kann der Einfluss der AGR auf den Brennverlauf und die Verbrennungsschwerpunktlage festgestellt werden. Die für diese Verschiebungen verantwortlichen Gründe sind in dem Abschnitt 2.2.3 beschrieben.

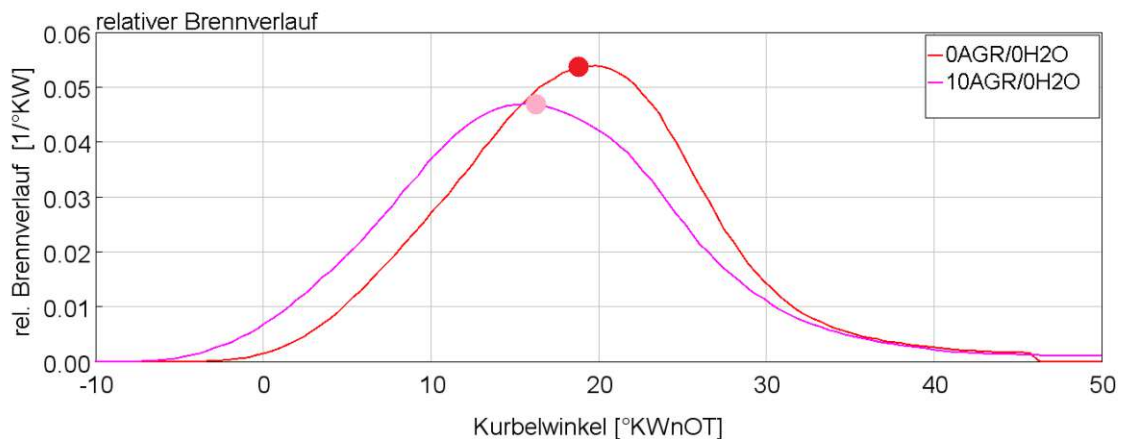


Abbildung 4.14 Brennvorgänge im 4-Zylinder-Modell für Untersuchungsbedingungen ohne Wassereinspritzung mit und ohne AGR

Die 10%-AGR ergeben eine Verschiebung des Verbrennungsschwerpunktes von $2,77^\circ\text{KW}$ zum OT und verursachen die Veränderungen des Brennverlaufes. Die [Abbildung 4.15](#) zeigt die Temperaturverläufe in der unverbrannten Zone für drei Untersuchungsbedingungen mit Verdichtungsendtemperaturen und veranschaulicht die Temperaturreduktion.

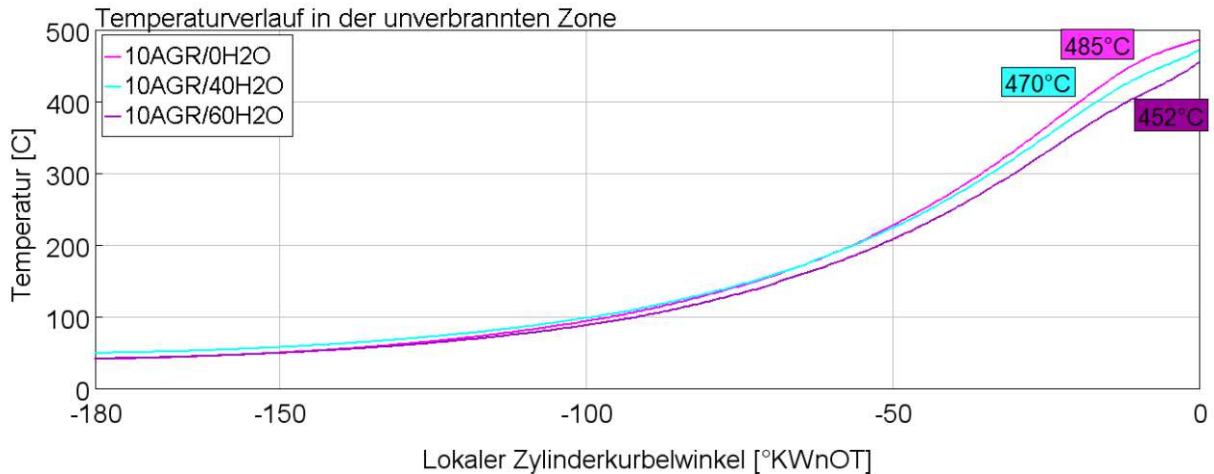


Abbildung 4.15 Temperaturverläufe im Zylinder für Untersuchungspunkte mit AGR und mit der Wassermengenvariation

Die Reduzierung der Verdichtungsendtemperaturen erfolgt aufgrund den durch die Wassereinspritzung reduzierten Isentropenkoeffizienten bzw. erhöhten spezifischen Wärmekapazitäten des Gemisches und erhöhte Verdampfungsenthalpie gleich wie bei der vorigen Gruppe von Untersuchungspunkten [20]. Die spezifischen Wärmekapazitäten sind in der [Abbildung 4.16](#) und die Isentropenkoeffizienten in der [Abbildung 4.17](#) für drei Untersuchungspunkte dargestellt.

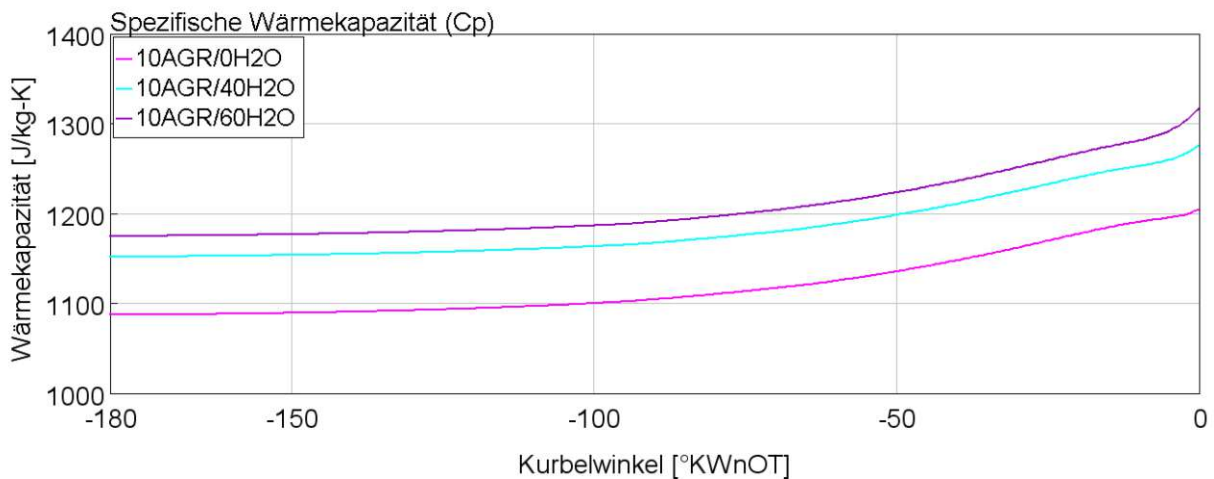


Abbildung 4.16 Spezifische Wärmekapazitäten für Untersuchungspunkte mit AGR und mit der Wassermengenvariation

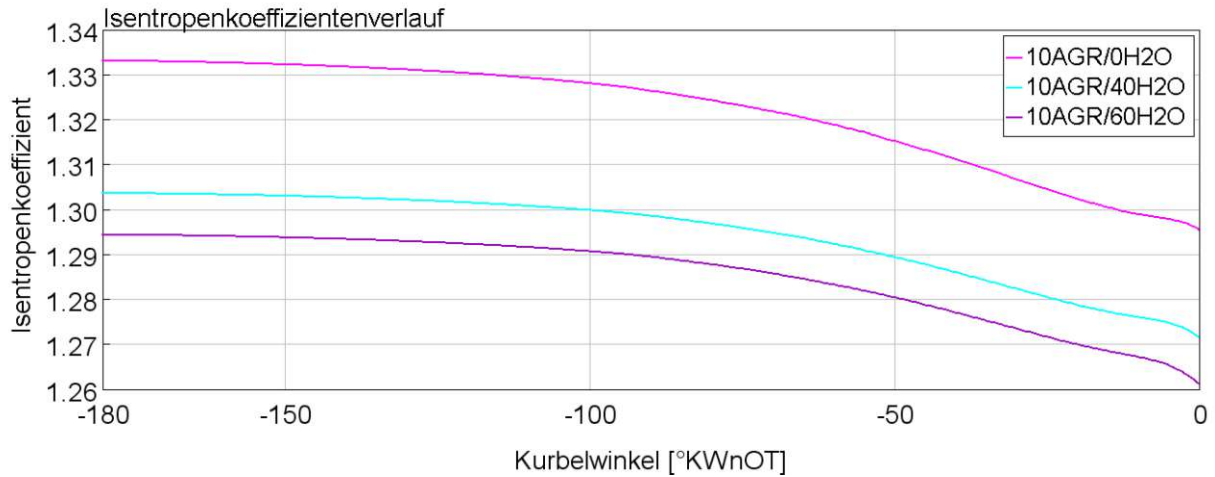


Abbildung 4.17 Isentropenkoeffizientenverlauf für Untersuchungspunkte mit AGR und mit der Wassermengenvariation

Der Verlust durch einen nicht idealen bzw. tatsächlichen Brennverlauf nimmt mit steigendem Wassereinspritzungsanteil deutlich zu und beträgt bei dem 60%-Wasser-Kraftstoff-Verhältnis um 0,96% mehr als bei dem Untersuchungspunkt ohne Wassereinspritzung. Das passiert, weil zu den nicht brennbaren Teilen aus Abgas noch das Wasser dazu kommt, was die Verbrennung verlangsamt und der Brennverlauf ausdehnt. Die Hintergründe dafür sind in den Abschnitten 2.2.2-2.2.3 sowie in 2.1.4 erklärt. Die erhöhte Verbrennungsdauer mit Wassereinspritzung ist in der [Abbildung 4.18](#) zu sehen.

