



Thomas Eller

# **Einfluss von Hoch- und Niederdruckabgasrückführung am Wasserstoffverbrennungsmotor**

## **MASTERARBEIT**

zur Erlangung des akademischen Grades  
Diplom-Ingenieur (Dipl.-Ing.)

Masterstudium Maschinenbau

eingereicht an der

**Technischen Universität Graz**

Betreuer

Dipl.-Ing. Dr.techn. Peter Grabner

Dipl.-Ing. Dr.techn. Klaus Schaffer

Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

Beurteiler

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

Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

Graz, Februar 2021



Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik  
Vorstand: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder



## Danksagung

Hiermit möchte ich mich bei allen Mitarbeitern des Instituts für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik (IVT) der Technischen Universität Graz bedanken, die mir bei der Durchführung meiner Arbeit und bei Fragen oder Problemen zur Seite gestanden sind.

Ein besonderer Dank gilt meinen Betreuern Dr. Peter Grabner und Dr. Klaus Schaffer, die mich mit ihrem Wissen stets unterstützt haben. Speziell bei den experimentellen Untersuchungen konnte ich von ihren jahrelangen Erfahrungen in der Brennverfahrensentwicklung profitieren. Ein Dank gilt auch Raphael Duda und Andreas Lukas für ihren Einsatz am Motorprüfstand.

Des Weiteren möchte ich mich bei Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder bedanken, der es mir ermöglicht hat, meine Masterarbeit am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik durchzuführen.

# Inhaltsverzeichnis

FORMELZEICHEN, INDIZES UND ABKÜRZUNGEN .....	VI
EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG .....	IX
KURZFASSUNG .....	X
ABSTRACT .....	XI
<b>1 EINLEITUNG .....</b>	<b>1</b>
1.1 MOTIVATION .....	1
1.2 ZIEL DER ARBEIT .....	2
<b>2 THEORETISCHE GRUNDLAGEN .....</b>	<b>3</b>
2.1 WASSERSTOFFBEREITSTELLUNG .....	3
2.1.1 Herstellung .....	3
2.1.2 Transport .....	5
2.1.3 Speicherung .....	6
2.2 WASSERSTOFFVERBRENNUNGSMOTOR .....	9
2.2.1 Relevante Stoffeigenschaften .....	9
2.2.2 Emissionsbildung .....	10
2.2.3 Einfluss der Gemischbildung auf das Brennverfahren .....	12
2.2.4 Verbrennungsanomalien .....	16
2.3 ABGASRÜCKFÜHRUNG .....	17
2.3.1 Abgasrückführung bei dieselmotorischer Verbrennung .....	17
2.3.2 Abgasrückführung bei ottomotorischer Verbrennung .....	17
2.3.3 Abgasrückführung bei einem Wasserstoff-Glühstiftbrennverfahren .....	17
2.3.4 Bestimmung der AGR-Rate .....	18
2.4 WICHTIGE KENNGRÖßEN FÜR DIE BRENNVERFAHRESENTWICKLUNG .....	20
<b>3 EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNGEN .....</b>	<b>22</b>
3.1 VERSUCHSTRÄGER .....	22
3.1.1 Versuchsmotor .....	22
3.1.2 Verwendete Zündkerzen .....	23
3.1.3 Verwendete Abgasturbolader .....	24
3.2 MOTORPRÜFSTAND .....	25
3.2.1 Prüfstandsaufbau .....	25
3.2.2 Wasserstoffversorgung .....	28
3.2.3 Stickoxidmessung am Prüfstand .....	29
3.3 VARIANTEN FÜR DIE AGR-UNTERSUCHUNGEN .....	30
3.3.1 Hochdruck-AGR .....	30
3.3.2 Niederdruck-AGR .....	33
3.4 AGR-RATEN-BESTIMMUNG .....	35
3.5 MESSPROGRAMME .....	36
<b>4 ERGEBNISSE DER EXPERIMENTELLEN UNTERSUCHUNGEN .....</b>	<b>37</b>
4.1 ZÜNDKERZENVERGLEICH .....	38
4.2 HD-AGR-VARIANTE 1 .....	40
4.2.1 Magere Verbrennung .....	40
4.2.2 Stöchiometrische Verbrennung .....	41
4.3 HD-AGR-VARIANTE 2 .....	43
4.3.1 Magere Verbrennung .....	43
4.4 ND-AGR .....	45
4.4.1 Magere Verbrennung .....	45
4.4.2 Stöchiometrische Verbrennung .....	49
4.5 DISKUSSION DER ERGEBNISSE .....	53
4.5.1 Vergleich zwischen stöchiometrischer und magerer Verbrennung .....	53
4.5.2 Wirkung der AGR auf die stöchiometrische Verbrennung .....	54
4.5.3 Wirkung der AGR auf die magere Verbrennung .....	54
4.5.4 Leistungsgrenzen für die stöchiometrische und magere Verbrennung .....	56

---

<b>5</b>	<b>SCHLUSSFOLGERUNGEN UND AUSBLICK .....</b>	<b>59</b>
	<b>ABBILDUNGSVERZEICHNIS .....</b>	<b>60</b>
	<b>TABELLENVERZEICHNIS .....</b>	<b>61</b>
	<b>LITERATURVERZEICHNIS .....</b>	<b>62</b>
	<b>ANHANG.....</b>	<b>65</b>
	KONDENSATIONSTEMPERATUR .....	65
	HERLEITUNG DER FORMEL ZUR BERECHNUNG DER AGR-RATE .....	66

# Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

## Lateinische Formelzeichen

$c_p$	J/(kg·K)	Spezifische isobare Wärmekapazität
$H_G$	MJ/m <sup>3</sup>	Gemischheizwert
$H_u$	kJ/kg	Unterer Heizwert
$n$	min <sup>-1</sup>	Drehzahl
$m$	kg	Masse
$\dot{m}$	kg/s	Massenstrom
$M$	g/mol	Molare Masse
$M_d$	Nm	Drehmoment
$p$	bar	Druck
$p_i, IMEP$	bar	Indizierter Mitteldruck
$p_e$	bar	Effektiver Mitteldruck
$P$	W	Leistung
$t$	°C	Celsius-Temperatur
$T$	K	Thermodynamische Temperatur
$V$	m <sup>3</sup>	Volumen
$V_H$	l	Hubvolumen
$W$	J	Arbeit
$SOI$	° KW	Start of Injection, Einblasebeginn
$EOI$	° KW	End of Injection, Einblaseschluss
$ZZP$	° KW	Zündzeitpunkt
$Q_B$	J	Brennstoffwärmemenge
$Q_H$	J	Heizwärmemenge
$Q_W$	J	Wandwärmeverluste
$MFB50$	° KW	Mass Fraction Burned 50%
$R_i$	J/(kg·K)	Spezifische Gaskonstante der Komponente i
$f_{\text{korrr}}$	-	Korrekturfaktor

## Griechische Formelzeichen

$\alpha$	W/(m <sup>2</sup> ·K)	Wärmeübergangskoeffizient
$\varepsilon$	–	Verdichtungsverhältnis
$\eta_e$	–	Effektiver Wirkungsgrad
$\lambda$	–	Verbrennungsluftverhältnis
$\lambda_a$	–	Luftaufwand, Frischgasaufwand
$v_i$	–	Molanteil der Komponente i
$\rho_i$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte der Komponente i
$\varphi$	° KW	Kurbelwinkel

## Operatoren und Bezeichnungen

d	Vollständiges Differential
---	----------------------------

## Weitere Indices und Abkürzungen

22	Sauganlage (vor Einlasskanal)
31	vor Turbine
AGR	Abgasrückführung
ATL	Abgasturbolader
CcH <sub>2</sub>	Kryoverdichteter Wasserstoff (compressed cryogenic hydrogen)
CGH <sub>2</sub>	Verdichteter Wasserstoff (compressed gaseous hydrogen)
CH <sub>4</sub>	Methan
CNG	Compressed Natural Gas, Erdgas
CO	Kohlenstoffmonoxid
CO <sub>2</sub>	Kohlenstoffdioxid
COV	Coefficient of Variation, Variationskoeffizient
DI	Direct Injection, Direkteinspritzung bzw. -einblasung
DK	Drosselklappe
FTIR	Fourier-Transform-Infrarot-Spektrometer
H	Elementarer Wasserstoff
H <sub>2</sub>	Wasserstoff
H <sub>2</sub> O	Wasser
HC	Kohlenwasserstoff
HD	Hochdruck
HT	Haustechnik
KM	Kühlmittel
LH <sub>2</sub>	Flüssiger Wasserstoff (liquid hydrogen)
LLK	Ladeluftkühler
LW	Ladungswechsel
m	mit
Misch	Mischluft
N	Elementarer Stickstoff
N <sub>2</sub>	Stickstoff
ND	Niederdruck
Nfz	Nutzfahrzeug
NO	Stickstoffoxid
NO <sub>2</sub>	Stickstoffdioxid
NO <sub>x</sub>	Stickoxide
NSC	Stickoxid-Speicherkatalysator
O	Elementarer Sauerstoff
o	ohne
O <sub>2</sub>	Sauerstoff
OH	Hydroxyl
OT	Oberer Totpunkt
PFI, PI	Port (Fuel) Injection, Saugrohreinjection bzw. -einblasung
Pkw	Personenkraftwagen
Sam	Sammler
SCR	Selektive katalytische Reduktion
SH <sub>2</sub>	Wasserstoff-Slush
TWC	Drei-Wege-Katalysator (three way catalyst)
UT	Unterer Totpunkt
v	vor
V1	Variante 1
V2	Variante 2
VE	Vorentflammung
VKM	Verbrennungskraftmaschine

VTG	Variable Turbinengeometrie
WG	Wastegate, Turbinen-Umgehungsventil
ZK	Zündkerze
ZOT	Oberer Totpunkt zum Zündzeitpunkt



## **Eidesstattliche Erklärung**

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly indicated all material which has been quoted either literally or by content from the sources used. The text document uploaded to TUGRAZonline is identical to the present master's thesis.

---

Unterschrift

---

Ort, Datum

## Kurzfassung

Der Einsatz alternativer, CO<sub>2</sub>-neutraler Kraftstoffe ist unabdingbar, um zukünftigen, gesetzlichen Anforderungen hinsichtlich Emissionsgrenzwerten gerecht werden zu können. Mit Hilfe von Wasserstoff als Kraftstoff in Verbrennungskraftmaschinen lassen sich niedrigste Emissionsraten von Schadstoff- und Treibhausgasen realisieren. Durch das breite Einführen dieser Technologie würde somit neben der Luftreinhaltung auch dem Ziel der Beschränkung der globalen Erwärmung, beschrieben im Übereinkommen von Paris, beigesteuert werden. Besonderes Potential zeigt sich vor allem beim Einsatz von Wasserstoff in hochaufgeladenen, ottomotorisch betriebenen Verbrennungskraftmaschinen mit innerer Gemischbildung. Diese Technologie zeichnet sich neben niedrigsten Schadstoffemissionen vor allem durch eine hohe Leistungsdichte und einen hohen Wirkungsgrad aus und ist daher als mögliche Alternative zu herkömmlichen Benzin- und Dieselmotoren anzusehen.

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der Potentialbewertung einer Abgasrückführung (AGR) auf das Wasserstoff-Brennverfahren. Als Versuchsträger diente ein 2-Liter-Vierzylinder-Ottomotor, welcher speziell für den Wasserstoffbetrieb adaptiert wurde. Die Abgasrückführung erfolgte einerseits über den Hochdruck- (HD) und andererseits über den Niederdruckpfad (ND), wobei die Verbrennung sowohl für stöchiometrisches als auch für mageres Wasserstoff-Luft-Gemisch untersucht wurde. Neben der Abgasrückführung erfolgte eine Bewertung des Einflusses verschiedener Zündkerzen auf die Entflammung und anschließende Verbrennung.

Bei der stöchiometrischen Wasserstoffverbrennung zeigten sich durch den Einsatz von AGR, sowohl für HD- als auch ND-Rückführung, merkliche Verbesserungen hinsichtlich Stickoxidemissionen und Wirkungsgrad. Trotzdem lagen die Stickoxidemissionswerte weit über dem Niveau einer mageren Verbrennung und auch der darstellbare Wirkungsgrad der mageren Verbrennung war deutlich höher. Da bei stöchiometrischer Verbrennung Vorentflammungen und Klopfereignisse mit steigender Last massiv zunahmen, war der erreichbare Mitteldruck im Vergleich zur mageren Verbrennung signifikant geringer. Nur sehr hohe AGR-Raten konnten diese Verbrennungsanomalien zu geringfügig höheren Mitteldrücken verschieben. Bei magerer Verbrennung bewirkte die Abgasrückführung keine nennenswerten Vorteile. Einzig der Wirkungsgrad konnte mittels HD-AGR um einige Zehntel Prozentpunkte gesteigert werden.

Durch den direkten Vergleich der stöchiometrischen mit der mageren Verbrennung von Wasserstoff konnte in der untersuchten Konfiguration festgestellt werden, dass trotz maximaler AGR-Verdünnung stets das magere Brennverfahren ohne Abgasrückführung zu bevorzugen ist.

Für die Untersuchung der Entflammung und der anschließenden Verbrennung wurde je eine „sehr kalte“ Zündkerze des Herstellers Bosch und NGK verwendet. Diese Zündkerzen unterscheiden sich hinsichtlich der Funkenlage und Funkenstrecke. Trotz der genannten Differenzen konnte kein signifikanter Unterschied festgestellt werden und beide Zündkerzen sind gleichermaßen für das Wasserstoff-Brennverfahren geeignet.

## Abstract

In order to fulfill the future legal requirements, the commitment of alternative, carbon neutral fuels is indispensable. Using hydrogen as a fuel for internal combustion engines enables the realization of lowest emission rates of air pollutants and greenhouse gases. Moreover, this would also help to reach the goal of limiting the global warming, declared in the Paris Agreement. Especially in high boosted, spark ignited engines with direct injection, the potentials of hydrogen as a fuel for internal combustion engines (ICE) can be revealed. Beside the low emission rates of air pollutants, the hydrogen combustion engine achieves high power density and high efficiency. Thus, a hydrogen internal combustion engine can be seen as a possible alternative to conventional gasoline or diesel-powered engines.

In this master thesis, the potentials of external exhaust gas recirculation (EGR) to the hydrogen combustion process are analyzed. For the investigation a 2-liter gasoline engine, adapted for the operation with hydrogen, was used. The EGR was carried out at two different paths (high pressure, low pressure), in which stoichiometric as well as lean combustion conditions were investigated. Beside studying these influences different spark plugs were used to show the impact on the inflammation and the subsequent combustion.