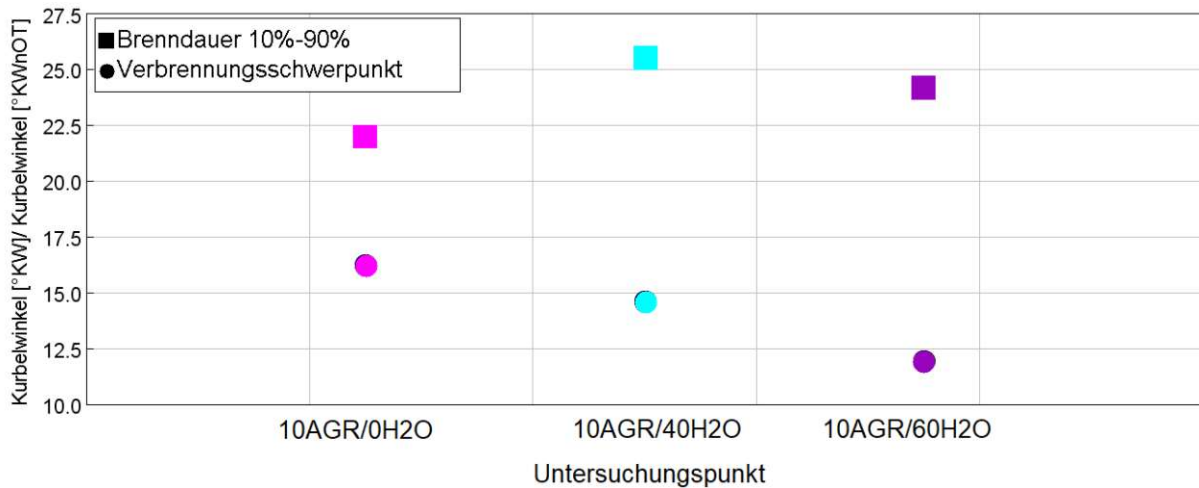


Abbildung 4.18 Brenndauer 10%-90% und Verbrennungsschwerpunkte für Untersuchungspunkte mit AGR und mit der Wassermengenvariation

Gleichzeitig mit der Vergrößerung der Verluste durch tatsächlichen Brennverlauf ergibt sich die Reduktion der Verluste durch unvollständige Verbrennung. Das erfolgt aus dem gleichen Grund wie bei der vorigen Gruppe von Untersuchungspunkten. Demzufolge wird ein Teil der Verluste durch tatsächlichen Brennverlauf kompensiert.

Die Wandwärmeverluste zeigen unterschiedliche Tendenzen. Bei dem Untersuchungspunkt mit dem 40 m%-Wasser-Kraftstoff-Verhältnis ist der Wandwärmeverlust um 0,11% niedriger als bei dem Untersuchungspunkt ohne Wassereinspritzung. Bei dem Untersuchungspunkt mit 60 m%-Wasser-Kraftstoff-Verhältnis ist dieser Verlust umgekehrt um 0,16% höher als ohne Wassereinspritzung. An dieser Stelle ist es interessant noch einmal die entsprechenden Brenndauern und die Lagen der Verbrennungsschwerpunkte anzuschauen, die in der Abbildung 4.18 dargestellt sind. Der nach „früh“ verschobene Verbrennungsschwerpunkt bei dem Untersuchungspunkt mit der 60 m%-Wasserrate erklärt höhere Wandwärmeverluste, weil die Wärme näher zum OT abgegeben wird. Die [Abbildung 4.19](#) veranschaulicht wie viel Wärmestrom bei jedem Untersuchungspunkt durch die Zylinderwand abgegeben wird.

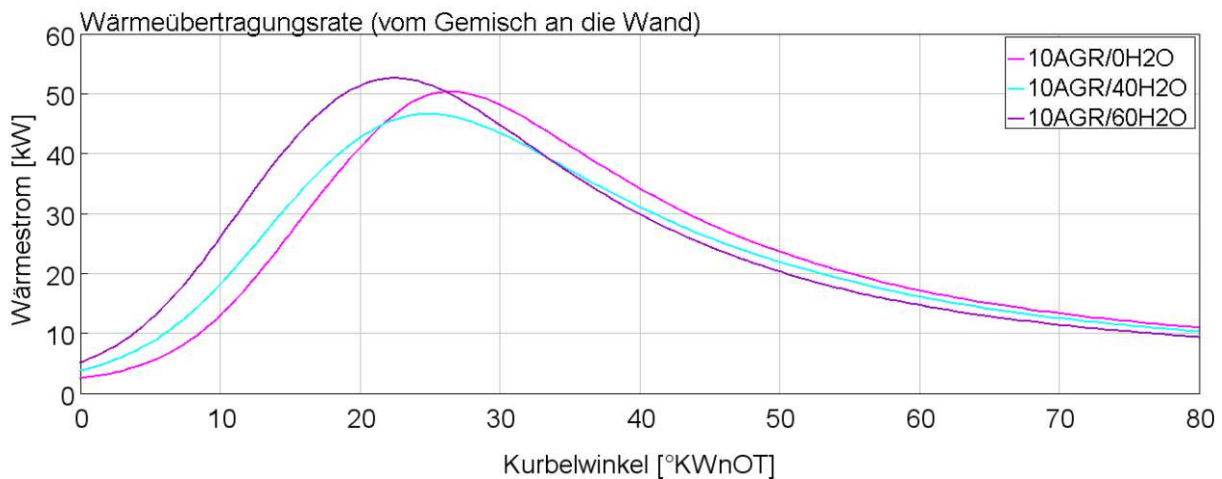


Abbildung 4.19 Wärmeübertragungsraten für Untersuchungspunkte mit AGR und mit der Wassermengenvariation

Die Ladungswechselerluste zeigen wiederum steigende Tendenz mit der Erhöhung der Wassereinspritzrate. Die Gründe dafür sind im Abschnitt 2.2.2 beschrieben. In den [Abbildungen 4.20-4.21](#) sind die vergrößerte Ladungswechselerarbeit und ein erhöhter Massenstrom nachgewiesen.

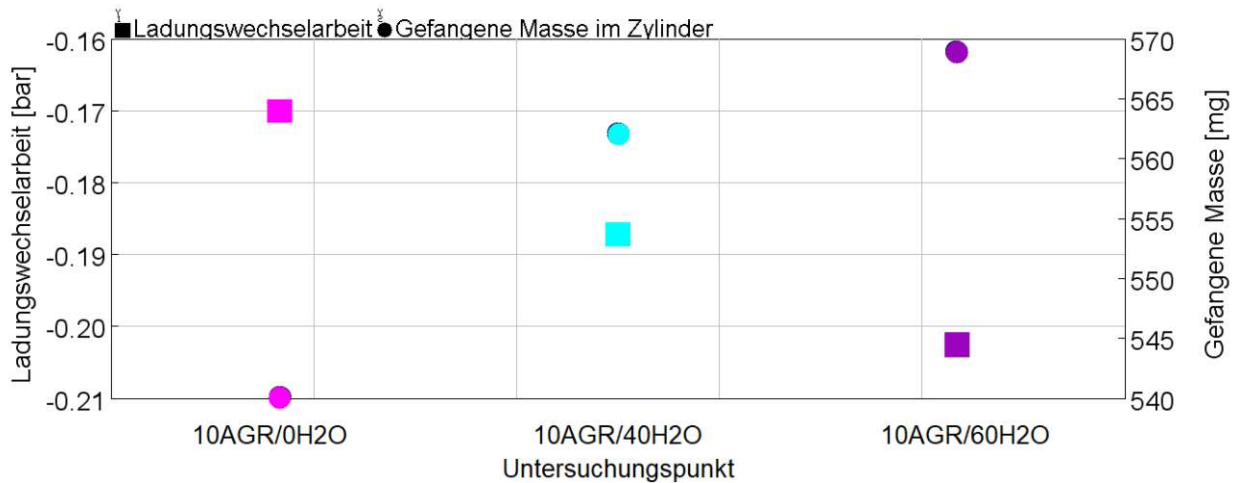


Abbildung 4.20 Ladungswechselerarbeit und im Zylinder gefangene Masse für Untersuchungspunkte mit AGR und mit der Wassermengenvariation

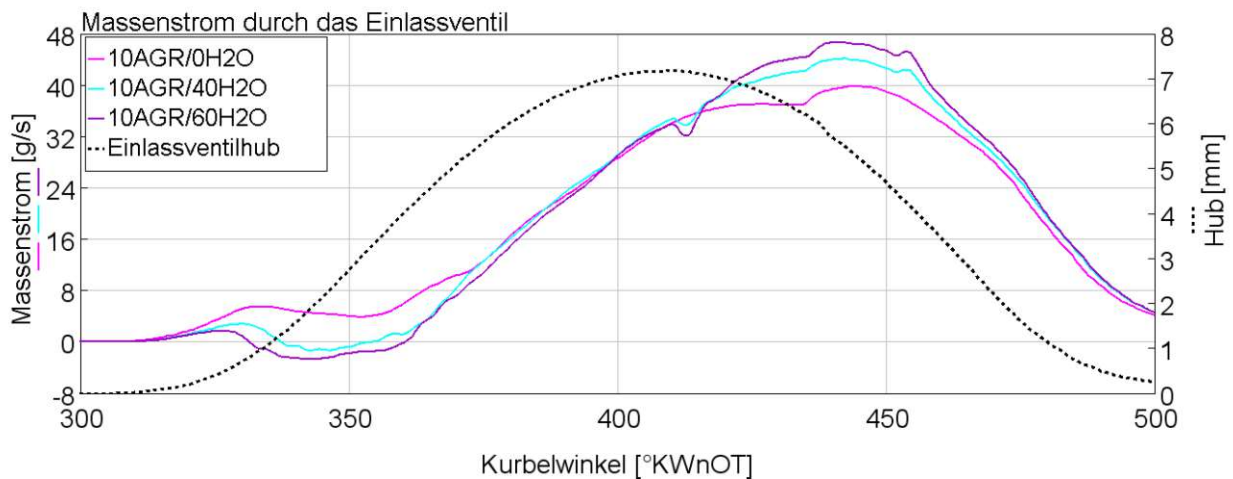


Abbildung 4.21 Massenstrom durch ein Einlassventil für Untersuchungspunkte mit AGR und mit der Wassermengenvariation

Es soll an dieser Stelle durch den Vergleich von Abbildungen 4.1 und 4.12 beachtet werden, dass die Ladungswechselverluste bei den Untersuchungspunkten mit AGR größer als ohne AGR sind. Der Grund dafür liegt darin, dass es sich im vorliegenden Fall um eine Niederdruck-Niederdruck Abgasrückführung handelt. Diese Art von Abgasrückführung und ihre Auswirkungen auf den Motorwirkungsgrad sind im Grundlagenteil dieser Arbeit ausführlich beschrieben. Die Wirkungsgrade des Turboladers für 3 Untersuchungspunkte mit AGR sind in der [Abbildung 4.22](#) dargestellt. Es ist eine leichte Tendenz zur Reduzierung des Turboladerwirkungsgrades mit der steigenden Wassereinspritzrate zu bemerken. Diese Effekte und Tendenzen sind die gleichen wie bei den Untersuchungspunkten ohne AGR und die Begründungen dafür sind im entsprechenden Abschnitt 4.1.1 zu finden. Die Verdichterwirkungsgrade werden jedoch im Vergleich mit den Untersuchungspunkten ohne AGR um 2% erhöht, weil das

zurückgeführte Abgas auch durch den Verdichter strömt und deswegen werden günstigere Drücke und Massenströme verursacht.