Both, high and low pressure EGR exhibited noticeable improvements in reducing  $\text{NO}_x$ -emissions and increasing the efficiency of the hydrogen engine under stoichiometric combustion conditions. Nevertheless, the level of  $\text{NO}_x$ -emissions was still far higher and the achievable efficiency lower, compared to the lean combustion. Moreover, the stoichiometric combustion showed that anomalies, like pre ignition and combustion knocking, were rising rapidly with increasing load. This also resulted in a restriction of the achievable mean effective pressure. Only with high exhaust gas recirculation rates, these combustion anomalies could be moved slightly to a higher mean effective pressure level. In case of the lean hydrogen combustion, no considerable potentials from an exhaust gas recirculation were identified. Only the efficiency was increased marginally from a high pressure EGR.

Through the direct comparison of the stoichiometric and lean combustion it can be summarized that the lean combustion without EGR showed the best results for the investigated configuration.

For the investigation of the inflammability and the subsequent combustion two cold rated spark plugs (Bosch, NGK) were used, which differ in spark position and spark path. Despite these varying designs no significant differences were determined. Therefore, both spark plugs are suitable for the hydrogen combustion process.



# 1 Einleitung

## 1.1 Motivation

Sämtliche Studien zur Beschränkung der globalen Erwärmung fordern eine radikale Reduktion der Treibhausgasemissionen [4]. Aufgrund der Konzentrationserhöhung dieser Treibhausgase, wie z.B. Kohlenstoffdioxid, Methan und Distickstoffoxid, in der Atmosphäre wird ein höherer Anteil der langwelligen Wärmestrahlung absorbiert und verursacht somit die stetige Zunahme der globalen Durchschnittstemperatur. In Abbildung 1-1 (a) ist die seit 1980 gemessene CO<sub>2</sub>-Konzentration der Atmosphäre über der Zeit dargestellt. Abbildung 1-1 (b) zeigt die Veränderung der globalen Durchschnittstemperatur. Für die Einhaltung der Klimaziele des Pariser Übereinkommens wäre die Reduktion der Treibhausgasemissionen auf Netto-Null bis 2050 notwendig [31].

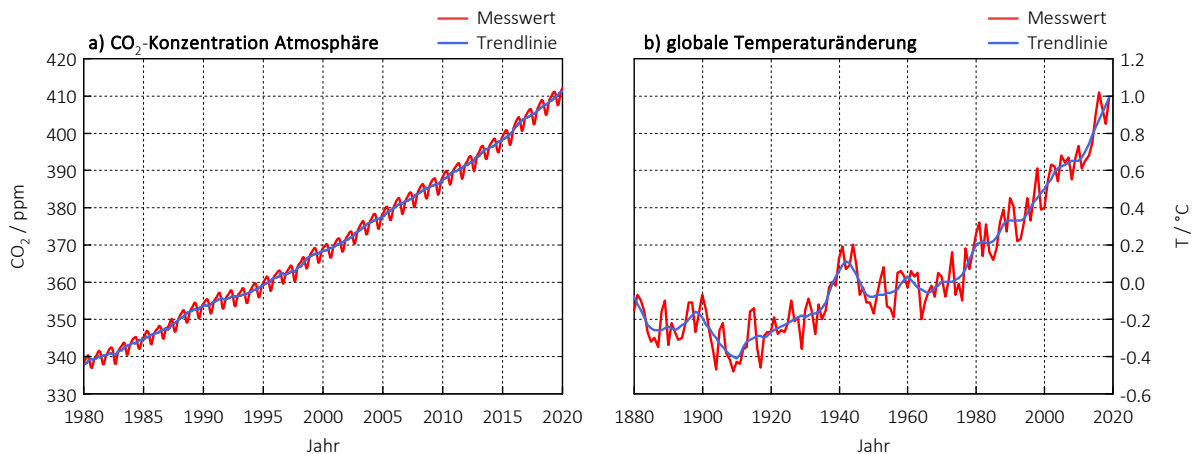


Abbildung 1-1: a) CO<sub>2</sub>-Konzentration [18] und b) globale Temperaturänderung [16] über der Zeit

Mit einem Anteil von 18,1 % der globalen CO<sub>2</sub>-Emissionen zählt der Straßenverkehr zu den Hauptverursachern der Klimaerwärmung [20]. Durch den Einsatz CO<sub>2</sub>-neutraler Kraftstoffe kann ein wesentlicher Beitrag zur Einhaltung und zum Erreichen der Klimaziele geleistet werden. Wasserstoff gilt als der vielversprechendste Kraftstoff im Hinblick auf eine nachhaltige Energiewirtschaft und im Speziellen einer umweltschonenden Mobilität. Neben der Brennstoffzelle lässt sich dieser auch in Verbrennungsmotoren einsetzen. Dies ermöglicht im Gegensatz zu konventionellen, mit fossilen Kraftstoffen betriebenen Motoren eine Umsetzung ohne Ausstoß von Kohlendioxid bei nahezu schadstofffreier Verbrennung. Das Vorantreiben einer auf Wasserstoff basierenden Mobilität bietet zudem nicht nur Vorteile hinsichtlich der Umweltaspekte, sondern kann auch die nationale Wirtschaft stärken, indem Arbeitsplätze geschaffen werden und der Import von fossilen Ressourcen aus dem Ausland reduziert wird. Weiters können vorhandene Produktionslinien der Automobilindustrie verwendet werden, um einen raschen, flächendeckenden Einsatz ohne große Neuinvestitionen zu ermöglichen.

## 1.2 Ziel der Arbeit

Die Weiterentwicklung der ottomotorischen Wasserstoffverbrennung, kombiniert mit VTG-Abgasturboaufladung und innerer Gemischbildung, bietet großes Potential hinsichtlich hohem Wirkungsgrad und hoher Leistungsdichte. Ein wesentlicher Bestandteil dieser vorliegenden Arbeit ist die experimentelle Potentialbewertung einer Abgasrückführung auf das Wasserstoff-Brennverfahren, sowie die Untersuchung des Einflusses von Zündkerzen auf Verbrennungsanomalien wie Vorentflammungen und Verbrennungsklopfen.

Anhand verschiedener Strategien zur Abgasrückführung sollen mögliche Vorteile zur Stickoxidreduktion aufgezeigt werden. Dieser Einfluss soll sowohl für eine stöchiometrische, als auch magere Verbrennung messtechnisch erfasst werden. Die Rückführung erfolgt entweder über den Hochdruck- oder Niederdruckpfad. Bei der Verwendung von konventionellen Kraftstoffen erfolgt die Bestimmung der AGR-Rate standardmäßig über die Messung der CO<sub>2</sub>-Konzentration im Saugrohr und im Abgas. Durch den Einsatz von Wasserstoff muss die Ermittlung der AGR-Rate anderweitig, zum Beispiel über Sauerstoff- oder Wassergehalt, erfolgen und stellt somit hohe Anforderungen an die bestehende Messtechnik.

Aufgrund der weiten Zündgrenzen und der geringen erforderlichen Zündenergie von Wasserstoff erhöht sich die Gefahr einer Entzündung der Frischladung an heißen Stellen im Brennraum. Die Geometrie der Elektroden und eine gute Wärmeabfuhr Richtung Zylinderkopf sind wichtige Faktoren um Verbrennungsanomalien zu vermeiden bzw. zu minimieren. Auftretende Vorentflammungen und Verbrennungsklopfer können zu mechanischen Schäden am Triebwerk führen und müssen daher auf ein Minimum reduziert werden, um im Serienbetrieb bestehen zu können.

## 2 Theoretische Grundlagen

### 2.1 Wasserstoffbereitstellung

Die Wasserstoffbereitstellung umfasst die Herstellung, den Transport und die Speicherung von Wasserstoff. Etwa 60 % des globalen Wasserstoffbedarfs wird eigens für den Markt produziert. Die restlichen 40 % fallen als Nebenprodukt bei der industriellen Herstellung von Chlor, Ethen, Methan und anderen Produkten an [6].

#### 2.1.1 Herstellung

Wasserstoff kommt in der Natur nur in gebundener Form vor und muss für die energetische Nutzung hergestellt werden. Hierzu kommen verschiedene Verfahren zum Einsatz. Die Produktion erfolgt jedoch nur vereinzelt nachhaltig ohne den Ausstoß von Kohlenstoffdioxid bzw. Luftschadstoffen. In Abbildung 2-1 sind verschiedene Produktionspfade zur Wasserstofferzeugung dargestellt.

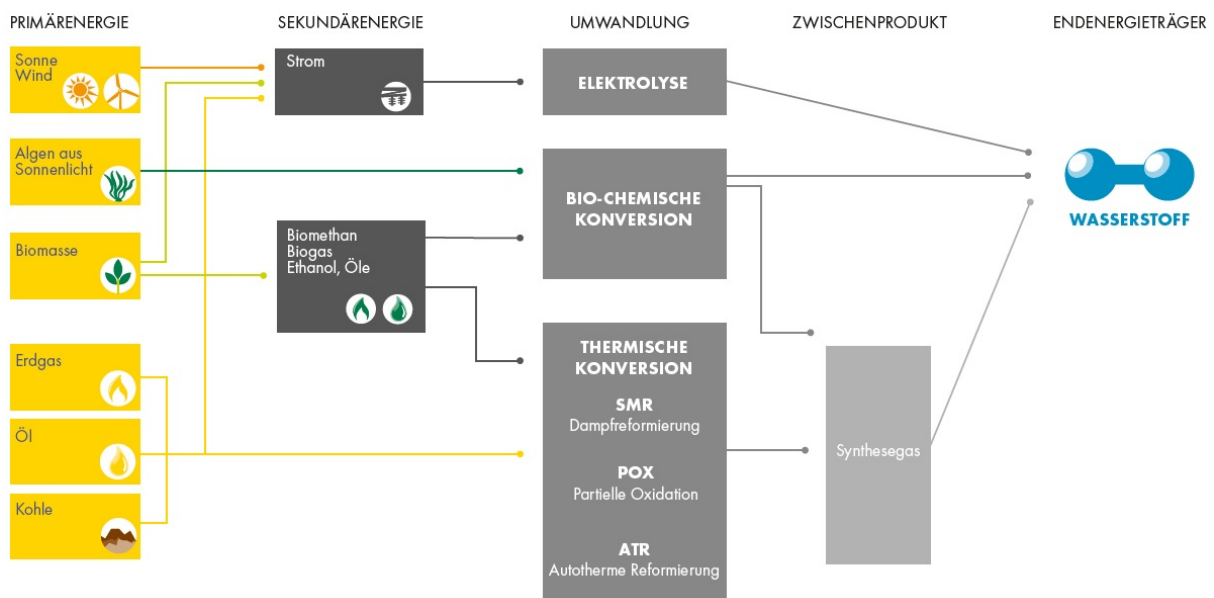


Abbildung 2-1: Verschiedene Produktionspfade von Wasserstoff [1]

Aktuell dominieren die fossilen Primärenergieträger, mit einem Anteil von 95 %, die globale Wasserstoffproduktion. Nur ein kleiner Anteil von 5 % wird durch die Elektrolyse abgedeckt, wobei der Strom aus verschiedenen erneuerbaren Ressourcen zur Verfügung gestellt wird [1]. Für eine nachhaltige, CO<sub>2</sub>-neutrale Wasserstoffwirtschaft ist die Wasserstoffproduktion aus regenerativen Quellen Voraussetzung.

Neben der elektrolytischen Wasserspaltung bietet auch die thermische bzw. biochemische Konversion von Biomasse eine nachhaltige Wasserstoffproduktion. Bei der Verwendung von Biomasse steht jedoch der Flächenverbrauch in Konkurrenz mit der Lebensmittelproduktion [32].

### Elektrolyse:

Bei der Elektrolyse wird Wasser mit Hilfe von elektrischer Energie in Wasserstoff und Sauerstoff aufgespalten. Die chemische Bruttoreaktionsgleichung für die Wasserspaltung lautet:



Für die Spaltung von einem kmol flüssigen Wasser in Sauerstoff und Wasserstoff wird theoretisch eine Energiemenge von 286 MJ benötigt [2]. Je nach Verfahren liegen die erreichbaren Wirkungsgrade in Bezug auf den unteren Heizwert von Wasserstoff im Bereich von 60 – 80 %. Des Weiteren bietet die Elektrolyse den Vorteil, dass die Reinheit der Erzeugung ausreicht, um auf eine anschließende Gasreinigung zu verzichten [1].

### Biochemische Konversion:

Durch den Einsatz von Mikroorganismen kann Wasserstoff aus Biomasse bzw. Algen erzeugt werden. Die biochemische Konversion existiert derzeit lediglich im Labormaßstab und ist aus heutiger Sicht nicht marktrelevant [1]. Aus diesem Grund wird dieses Verfahren hier nicht weiter erläutert und ist nur der Vollständigkeit halber angeführt.

### Dampfreformation:

Die Dampfreformation von Erdgas erfolgt bei hoher Temperatur (700 °C – 900 °C) und unter hohem Druck (20 bar – 40 bar). Die stattfindenden Reaktionen werden durch den vorhandenen Katalysator beschleunigt [6].



Das entstandene Synthesegas beinhaltet hauptsächlich Wasserstoff und Kohlenstoffmonoxid mit Anteilen von Kohlenstoffdioxid, Wasserdampf sowie Kohlenwasserstoff-Verbindungen die nicht umgesetzt wurden. Im zweiten Schritt wird das im entstandenen Synthesegas befindliche Kohlenstoffmonoxid in der so genannten Wassergas-Shift-Reaktion weiter zu Wasserstoff und Kohlenstoffdioxid umgewandelt [1].



Der Reinheitsgrad des Produktgases kann mit Hilfe nachgeschalteter physikalischer Reinigungsschritte erhöht werden. Der erreichbare Wirkungsgrad der Dampfreformation liegt bei etwa 80 % [1].

### Partielle Oxidation:

Ein weiterer Herstellungsprozess ist die partielle Oxidation. Ausgangsstoffe der partiellen Oxidation sind meist schwere Kohlenwasserstoffe wie Altöl, Schweröl oder Kohle. Diese Stoffe reagieren katalytisch und unterstöchiometrisch mit Sauerstoff bei einer Temperatur von 600 - 850 °C. Dabei entsteht neben dem Synthesegas (Kohlenstoffmonoxid und Wasserstoff) auch Kohlenstoffdioxid und Ruß. Das Synthesegas reagiert in der nachgeschalteten Wassergas-Shift-Reaktion weiter zu Kohlenstoffdioxid und Wasserstoff. Der Wirkungsgrad der partiellen



Oxidation liegt mit etwa 70 % leicht unter jenem der Dampfpreformation. Aufgrund der leicht exothermen Reaktion wird keine externe Wärmequelle benötigt. Weiters lassen sich bei diesem Verfahren auch langkettige Kohlenwasserstoffe zur Abspaltung von Wasserstoff einsetzen [6].