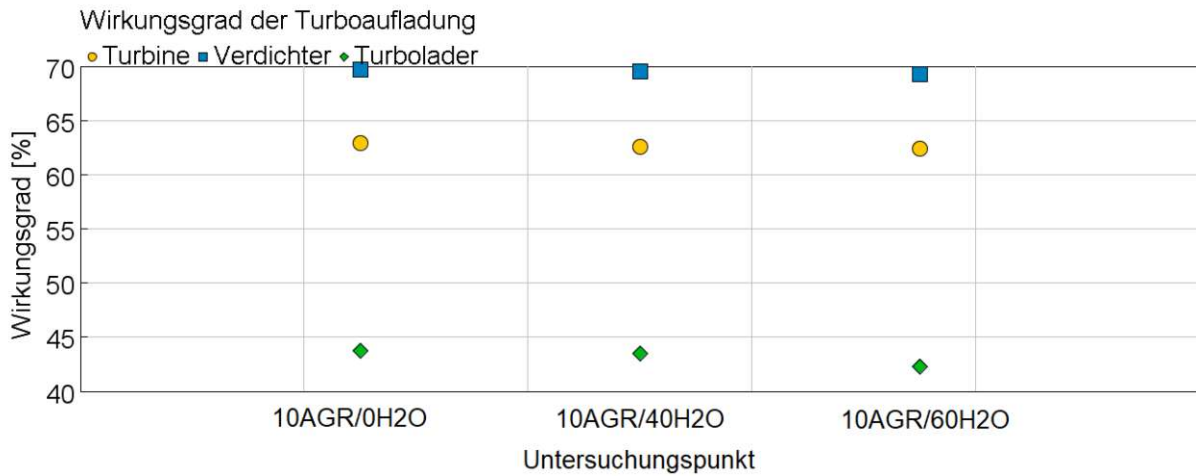


Abbildung 4.22 Wirkungsgrad der Turboaufladung für Untersuchungspunkte mit AGR und mit der Wassermengenvariation

In der [Abbildung 4.23](#) ist die Tendenz zur spezifischen Verbrauchsreduktion mit steigender Wassereinspritzrate dargestellt.

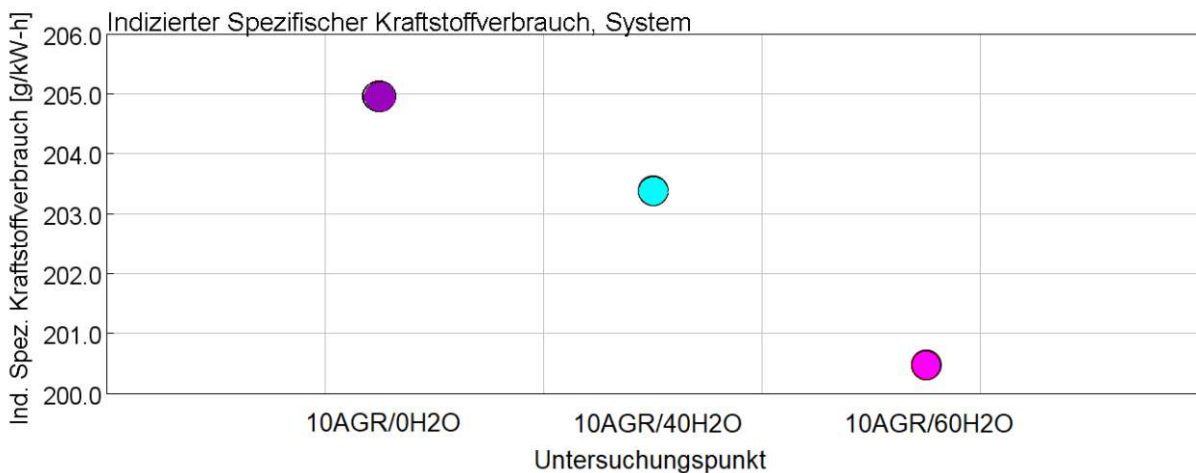


Abbildung 4.23 Spezifischer Kraftstoffverbrauch für Untersuchungspunkte mit AGR und mit der Wassermengenvariation

4.1.3 Vergleich der 2 Untersuchungspunkte mit 60 m%-Wasser-Kraftstoff-Verhältnis mit und ohne AGR

Durch diesen Vergleich wird hauptsächlich der Einfluss der Abgasrückführung auf die Verlustteilung und die Wirkungsgradänderung festgestellt. Die [Abbildung 4.24](#) stellt die Verlustteilung für beide Untersuchungspunkte dar.

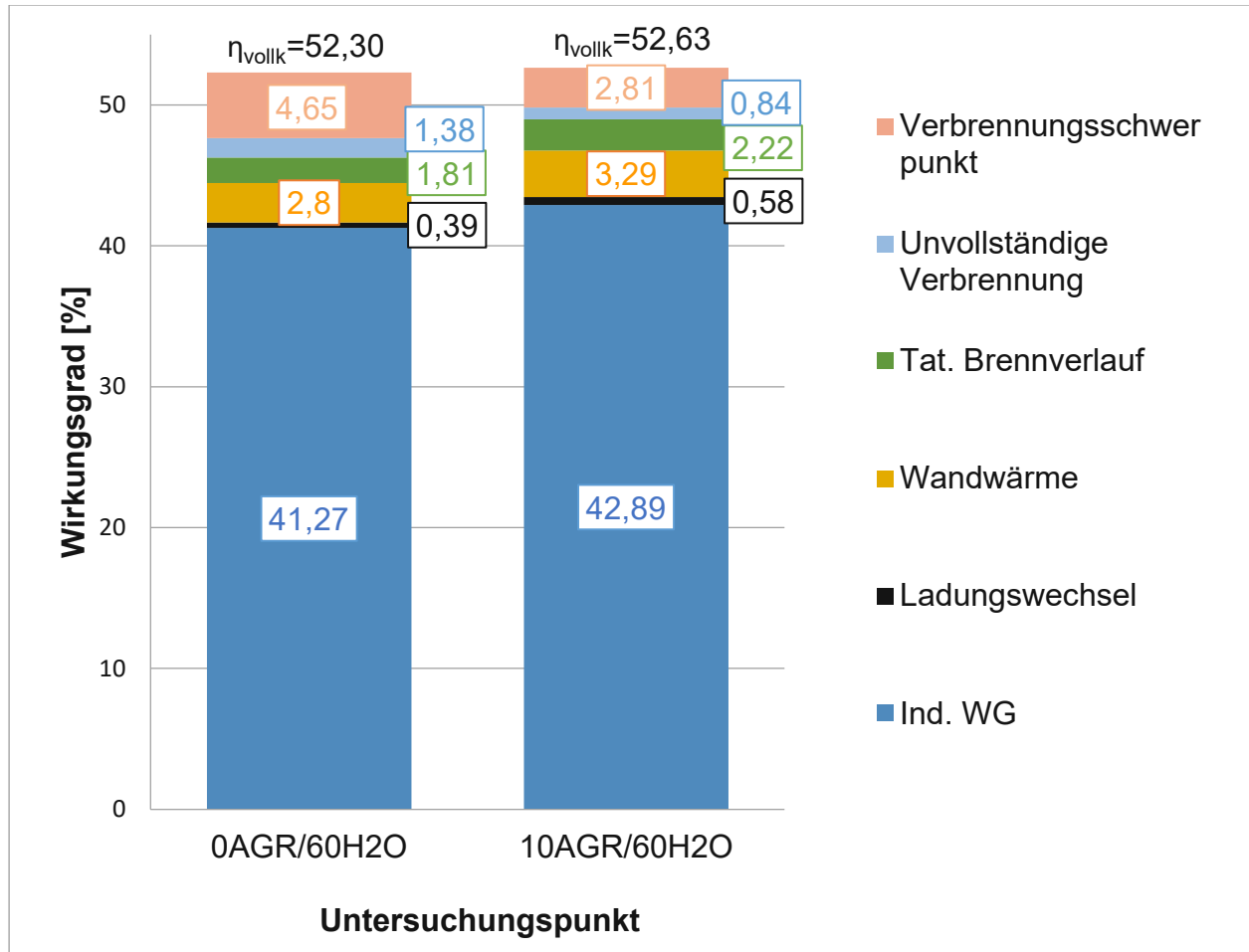


Abbildung 4.24 Verlustteilung ausgehend von dem theoretischen Wirkungsgrad des vollkommenen Motors für 2 Untersuchungspunkte mit 60 m%-Wasser ohne und mit AGR

Aus diesen Diagrammen ist gleich ersichtlich, dass die Zuführung von 10%-Abgasstrom zum Frischladungsstrom sowie den Wirkungsgrad des vollkommenen Motors als auch den indizierten Wirkungsgrad erhöht. Die größte Verlustreduktion ergibt sich durch die Verschiebung des Verbrennungsschwerpunktes. Die [Abbildung 4.25](#) zeigt eine leicht erkennbare Tendenz zur Verschiebung der Verbrennung Richtung „früh“.

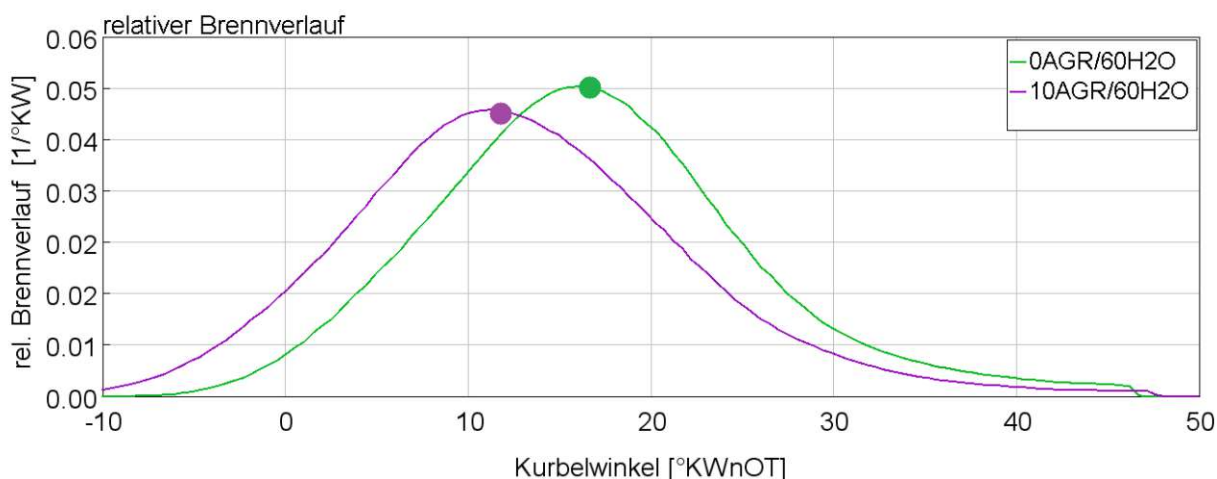


Abbildung 4.25 Brennvorgänge im 4-Zylinder-Modell für Untersuchungsstellen mit 60 m%-Wasser mit und ohne AGR

Eine Verschiebung des Verbrennungsschwerpunktes von 4,12°KW nach vorne bei dem Untersuchungsstelle mit 10%-AGR ist durch die reduzierte Klopfneigung ermöglicht. Durch die Ladungsverdünnung mit Abgas wird der Sauerstoffanteil in der Frischladung reduziert und somit die Spitzentemperatur im Zylinder reduziert, was zu einer Klopfneigungsreduktion führen kann. Außerdem hat im Abgas enthaltene Menge an CO_2 höhere Wärmekapazität und Dichte als O_2 aus der Luft, das bedingt eine Reduktion der Verdichtungsendtemperatur und erlaubt eine frühere Verbrennung. Die [Abbildung 4.26](#) zeigt die Massenanteile von CO_2 und O_2 um OT für beide Untersuchungsstellen im Vergleich.