### Autotherme Reformierung:

Bei der autothermen Reformierung handelt es sich um eine Kombination der Dampfpreformation und der partiellen Oxidation. Durch die Verknüpfung der Prozesse können die Vorteile der Dampfpreformation (höhere Wasserstoffausbeute) und der partiellen Oxidation (exotherme Reaktion) genutzt werden. Die Prozessführung wird so abgestimmt, dass der Energiebedarf der endothermen Dampfpreformation durch die exotherme Oxidation abgedeckt wird [1].

### 2.1.2 Transport

Aufgrund des geringen volumetrischen Energieinhaltes unter Normbedingung muss Wasserstoff für den Straßentransport komprimiert oder verflüssigt werden.

In Abbildung 2-2 sind drei verschiedene Trailer-Lösungen für den Transport von Wasserstoff abgebildet, die aktuell zur Anwendung kommen. Je nach Behälterdesign und Druckniveau können Wasserstoff-Transportmengen von bis zu 4000 kg realisiert werden [27].



Abbildung 2-2: Wasserstoff-Trailer Konzepte [27]

Die erreichbaren Energiemengen der verschiedenen straßengebundenen Beförderungsmöglichkeiten für Wasserstoff variieren stark und sind in Tabelle 2-1 zusammengefasst. Zur Referenz dient ein Diesel-Tankwagen mit einer maximal zulässigen Nutzlast von 30000 kg, um die Größenordnungen abschätzen zu können.

Tabelle 2-1: Vergleich der mittels LKW transportierbaren Energiemenge

Bezeichnung	Speicherdruck / bar	Kraftstoffmasse / kg	Energiedichte / MJ/kg	Energiemenge / GJ
H <sub>2</sub> -Tube Trailer	200 - 250	500	120	60
H <sub>2</sub> -Container Trailer	500	1000	120	120
H <sub>2</sub> -Liquid Trailer	1 - 4	4000	120	480
Diesel-Tankwagen	1	30000	43	1290

Trotz hoher Speicherdrücke kann nur ein Bruchteil der Energiemenge eines konventionellen Tankwagens befördert werden. Sogar im verflüssigten Zustand liegt der darstellbare Energieinhalt von einem Wasserstoff-Transportfahrzeug um etwa Faktor 2.7 unter dem Niveau eines Diesel-Tankwagens. Dieser Zusammenhang zeigt, dass der logistische Aufwand für die Wasserstoffbeförderung weit höher als bei konventionellen fossilen Kraftstoffen liegt.

Neben der straßengebundenen Beförderung kann Wasserstoff auch über ein Pipeline-Netzwerk großflächig verteilt werden. Sowohl ein eigenständiges, als auch eine Beimengung in das vorhandene Erdgasnetz ist vorstellbar. Durch ein weites Netzwerk können Verbraucher und Produzenten miteinander verbunden werden. Das Fassungsvermögen der Rohrleitungen dient gleichzeitig der Speicherung einer fluktuierenden Wasserstoffproduktion bzw. Nachfrage. Ein solches eigenständiges Wasserstoff-Pipeline-Netzwerk, mit einer Länge von 240 km, befindet sich im Ruhrgebiet. Dort werden Großabnehmer mit Wasserstoff beliefert. Weltweit existieren bereits über 4500 km Leitungsnetzwerke für Wasserstoff. In Abbildung 2-3 ist ein Überblick der bestehenden Wasserstoff-Pipelines dargestellt [12].

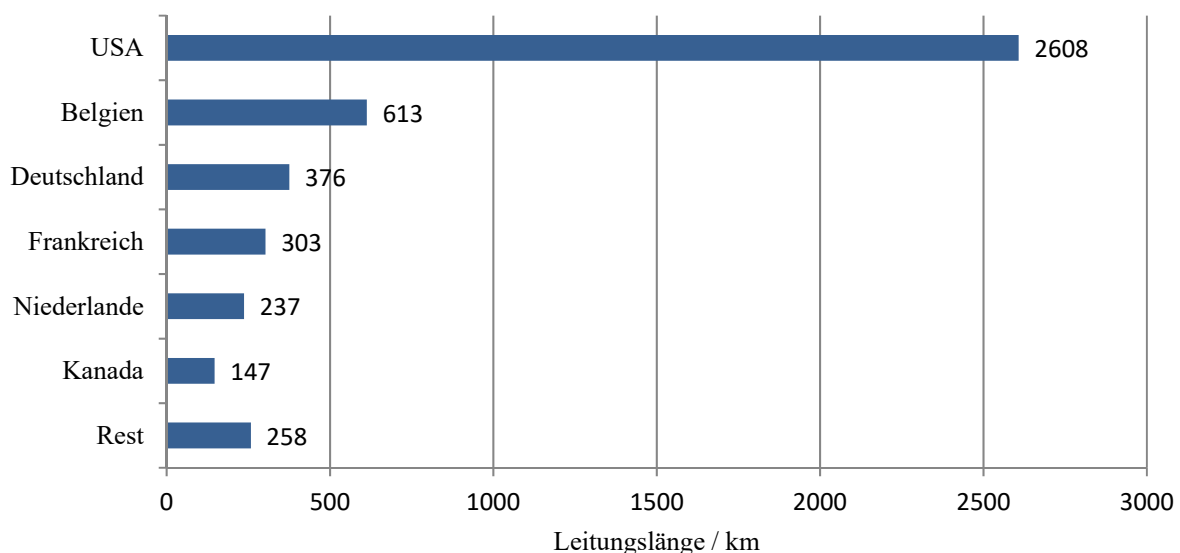


Abbildung 2-3: Wasserstoff-Pipelines nach Ländern [12]

### 2.1.3 Speicherung

Die Speicherung von Wasserstoff erfolgt meist gasförmig unter hohem Druck oder in flüssiger Phase bei niedrigen Drücken. Die Art der Aufbewahrung wird von der benötigten Speichermasse bestimmt. Salzkavernen bieten die Möglichkeit sehr große Mengen an gasförmigen Wasserstoff über längere Zeit zu speichern. Solche Speicher können als saisonale Zwischenspeicher verwendet werden, wenn der Zeitpunkt der Produktion und der Nachfrage längere Zeit auseinanderliegen. Salzkavernen werden schon seit vielen Jahren für die Speicherung von fossilen Energiequellen wie Erdgas und Rohöl verwendet. Das Speichervolumen solcher Kavernen beträgt bis zu 500000 m<sup>3</sup>, was bei einem Speicherdruck von 60 bis 180 bar etwa 5 Mio. kg an Wasserstoff bedeutet. Kleinere Speichermengen werden in Drucktanks bei Drücken von 50 bis 500 bar gelagert [25].