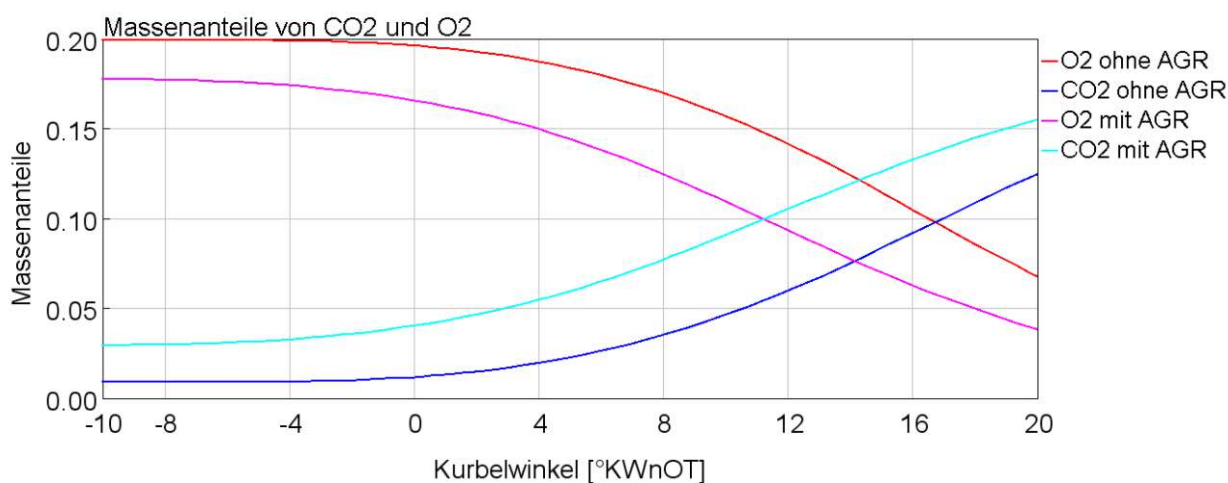


Abbildung 4.26 Massenanteile von CO_2 und O_2 für Untersuchungsstellen mit 60 m%-Wasser mit und ohne AGR

Die Temperaturverläufe für beide Untersuchungsstellen in der unverbrannten Zone und die durch die AGR verursachte höhere Verdichtungsendtemperatur sind in der [Abbildung 4.27](#) dargestellt.

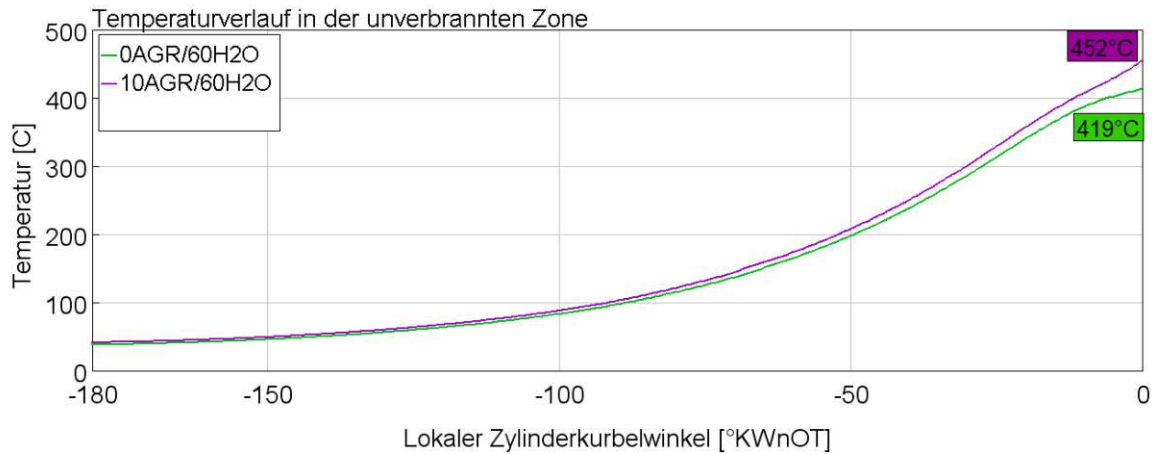


Abbildung 4.27 Temperaturverläufe in der unverbrannten Zone für Untersuchungsstelle mit 60 m%-Wasser mit und ohne AGR

Hier ist einen interessanten Effekt zu beobachten. Eine gleichzeitige Verwendung der Abgasrückführung und der Wassereinspritzung reduziert die Erniedrigung der Verdichtungsendtemperatur. So ergibt allein die Einspritzung von 60-m% Wasser eine Temperaturreduktion in der Verdichtungsphase von 102°C im Vergleich mit einem Untersuchungsstelle ohne Wassereinspritzung und ohne AGR. Bei der zusätzlichen Zuführung von 10%-AGR zu dem Untersuchungsstelle mit 60-m% Wasser verkleinert sich die Temperaturreduktion von 102°C bis 69°C. Das passiert wegen der Mitwirkung des Abgases zur Wasserverdampfung. Da aber das Abgas eine höhere Dichte als Luft hat, erlaubt es trotzdem eine frühere Verbrennung. Außerdem reduzieren nicht brennbare Teile aus dem Abgas in der Ladung die Spitzentemperatur im Zylinder.

Die um 0,49% höheren Wandwärmeverluste bei dem Untersuchungsstelle mit AGR sind mit dem größeren Wärmestrom an die Zylinderwand in der Nähe vom OT und damit mit dem größeren Anteil an ungenutzter Energie verbunden. Der Vergleich von Wärmeströmen ist in der [Abbildung 4.28](#) dargestellt.



Abbildung 4.28 Wärmeübertragungsraten für Untersuchungsstelle mit 60 m%-Wasser mit und ohne AGR

Das Vorhandensein der nicht brennbaren Teile aus dem Abgas in der Frischladung vergrößert den Verlust durch tatsächlichen Brennverlauf um 0,41%. Ein höherer Verlust ist durch die vergrößerte Brenndauer bedingt, da mehr Zeit für einen Wärmetauschprozess zur Verfügung steht und deswegen kann mehr Wärme abgeführt werden. Die Verbrennungsdauer in °KW zusammen mit dazugehörigen Verbrennungsschwerpunkten ist in der [Abbildung 4.28](#) gezeigt.

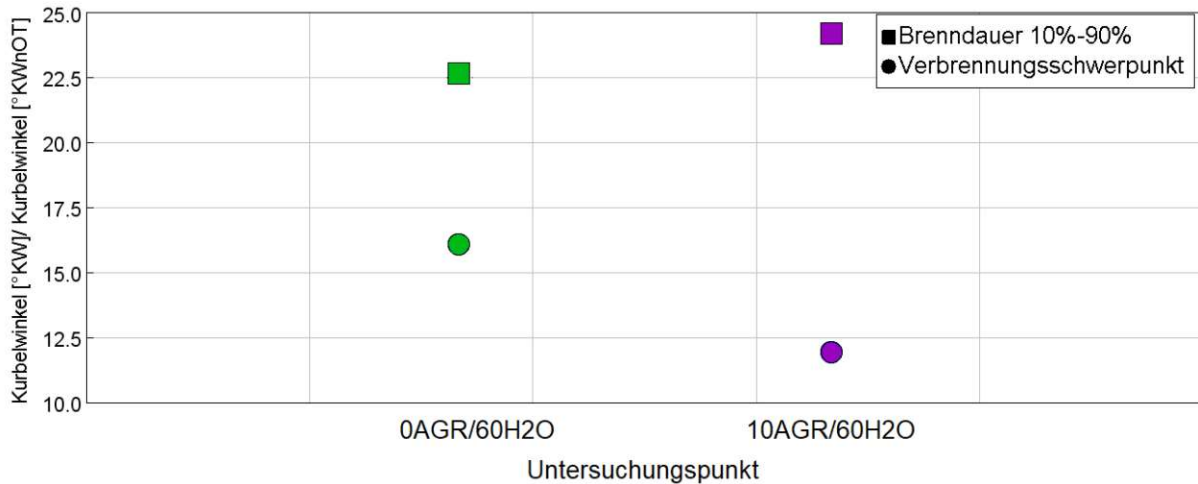


Abbildung 4.29 Brenndauer 10%-90% und Verbrennungsschwerpunkte für Untersuchungspunkte mit 60 m%-Wasser mit und ohne AGR

Dieser erhöhte Verlust durch tatsächlichen Brennverlauf kompensiert sich aber mit der Verlustreduktion durch eine unvollkommene Verbrennung von 0,54%. Da die Verbrennung früher und bei den höheren Druck und Temperatur stattfindet, liegt eine günstigere Flammenausbreitung vor.

Die Ladungswechselerluste bei dem Untersuchungspunkt mit AGR zeigen um 0,19% höhere Werte als bei dem Untersuchungspunkt ohne AGR mit gleicher Wassereinspritzrate. Das ist auf die Art der Abgasrückführung zurückzuführen, die im Abschnitt 2.2.3 beschrieben ist. Die geänderte Frischladungszusammensetzung, die in der [Abbildung 4.25](#) zu sehen war, erhöht aber die Masse, die in und aus dem Zylinder ein-bzw. ausgeschoben werden muss und damit die notwendige Ladungswechselerarbeit. Die [Abbildung 4.30](#) zeigt die mit AGR steigende gefangene Masse und somit die Ladungswechselerarbeit.

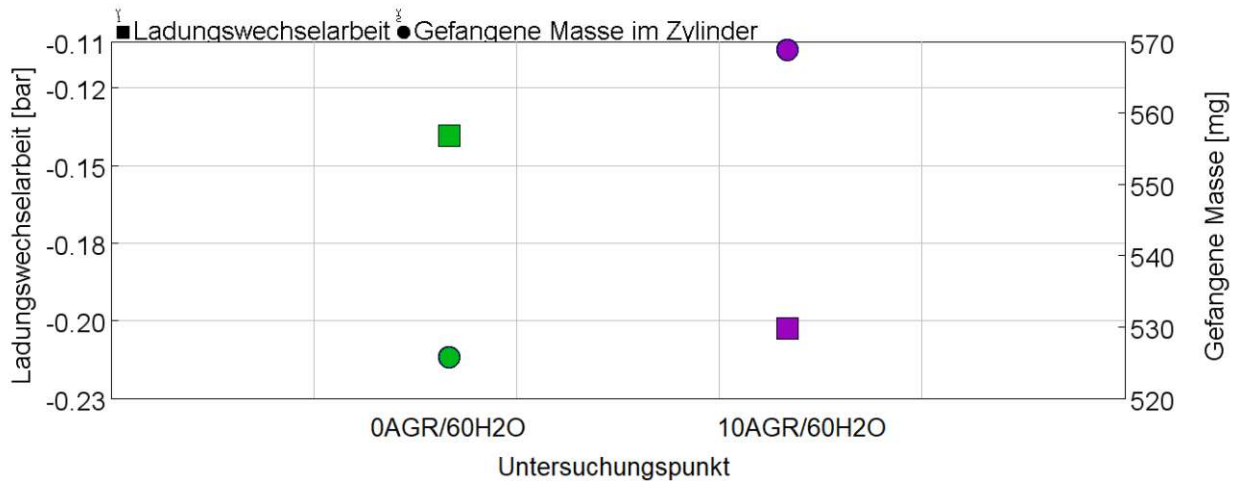


Abbildung 4.30 Ladungswechselerarbeit und im Zylinder gefangene Masse für Untersuchungspunkte mit 60 m%-Wasser mit und ohne AGR

Der Vergleich von den Massenströmen durch das Ventil ist in der [Abbildung 4.31](#) dargestellt.