Der Vorteil einer flüssigen Speicherung liegt in der deutlich höheren Energiedichte gegenüber komprimiertem Wasserstoff. Es muss jedoch viel Energie aufgewendet werden, um den

Wasserstoff zu verflüssigen, da sein Siedepunkt unter Normaldruck bei  $-253\text{ °C}$  liegt. Etwa 30% des Heizwertes werden in der Praxis für die Verflüssigung benötigt. Zur Speicherung von flüssigem Wasserstoff werden Kryotanks eingesetzt. Diese Tanks besitzen aufgrund ihrer Isolierung mittels Vakuumzwischenraum und Wärmedämmschicht eine äußerst geringe Wärmeleitfähigkeit. Ein Wärmestrom von der Umgebung in den Tank kann jedoch nie verhindert werden und führt zum Verdampfen des Wasserstoffs. Ab einem bestimmten Behälterdruck (ca. 4 bar) wird ein Überdruckventil geöffnet und der Behälter kann sich auf ein niedrigeres Druckniveau entspannen. Diese Boil-Off Verluste sind abhängig vom Behälterdesign und liegen im Bereich von 0,3 bis 3 % pro Tag [6].

Wird Wasserstoff unter 150 K abgekühlt und komprimiert, spricht man von einem kryoverdichteten Wasserstoff ( $\text{CcH}_2$ ). Diese Art der Speicherung ermöglicht eine erhöhte Energiespeicherdichte aufgrund der tiefkalten Temperatur und der hohen Speicherdrücke gegenüber komprimiertem Wasserstoff bei Umgebungstemperatur ( $\text{CGH}_2$ ) [1].

Am Wasserstoff-Triplepunkt, bei 13,8 K, liegt ein Dreiphasengemisch aus festen, flüssigen und gasförmigen Wasserstoff vor. Das zweiphasige Gemisch aus flüssigen und festen Wasserstoffpartikeln wird Hydrogen-Slush genannt. Dieses Gemisch besitzt einen Feststoffanteil von etwa 50 Masseprozent. Aufgrund der hohen Energiespeicherdichte ist der Wasserstoff-Slush als Raketentreibstoff von Interesse [6].

In der nachfolgenden Abbildung 2-4 sind verschiedene Konzepte zur Wasserstoffspeicherung über der erzielbaren Dichte aufgetragen. Die Energiedichte eines Speichersystems entspricht dem Produkt aus Dichte und gravimetrischem Energieinhalt.

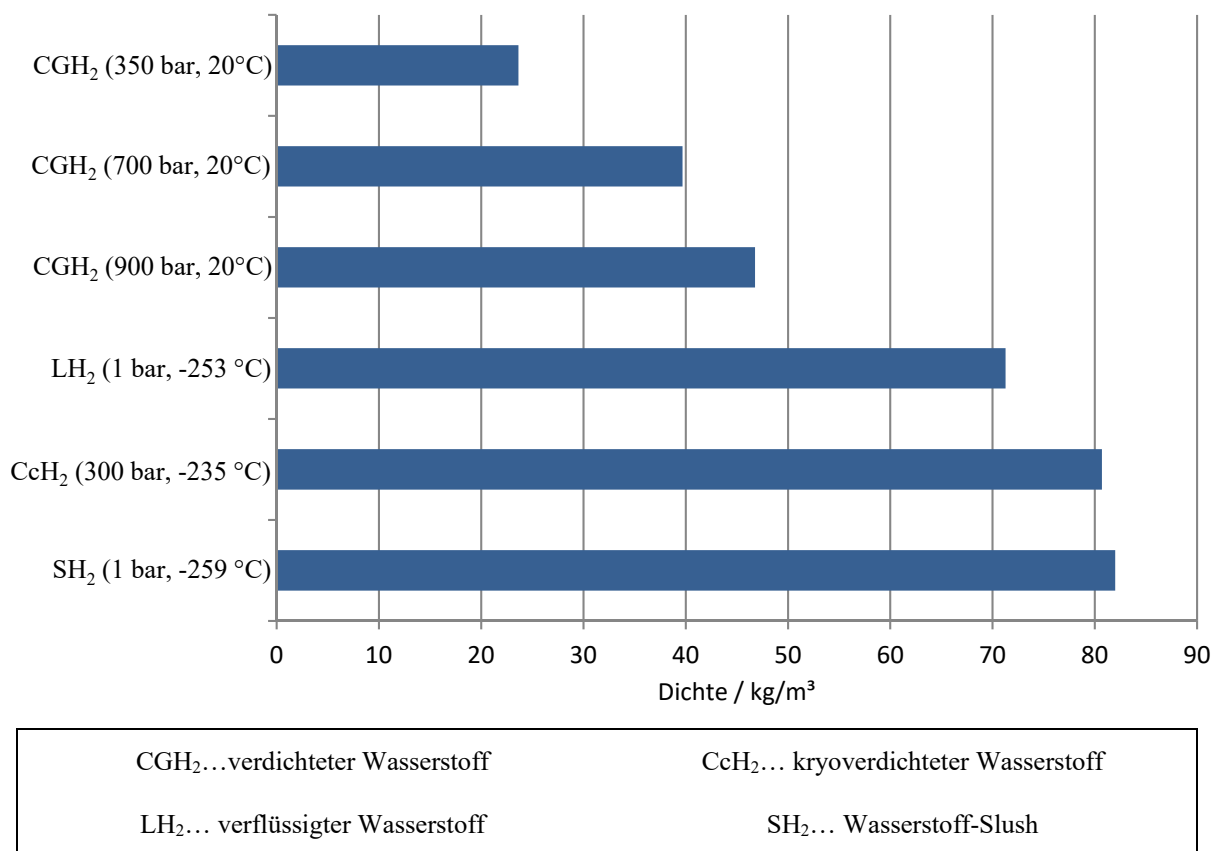


Abbildung 2-4: Speicherdichten verschiedener Zustände [6],[17]

### Wasserstoffspeicherung im Pkw bzw. leichten Nfz:

Aufgrund des begrenzten Packungsvolumen und der geringen volumetrischen Energiedichte stellt die Wasserstoffspeicherung für mobile Anwendungen eine Herausforderung dar. Eine Speicherung im Fahrzeug erfolgt entweder flüssig oder gasförmig unter hohem Druck. Die Flüssigspeicherung von Wasserstoff im Pkw wird aufgrund des hohen Aufwands zur thermischen Isolierung des Tanks und des hohen Energiebedarfs zur Verflüssigung des Wasserstoffs derzeit nicht weiterverfolgt. Aktuell priorisieren Automobilhersteller, aufgrund der genannten Nachteile, die gasförmige Speicherung unter hohem Druck bei Umgebungstemperatur. Das Speicherdruckniveau für Pkws liegt bei bis zu 700 bar [19].

In Abbildung 2-5 ist ein System aus Drucktanks dargestellt, welches für ein Rennfahrzeug entwickelt wurde. Der Speicherdruck und das Tankpackaging wurden an das Streckenlayout des Nürburgrings angepasst, um eine volle Rennrunde rein mit Wasserstoff fahren zu können. Die vier Druckbehälter ergeben zusammen einen Inhalt von 134 l und speichern bei einem Druck von 350 bar etwa 3.3 kg Wasserstoff. Durch zwei parallel geschlossene mechanische Druckminderer kann der Wasserstoff auf den saugrohrseitigen Einblasedruck von 4.8 bar entspannt werden [15].