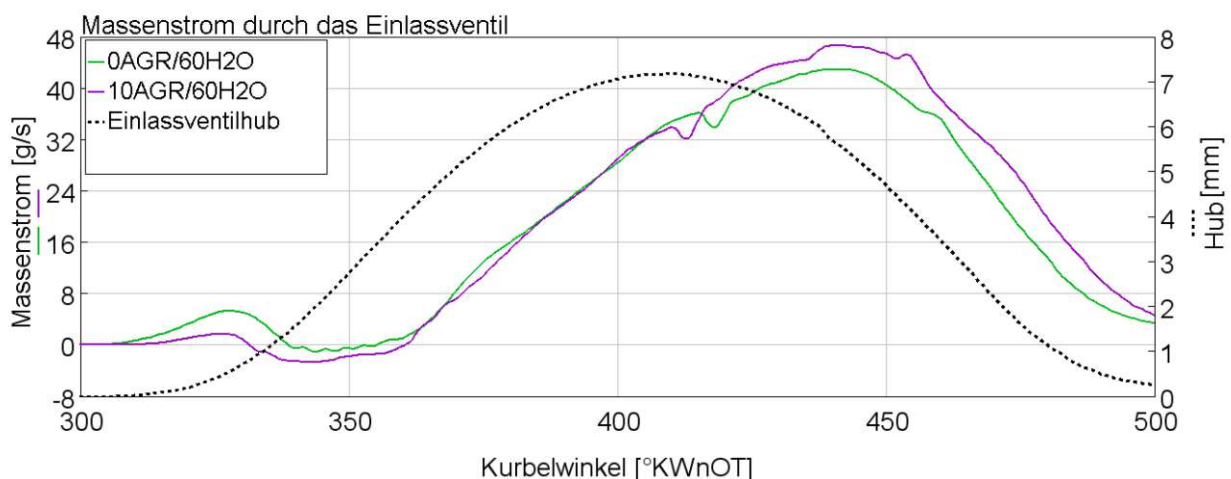


Abbildung 4.31 Massenstrom durch ein Einlassventil für Untersuchungspunkte mit 60 m%-Wasser mit und ohne AGR

Die Wirkungsgrade des Turboladers für beide Untersuchungspunkte sind in der [Abbildung 4.32](#) dargestellt. Es ist eine Wirkungsgradsteigerung des Verdichters mit der gleichzeitigen Wirkungsgradreduzierung der Turbine bei dem Untersuchungspunkt mit der Abgasrückführung ersichtlich. Die Gründe dafür sind bei der Betrachtung der vorigen Gruppen von Untersuchungspunkten beschrieben. Der gesamte Wirkungsgrad bleibt wegen der gegenseitigen Auswirkungen dementsprechend fast gleich.

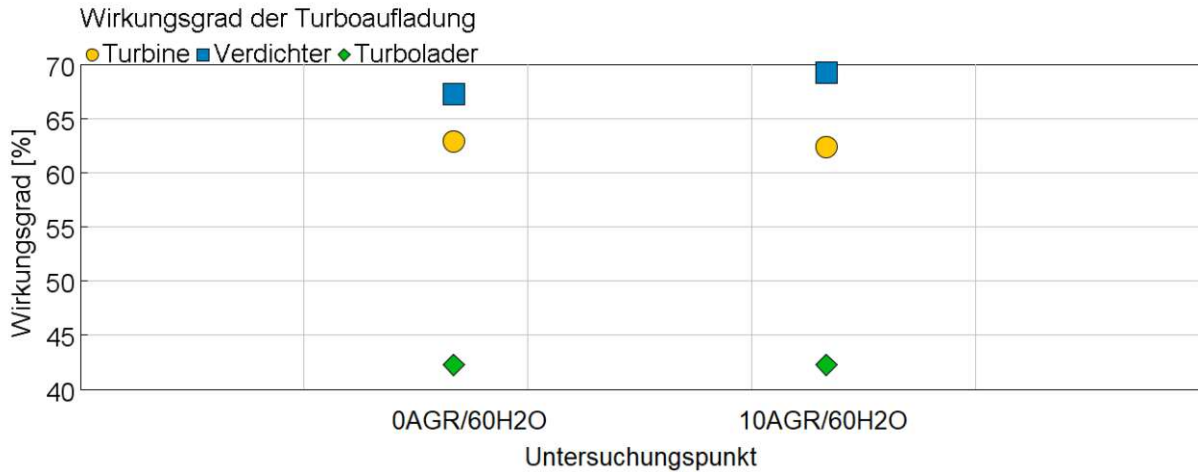


Abbildung 4.32 Wirkungsgrad der Turboaufladung für Untersuchungspunkte mit 60 m%-Wasser mit und ohne AGR

In der [Abbildung 4.33](#) ist die Tendenz der spezifischen Verbrauchsreduktion mit der Abgasrückführung dargestellt.

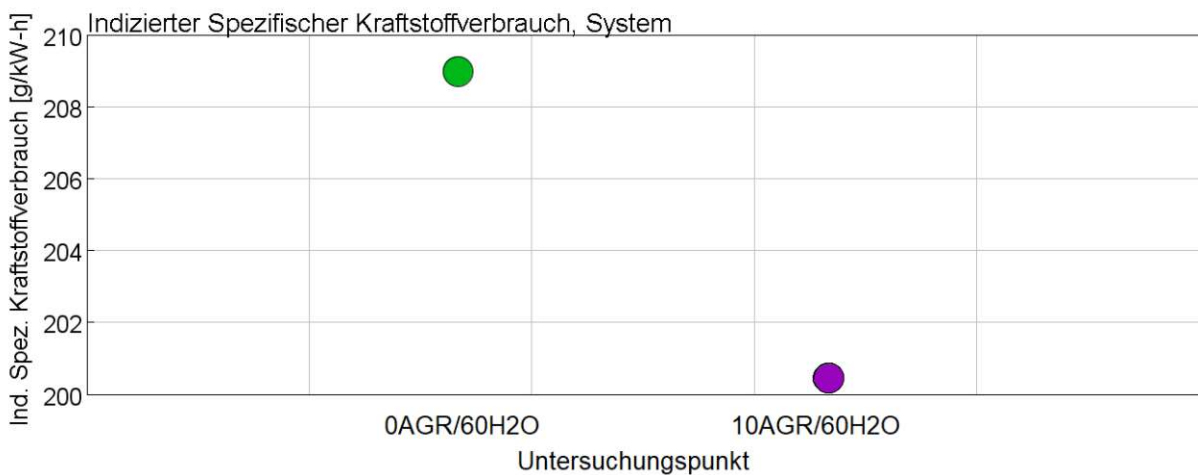


Abbildung 4.33 Spezifischer Kraftstoffverbrauch für Untersuchungspunkte mit 60 m%-Wasser mit und ohne AGR

Der Vergleich dieser zwei Untersuchungspunkte zeigt, dass die Rückführung von 10%-Abgas bei dem Betrieb mit 60 m%-Wasser eine zusätzliche Steigerung des indizierten Wirkungsgrades von 1,5% ergibt.

Somit ist die Kombination von 10%-AGR und 60 m%-Wasser die beste in der Hinsicht auf die Verlustreduktion und bringt eine Steigerung des indizierten Wirkungsgrades im Vergleich mit dem Referenzbetriebspunkt 0AGR/0H₂O von 2,23%.

4.2 Effekte der eingesetzten Maßnahmen

Die durchgeführte Analyse hat gezeigt, welche Auswirkungen einzelne eingesetzte Maßnahmen auf den Motorwirkungsgrad und die Verlustteilung ausüben. Grundsätzlich führen sowohl die Wassereinspritzung als auch die Abgasrückführung zum gleichen Effekt. Diese Maßnahmen reduzieren die Temperatur im Zylinder und erlauben dementsprechend die Verschiebung des Verbrennungsschwerpunktes zu den früheren Zeitpunkten, da die Klopfneigung verringert wird. Zusammen mit der Verschiebung des Verbrennungsschwerpunktes Richtung „früh“ ermöglicht eine niedrigere Temperatur eine vollständigere Verbrennung aufgrund der deutlich reduzierten CO-Emissionen.

Gleichzeitig mit diesen Verlustreduktionen entsteht auch eine Reihe von negativen Auswirkungen auf den Motor. So nehmen mit den Wassereinspritzung und Niederdruckabgasrückführung die Ladungswechselverluste zu, weil größere Arbeit für die Ein- bzw. Ausschlebung der erhöhten Frischladungsmasse notwendig ist [3].

Durch beide Maßnahmen wurde niedrigere Verdichtungsendtemperatur erreicht. Das hat aber nebenbei auch eine negative Folge, indem die verschobene und verlangsamte Verbrennung näher zum oberen Totpunkt stattfindet und zu den höheren Wandwärmeverlusten führt. Außerdem wirken die Wassertropfen und nicht brennbare Teile aus dem Abgas negativ auf den Brennverlauf und dementsprechend nehmen die Verluste durch den tatsächlichen Brennverlauf mit diesen Maßnahmen zu.

4.3 Gelungene Maßnahmenkombinationen

Die durchgeführte Analyse hat gezeigt, dass der höchste Wirkungsgrad bei einem Untersuchungspunkt mit der 10%-AGR und einer Wassereinspritzung mit 60 m%-Wasser erreicht wurde. Der größte Wirkungsgradgewinn wurde durch die optimierte Verbrennung erreicht, weil sowohl die Abgasrückführung als auch die Wassereinspritzung die Temperatur im Zylinder erniedrigen und somit eine günstigere Verbrennungsschwerpunktlage erlauben, da die Klopfneigung reduziert wird. So wurde ein Zuwachs von 2,33% für den indizierten Wirkungsgrad im Vergleich zum Untersuchungspunkt ohne AGR und ohne Wassereinspritzung bis 42,89% erreicht. Die [Abbildung 4.24](#) rechts zeigt die Verlustteilung für diesen Untersuchungspunkt und gibt eine Information, wo die größeren Verluste entstehen.