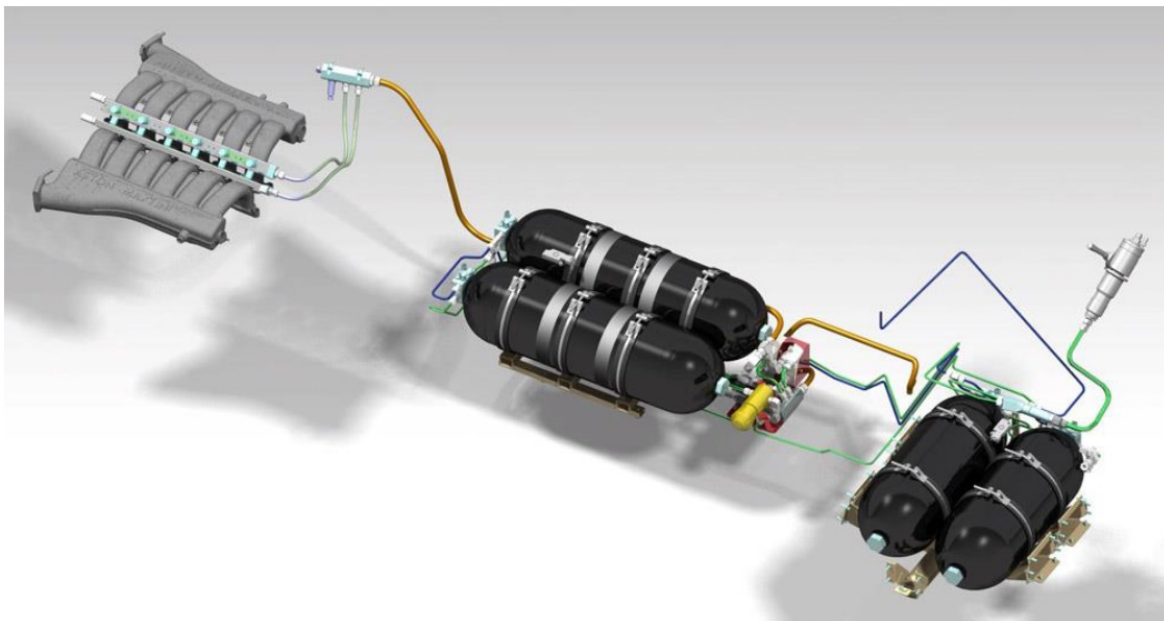


Abbildung 2-5: Druckspeicher Pkw [15]

## 2.2 Wasserstoffverbrennungsmotor

Der Verbrennungsmotor ist eine seit mehr als 100 Jahren entwickelte Technologie und bietet die Möglichkeit der Umwandlung der im Wasserstoff gebundenen chemischen Energie in mechanische Wellenarbeit. Dabei reagiert der Wasserstoff mit dem Luftsauerstoff zu Wasser ohne Bildung von Kohlenstoffdioxid. Durch die Verwendung der bestehenden Produktionslinien der Automobilindustrie stellt der Wasserstoffverbrennungsmotor eine alternative Antriebslösung dar, welche rasch und flächendeckend in einen Massenmarkt eingeführt werden kann [6].

### 2.2.1 Relevante Stoffeigenschaften

Die Stoffeigenschaften von Wasserstoff unterscheiden sich grundlegend im Vergleich mit konventionellen fossilen Kraftstoffen. In Tabelle 2-2 sind relevante Stoffkennwerte von Kraftstoffen für die Verbrennung im Motor angeführt.

Für das Erreichen hoher spezifischer Leistungen ist der Gemischheizwert des Brennverfahrens ausschlaggebend. Bei der Verwendung von gasförmigen Kraftstoffen hat der Ort der Gemischbildung einen entscheidenden Einfluss auf das Leistungspotential. Diese Kraftstoffe besitzen einen relativ geringen volumetrischen Energieinhalt und verursachen bei äußerer Gemischbildung eine Verdrängung der Frischluft, was sich negativ auf den Gemischheizwert auswirkt.

Die hohe Selbstzündtemperatur von Wasserstoff kann zwar Vorteile hinsichtlich Klopfverhalten liefern, erschwert jedoch die Umsetzung eines selbstzündenden H<sub>2</sub>-Motorkonzepts [6]. Vergleicht man die Selbstzündungstemperatur von Wasserstoff mit jener von Diesel, wird ersichtlich, dass eine Selbstzündung nicht ohne zusätzliche Maßnahmen darstellbar ist. Aus diesem Grund wird für ein H<sub>2</sub>-VKM-Antriebskonzept für Pkw und leichte Nfz nur ein fremdgezündetes Verfahren in Betracht gezogen.

Der Quenching-Abstand von Wasserstoff ist deutlich geringer als jener von konventionellen Kraftstoffen. Mit diesem Wert wird die Entfernung von der kalten Brennraumwand zur verlöschten Flammenfront beschrieben. Dieser geringe Quenching-Abstand bewirkt einen höheren Temperaturgradienten an der Brennraumwand, da die Flamme erst später verlöscht und somit die Wandwärmeverluste erhöht. Neben den Wandwärmeverlusten steigt auch die Oberflächentemperatur der brennraumseitigen Komponenten, was besonders bei stöchiometrischer Verbrennung zu hohen thermischen Beanspruchungen führt [30].

Das stöchiometrische Wasserstoff-Luft-Gemisch benötigt für eine Entflammung eine um etwa Faktor zehn geringere Zündenergie als ein stöchiometrisches Benzingemisch. Somit besteht die Gefahr, dass sich das Wasserstoff-Luft-Gemisch, noch während der Kompressionsphase, an heißen Stellen im Brennraum unkontrolliert entzündet. Ein hoher Restgasanteil oder Hot-Spots an Zündkerzenelektroden oder Auslassventilen können die Ursache für eine solche Vorentflammung sein [3]. Tritt die Entflammung des Gemischs noch während dem geöffneten Einlassventil auf, kommt es zu einer sogenannten Rückzündung. Die Druckwelle dieser Rückzündung breitet sich im Ansaugsystem aus und kann zur Beschädigung von betroffenen Komponenten führen.

Der sehr weite Zündbereich, kombiniert mit einer hohen laminaren Flammengeschwindigkeit, ermöglicht einen qualitätsgeregelten Motorbetrieb bei wirkungsgradgünstigen Brenndauern und Brennlagen im gesamten Kennfeld. Diese schnelle Verbrennung verursacht jedoch auch einen steilen Druckanstieg und führt zu erhöhten Verbrennungsgeräuschen [6].

Tabelle 2-2: Stoffkennwerte verschiedener Kraftstoffe

Eigenschaft	Einheit	Benzin Super Plus	Diesel	Methan	Wasserstoff
Kohlenstoffanteil	mass%	85.6	86.1	74.9	0
Dichte (flüssig) <sup>a</sup>	kg/m <sup>3</sup>	750 – 770	820 – 845	423	70.8
Dichte (gasförmig) <sup>a,b</sup>	kg/m <sup>3</sup>	-	-	0.716	0.090
Siedepunkt- bzw. -bereich <sup>a</sup>	°C	30 – 190	210 – 355	- 161.5	- 252.8
Unterer Heizwert	MJ/kg	41.4	42.9	50	120
Minimale Zündenergie <sup>c,d</sup>	mJ	0.24	0.24	0.29	0.017
Selbstzündtemperatur <sup>a,e</sup>	°C	230 – 450	250	595	585
Zündgrenzen <sup>a,d,e</sup>	Vol %	1 – 7.6	0.6 – 5.5	4.4 – 15	4 - 76
	λ-Bereich	1.4 – 0.4	1.35 – 0.48	2 – 0.6	10 – 0.13
Laminare Flammengeschwindigkeit <sup>a,c,d,e</sup>	cm/s	≈ 40	≈ 40	≈ 42	≈ 230
Quenching-Distanz <sup>a,c,d</sup>	mm	≈ 2	-	2.1	0.64