Bei diesem Untersuchungspunkt wurde ein deutlich höherer Wirkungsgrad als bei Untersuchungspunkt mit 40 m%-Wasser und umso mehr als ohne Wassereinspritzung oder ohne AGR erreicht. Deshalb sehen die Kombination aus AGR und

Wassereinspritzung sowie eine Erhöhung der Wassereinspritzung von 40 m%-Wasser bis 60 m%-Wasser sinnvoll aus.

5 Zusammenfassung und Ausblick

5.1 Zusammenfassung

Das Ziel dieser Arbeit ist die Feststellung der besten Maßnahmenkombination in Hinsicht der Wirkungsgradsteigerung mittels einer thermodynamischen Wirkungsgradverlustanalyse eines turboaufgeladenen Ottomotors.

Für die genaue Einflussbestimmung der einzelnen Maßnahmen und ihrer Kombinationen auf den Motorwirkungsgrad wurde eine Reihe von unterschiedlichen Untersuchungspunkten bei gleicher Last und gleicher Drehzahl an dem Motorprüfstand gefahren. Die eingesetzten Maßnahmen haben eine deutliche Wirkungsgradsteigerung ausgeübt.

Zu den wesentlichen Bestandteilen dieser Arbeit gehören sowohl eine Erstellung des Motorsimulationsmodells, welches den realen Motor und die Randbedingungen wiedergibt als auch die anschließende Verifizierung dieses Motormodells. Dafür wurde zuerst ein Einzylinder-Modell aufgebaut und die Brennverläufe mittels einer Druckanalyse berechnet. Die gewonnenen Brennverläufe wurden anschließend ins Vollmotormodell inklusive Turbolader, AGR-Einrichtung und Wassereinspritzung implementiert. Die Simulationsergebnisse wurden mittels der gemessenen Daten aus dem Forschungsprojekt Otto45 abgestimmt und verifiziert. Nach dem Verifizierungsprozess wurde sehr gute Übereinstimmung zwischen gemessenen und simulierten Daten festgestellt und somit wurde das Modell als valide bezeichnet.

Sowohl Saugrohrwassereinspritzung als auch die Niederdruck-Abgasrückführung haben gleiche Verluständerungen verursacht. Die Verluste durch den Verbrennungsschwerpunkt und die unvollständige Verbrennung wurden reduziert, die Verluste durch tatsächlichen Brennverlauf, Wandwärme- und Ladungswechselverluste wurden dagegen vergrößert.

Die Wassereinspritzung reduziert die Temperatur im Zylinder durch die Abkühlung der Frischladung und die Energieentnahme für die Verdampfung und verlangsamt die Verbrennung, was eine günstigere Verbrennungsschwerpunktlage ermöglicht und mehr Zeit für die vollständige Verbrennung zur Verfügung stellt. Die zusätzliche Masse, frühere Verbrennung und nicht brennbare Wassermoleküle führen jedoch zu relativ kleinen Zunahmen von Verlusten durch tatsächlichen Brennverlauf, von Wandwärme- und Ladungswechselverlusten. Außerdem hat eine Erhöhung der Wassereinspritzung

von 40 m%-Wasser auf 60 m%-Wasser eine positive Auswirkung auf den Motorwirkungsgrad.

Auch die Niederdruck-Abgasrückführung senkt die Temperatur im Zylinder, das erfolgt durch nichtbrennbare Bestandteile im Abgas und die Verdünnung der Frischladung. Gleiche Auswirkungen in der Form der Temperaturreduktion wie bei der Wassereinspritzung haben auch gleiche negative Effekte auf Verluste durch tatsächlichen Brennverlauf sowie auf Wandwärme- und Ladungswechselperluste. Jedoch erhöht die Abgasrückführung durch die günstigeren Massenströme den Turboladerwirkungsgrad, was dementsprechend zur Motorleistungssteigerung führen kann, weil mehr Ladungsmasse mit höherer Dichte in den Zylinder zugefügt werden kann.

Die besten Ergebnisse wurden bei der Kombination von Wassereinspritzung und Abgasrückführung erzielt, da diese Maßnahmen keine gegenseitigen Auswirkungen ausüben, sondern verstärken ihre Effekte. So ergibt sich eine Wirkungsgradsteigerung von 2,33% und erreicht den Wert 42,89% bei dem Untersuchungspunkt mit 10%-AGR und 60 m%-Wasser.

5.2 Ausblick und Entwicklungsbedarf

Die Wassereinspritzung und Abgasrückführung können als zielführende Maßnahmen für die Wirkungsgradsteigerung betrachtet werden. Es können aber noch einige Verbesserungen eingesetzt werden. Von der Seite der Abgasrückführung könnte eine Kombination aus Hochdruck- und Niederdruck-AGR eingesetzt werden, um die Potentiale beider Systeme auszunutzen. In diesem Fall könnten die Ladungswechselperluste durch die Hochdruck-AGR reduziert werden.

Im Fall der Wassereinspritzung ist die Wirkungsgradverbesserung durch die Änderung der Wassereinspritzeinrichtung möglich. So geben die Mischwassereinspritzung und separate Wasser-Direkteinspritzung bessere Ergebnisse, weil der Wandkontakt des Wassers weniger intensiv ist und bedingt durch höhere Einspritzdrücke eine feinere Verteilung bzw. bessere Verdampfung entstehen [12].

Diese Einrichtungen brauchen jedoch viel mehr Aufwand für Einbau und Regelung, deshalb muss ihre Zweckmäßigkeit zunächst geprüft werden. Das lässt sich mit der Erweiterung des bestehenden Modells relativ einfach realisieren und im Falle der

zufriedenstellenden Simulationsergebnisse könnte das an realem Motor bewiesen werden.

Anhang

A1. Modell im GT-Power

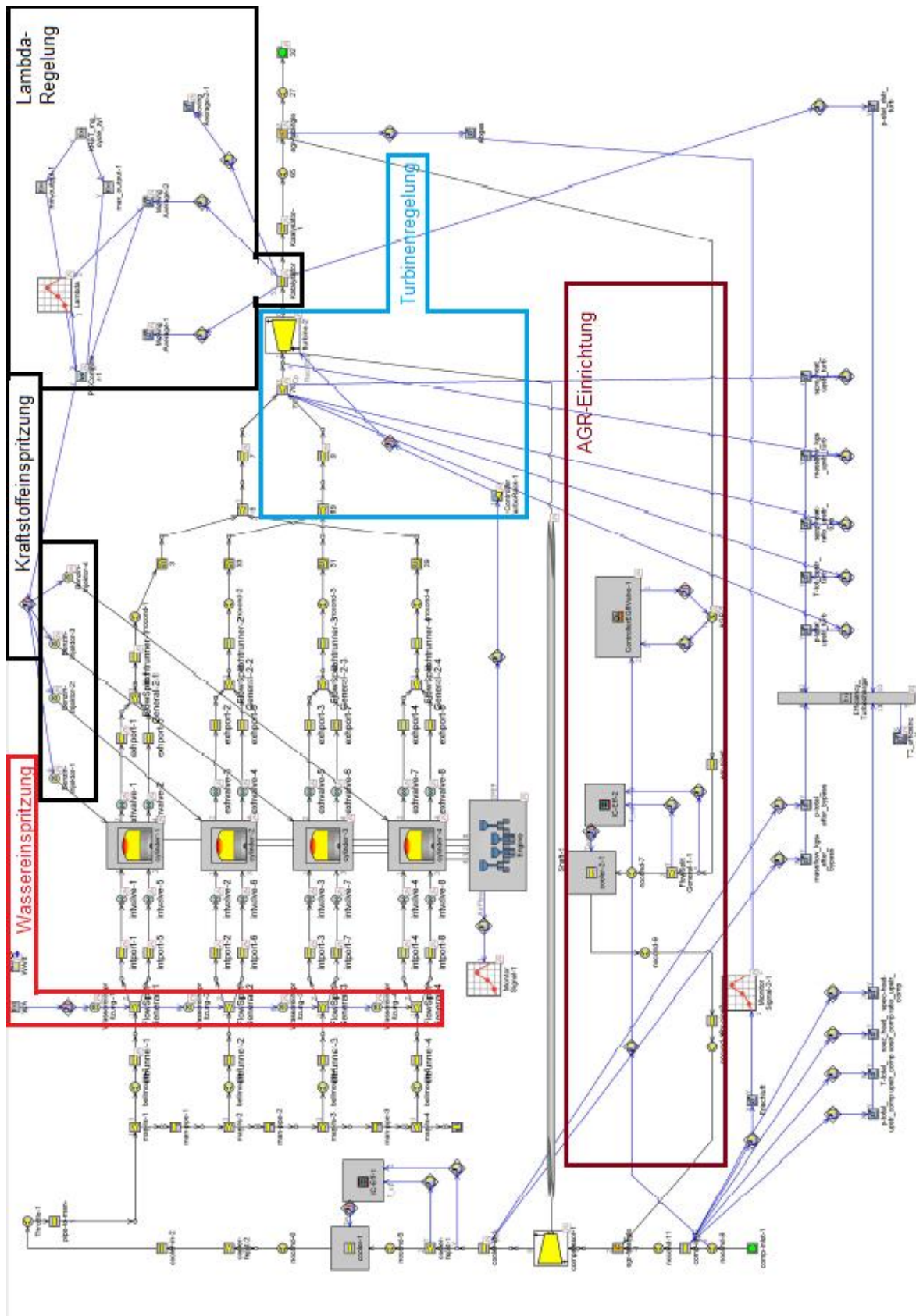


Abbildung A1 Vierzylindermodell im GT-Power

A2. Dynamik der Hoch- und Niederdruckindizierungen

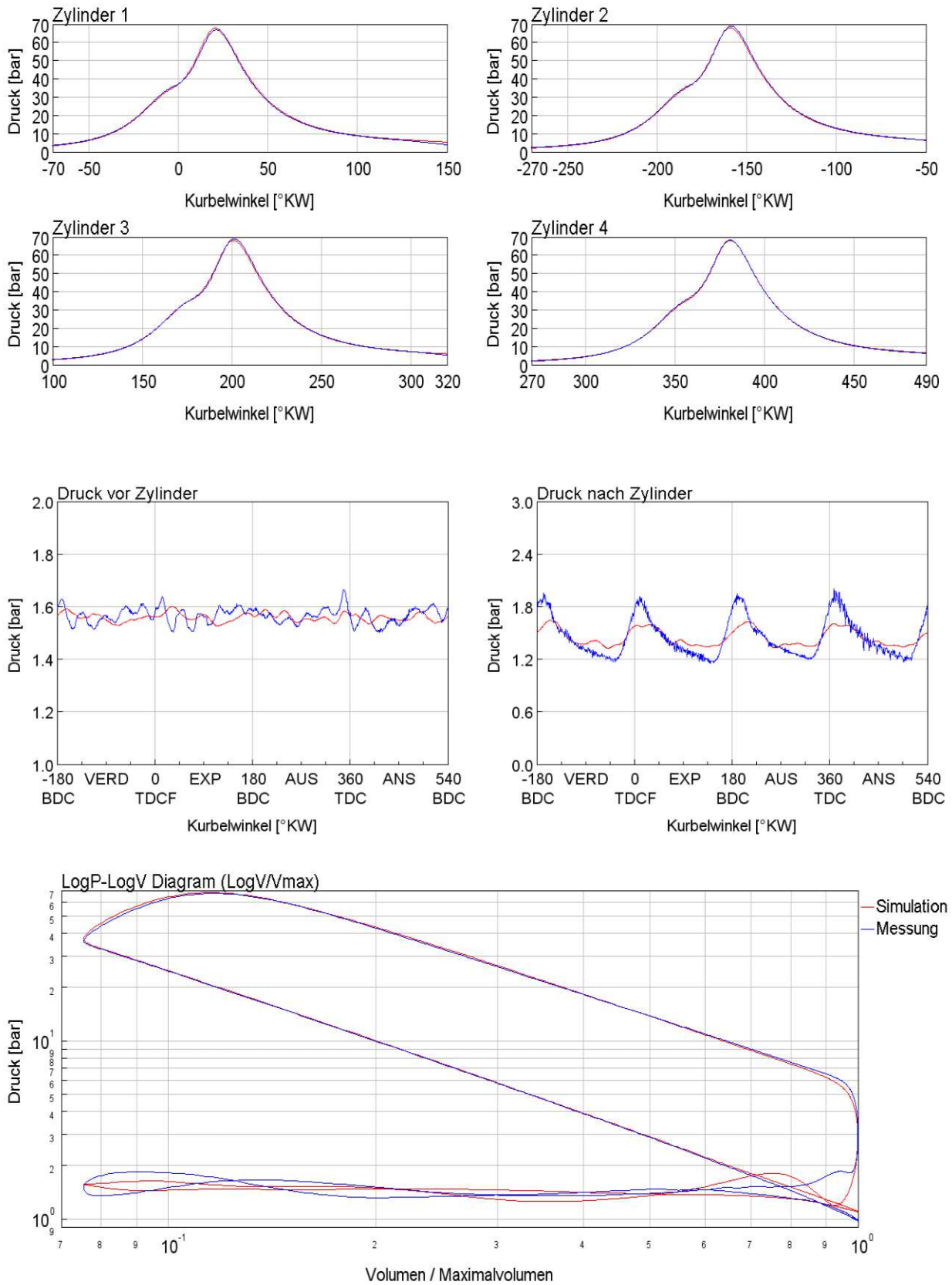


Abbildung A2 Untersuchungspunkt 0AGR/40H₂O

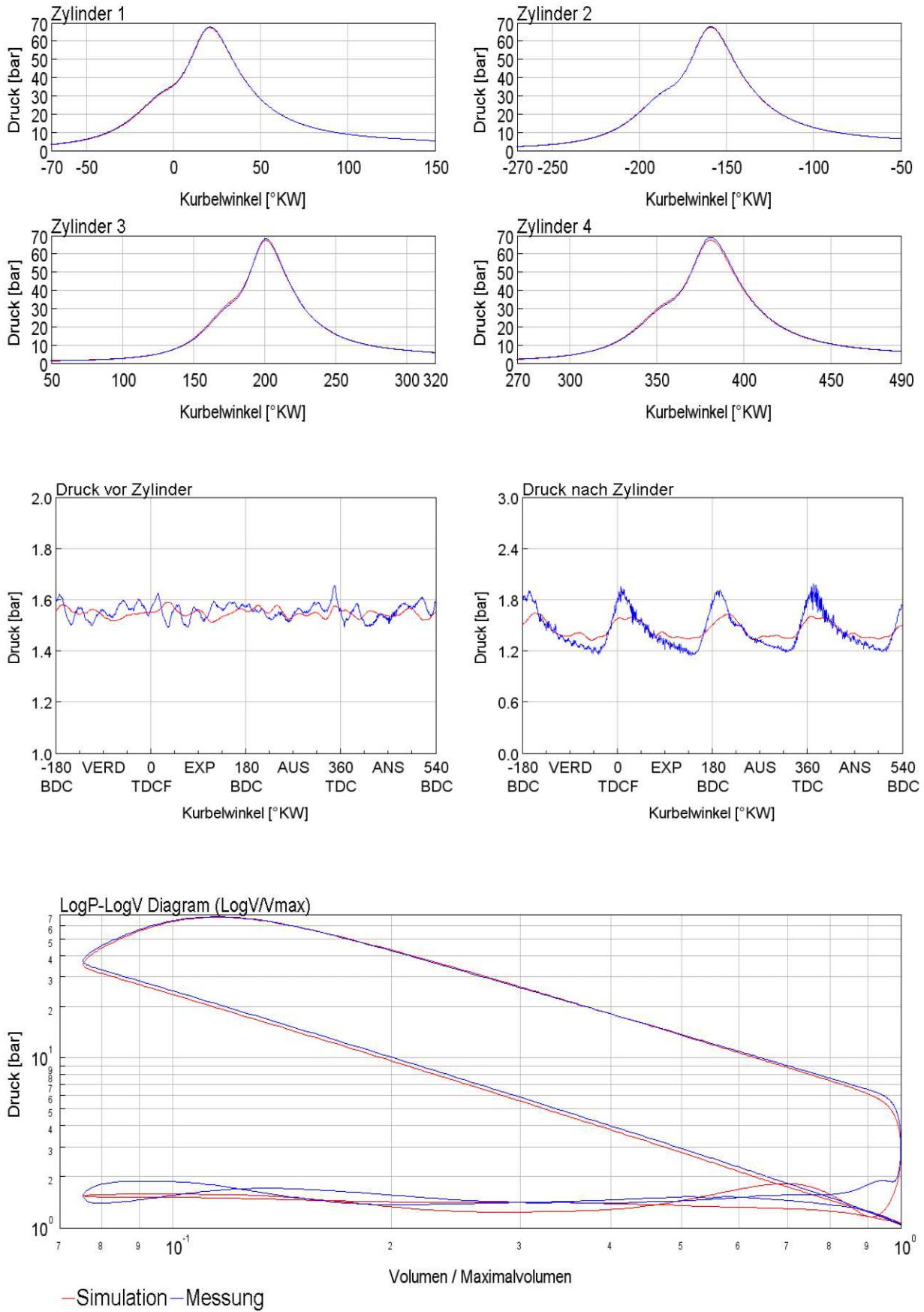


Abbildung A3 Untersuchungspunkt 0AGR/60H₂O

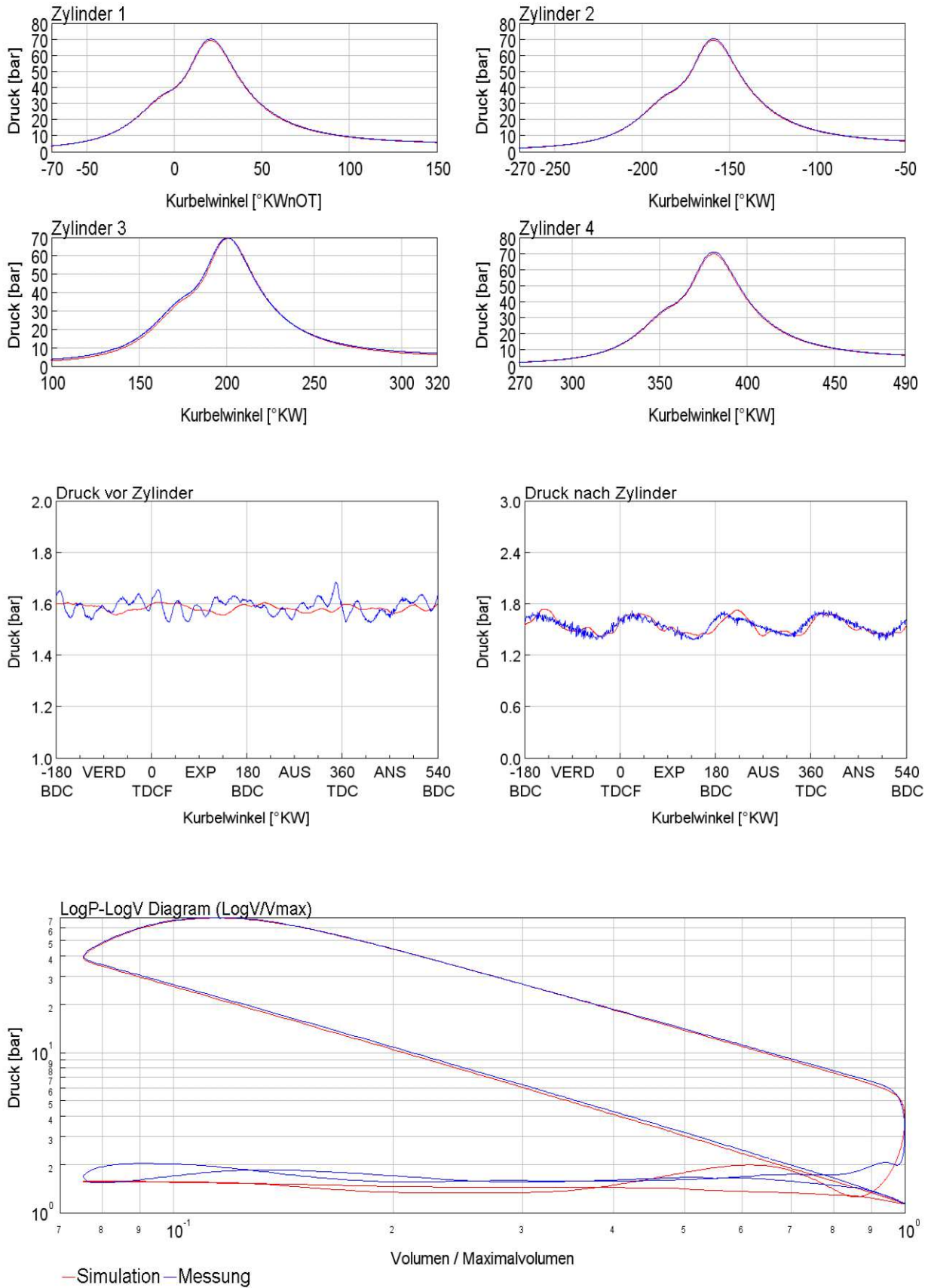


Abbildung A4 Untersuchungspunkt 10AGR/0H₂O

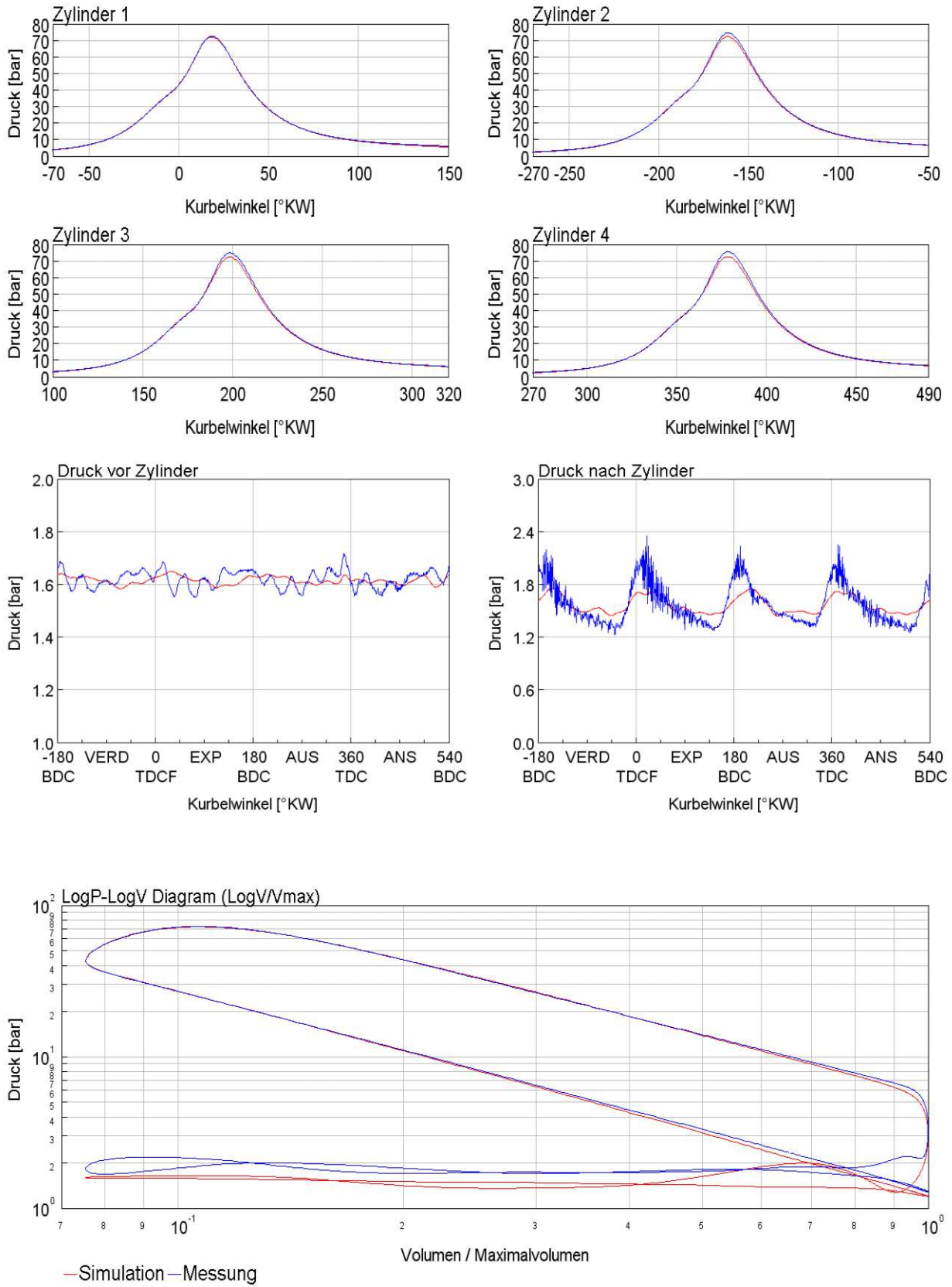


Abbildung A5 Untersuchungspunkt 10AGR/40H₂O

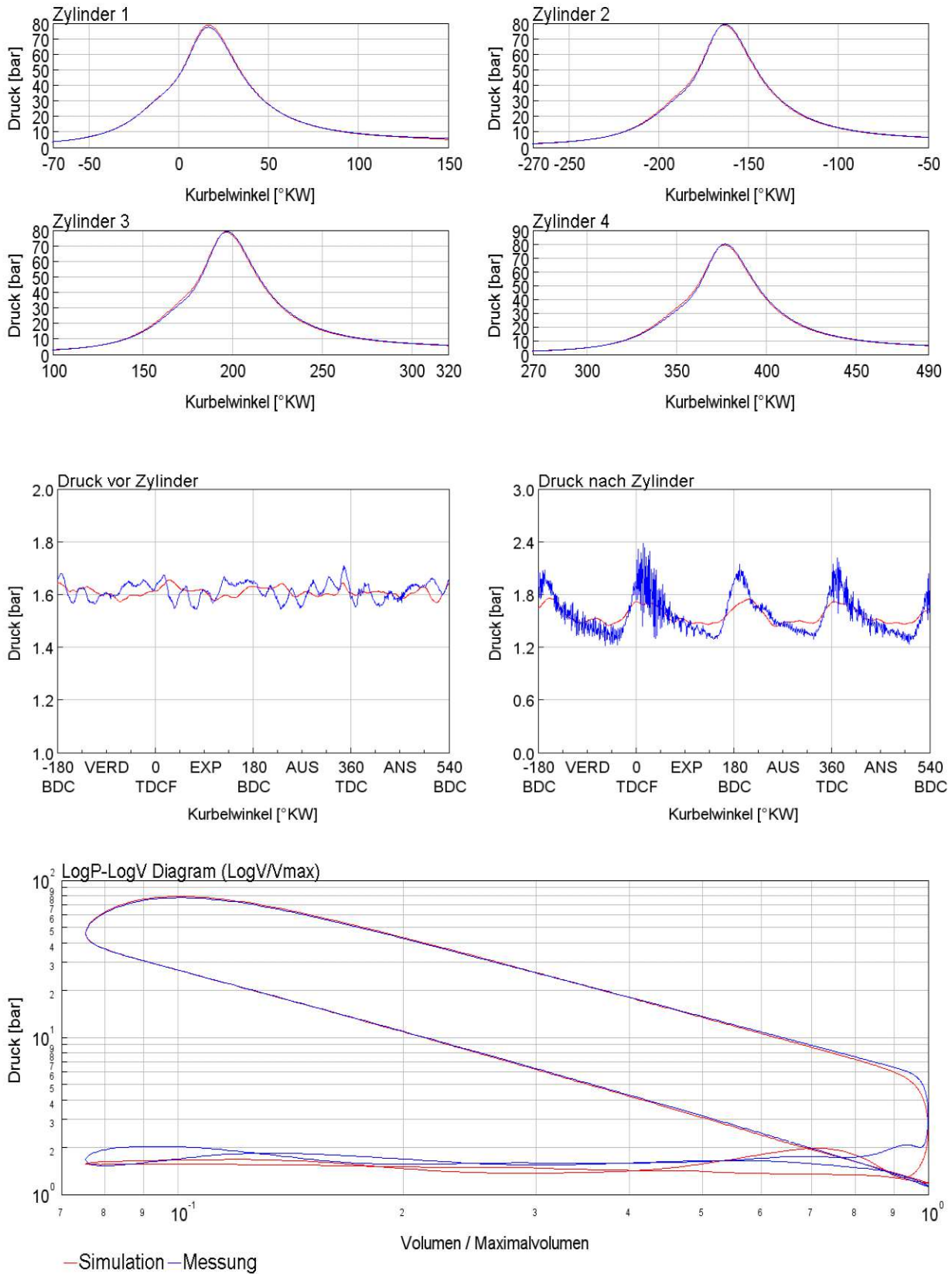


Abbildung A6 Untersuchungspunkt 10AGR/60H₂O

Literaturverzeichnis

- [1] Merker, G.; Teichmann, R.: Grundlagen Verbrennungsmotoren. Funktionsweise und alternative Antriebssysteme, Verbrennung, Messtechnik und Simulation. 9. Auflage, Springer Vieweg, 2019. ISBN 978-3-658-23557-4
- [2] Schreiner, K.: Basiswissen Verbrennungsmotor. 2. Auflage, Springer Wiesbaden, 2015. ISBN 978-3-658-06186-9
- [3] Reulein, C.; Ruppert, S.; Linse, D.; Kern, W.: Leistungssteigerung von Ottomotoren durch verschiedene Wassereinspritzungskonzepte. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 2015. Seite 233-247. ISBN 978-3-658-23523-9
- [4] Bareis, B.; Blank, T.; Deichmann, G.; Flaig, B.: Abgasrückführsysteme. Emissionssenkung bei Kraftfahrzeugen mit Verbrennungsmotor. Moderne Industrie, 2004. ISBN 393788906X
- [5] Pischinger, R.; Klell, M.; Sams, T.: Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine. Der Fahrzeugantrieb. 3. Auflage, Springer Wien NewYork, ISBN 978-3211-99276-0
- [6] Langwiesner, M.: Konzepte für bestpunktoptimierte Verbrennungsmotoren innerhalb von Hybridantriebsträngen. 3. Auflage, Springer Vieweg, 2018. ISBN 978-3-658-22892-7
- [7] Kadunic, S.: Einfluss der Ladelufttemperatur auf den Ottomotor. Springer Vieweg. 2015. ISBN 978-3-658-11135-9
- [8] Tschöke, H.; Marohn, R.: 11. Tagung Einspritzung und Kraftstoffe 2018. Springer Vieweg. 2019. ISBN 978-3-658-2318-4
- [9] Geringer, B.: Skriptum „Kraftfahrzeug-Antriebe“ Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik, TU Wien, 2013.
- [10] Cerbe, G.; Wilhelms, G.: Technische Thermodynamik. 17. Auflage, Carl Hanser Verlag, München, 2017. ISBN 978-3-446-43638-1
- [11] Volkswagen AG. Die neue Ottomotoren-Baureihe EA211 – Konstruktion und Funktion, Selbststudienprogramm 511. Wolfsburg: After Sales Qualifizierung, 2013.

- [12] Pucher H.; Zinner K.: Aufladung von Verbrennungsmotoren. Grundlagen, Berechnungen, Ausführungen. 4 Auflage, Springer Vieweg, 2012. ISBN 978-3-642-28989-7
- [13] Roth, D.; Zhang, L.; Sauerstein, R.; Becker, M.: Neue Aspekte bei der Applikation eines Hybrid- AGR-Systems für turboaufgeladene DI-Otto Motoren. 18. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, 2009
- [14] Hofmann, P.; Klinglmayr, G.: Endbericht FFG-Projekt: Otto45 „Wirkungsgradsteigerung eines turboaufgeladenen Ottomotors“ Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik, TU Wien, 2020.
- [15] Gamma Technologies. GT-Suite - Engine Performance Tutorials, 2018.
- [16] Daehr, H.D.; Stephan, K.: Wärme- und Stoffübertragung. Springer Berlin, 2006. ISBN 978-3-540-32334-1
- [17] Köhler, E.; Flierl, R.: Verbrennungsmotoren. Motormechanik, Berechnung und Auslegung des Hubkolbenmotors. 7 Auflage, Springer Vieweg, 2019. ISBN 978-3-658-24540-5
- [18] Paschotta, R.: Wassereinspritzung. <https://www.energielexikon.info/wassereinspritzung.html> (Letzter Zugriff am 15.06.2020)
- [19] Witt, A.: Analyse der thermodynamischen Verluste eines Ottomotors unter den Randbedingungen variabler Steuerzeiten. Dissertation am IVKT der TU Graz, 1999.
- [20] Wimmer, A.: Skriptum „Thermodynamik des Verbrennungsmotors“ Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, TU Graz, 2018.