<sup>a</sup> bei 1.013 bar; <sup>b</sup> bei 0 °C; <sup>c</sup> bei  $\lambda = 1$ ; <sup>d</sup> bei 25 °C; <sup>e</sup> in Luft

## 2.2.2 Emissionsbildung

Rein durch die Wasserstoffverbrennung entstehen, aufgrund der Kohlenstofffreiheit von Wasserstoff, keine Emissionen von Kohlenstoffdioxid, Kohlenstoffmonoxid, unverbrannten Kohlenwasserstoffen und Ruß. Einzig die unvermeidbare Verbrennung von Motoröl verursacht geringste CO<sub>2</sub>-, CO-, und HC-Emissionen. Das Emissionsniveau dieser Komponenten liegt jedoch nahe der Nachweisbarkeitsgrenze. Einzig die Emission von Stickoxiden muss für ein Wasserstoff-Brennverfahren gezielt analysiert werden, da diese aufgrund der hohen Verbrennungstemperatur innermotorisch produziert werden [19].

**NO<sub>x</sub>-Bildungsmechanismus:**

Unter Stickoxiden versteht man die Summe der Stickstoffverbindungen NO und NO<sub>2</sub>. Beim Verbrennungsprozess entsteht hauptsächlich NO, welches im Anschluss in der Atmosphäre zu NO<sub>2</sub> oxidiert wird. Die Gesamtemission dieser Schadstoffkomponenten wird vom Gesetzgeber limitiert, da diese zu Atemwegserkrankungen führen können. Aufgrund der relativ geringen Wasserlöslichkeit von NO<sub>2</sub>, wird der Schadstoff nicht in den oberen Atemwegen gebunden und gelangt bis in die Alveolen (Lungenbläschen). Dort kann der Kontakt Zellschäden auslösen und entzündliche Prozesse hervorrufen [23].

Für die Entstehung von Stickoxiden gibt es drei Hauptbildungsmechanismen:

- promptes NO
- Brennstoff NO
- thermisches NO

Promptes NO benötigt für die Bildung HC-Radikale. Aufgrund des kohlenstofffreien Kraftstoffs und der äußerst geringen Ölverbrennung kann dieser Bildungsmechanismus für eine Wasserstoffverbrennung vernachlässigt werden. Ebenso vernachlässigbar ist der Bildungspfad von Brennstoff NO, da im Kraftstoff kein gebundener Stickstoff vorhanden ist, welcher oxidiert werden kann [14]. Das bedeutet, dass nur der thermische NO-Bildungsmechanismus für die Wasserstoffverbrennung betrachtet werden muss. Dieser kann mithilfe des Zeldovich Mechanismus beschrieben werden und gliedert sich in die drei Teilreaktionen, welche in den folgenden Gleichungen angeführt sind [13].



Reaktion (2-5) benötigt für den Ablauf, aufgrund der N<sub>2</sub>-Dreifachbindung, eine relativ hohe Aktivierungsenergie. Diese Teilreaktion ist damit stark temperaturabhängig. Die Reaktionen (2-6) und (2-7) laufen um Größenordnungen schneller ab. Kommt es daher zur Bildung von elementarem Stickstoff (aus Reaktion (2-5)), so reagiert dieser sofort zu NO weiter. Aus diesem Grund ist für die Stickoxidbildung die Dauer bei entsprechend hoher Temperatur ausschlaggebend.

Neben der Absenkung der Verbrennungstemperatur hat auch eine Verringerung der Sauerstoffkonzentration das Potential die Stickoxidrohmissionen zu senken.

Neben dem Ausstoß von Stickoxiden kommt es bei der Wasserstoffverbrennung zur Wasserdampfemission. Wasserdampf ist aufgrund des hohen volumetrischen Anteils in der Atmosphäre für etwa 62 % der globalen Temperaturerhöhung durch den Treibhausgaseffekt verantwortlich. Die temperaturerhöhende Wirkung von Wasserdampf ist stark von der Entfernung zur Erdoberfläche abhängig, da sich die Lebensdauer des Wasserdampfes von Bodennähe (ca. eine Woche) bis in die Stratosphäre (1-100 Jahre) stark ändert. Bei einer vollständigen Umstellung der österreichischen Fahrzeugflotte auf Wasserstoff basierende

Antriebstechnologien würden etwa 0,03 % des natürlich verdampfenden Wassers zusätzlich emittiert werden. Daher kann davon ausgegangen werden, dass die Wasserdampfemissionen von Wasserstofffahrzeugen keine relevanten Auswirkungen auf das Klima haben und vernachlässigbar klein sind [22].

### 2.2.3 Einfluss der Gemischbildung auf das Brennverfahren

Anhand der Art der Gemischbildung kann eine Einteilung der Konzepte erfolgen. In dieser vorliegenden Arbeit werden nur ottomotorische Brennverfahren, welche mit einer Zündkerze fremdgezündet werden, betrachtet. Die Einteilung nach Art der Gemischbildung erfolgt in äußere und innere Gemischbildung.

Bei einer äußeren Gemischbildung wird Wasserstoff vorzugsweise saugsynchron und zylinderindividuell in das Saugrohr eingeblasen. Vorteile einer äußeren Gemischbildung sind der verhältnismäßig einfache Aufbau und der geringe Einblasedruck. Je niedriger der erforderliche Einblasedruck, desto höher die nutzbare Speicherkapazität des Wasserstofftanksystems. Der benötigte Querschnitt des H<sub>2</sub>-PFI-Injektors entspricht etwa jenem eines CNG-Injektors. Die geringere volumetrische Energiedichte von Wasserstoff wird durch die höhere Schallgeschwindigkeit kompensiert, sodass die erzielbaren Energiedurchsätze ähnlich groß sind. Nachteilig gegenüber der inneren Gemischbildung ist die erhöhte Gefahr einer Rückzündung bzw. einer frühzeitigen Entflammung im Ansaugsystem und die Limitierung hinsichtlich des erreichbaren Mitteldrucks aufgrund der geringen volumetrischen Energiedichte [6].

Bei innerer Gemischbildung wird der Wasserstoff direkt dem Brennraum zugeführt. Wird der Kraftstoff nach Einlassschluss eingeblasen, kann das Risiko von Rückzündungen ins Saugrohr vollständig beseitigt werden. Je später die Einblasung, desto geringer ist auch die Wahrscheinlichkeit einer Vorentflammung. Jedoch steigt mit späterer werdendem Einblasfenster der notwendige Versorgungsdruck, da stets ein überkritisches Druckgefälle für eine gegendruckunabhängige Einblasedauer vorhanden sein soll. Der für die Einblasung benötigte Versorgungsdruck gibt somit die maximal nutzbare Kraftstoffmasse des Tanksystems vor.

In Abbildung 2-6 wird das Leistungspotential bei äußerer und innerer Gemischbildung von Wasserstoff mit jener der Benzin-Saugrohreinjection verglichen. Durch die verdrängende Wirkung von gasförmigen Wasserstoff bei Umgebungstemperatur ist der Gemischheizwert und daher die erreichbare spezifische Leistung bei äußerer Gemischbildung deutlich geringer als bei innerer. Dies führt dazu, dass die erreichbare spezifische Leistung bei innerer Gemischbildung um 41 % über jener der äußeren Gemischbildung liegt. Durch die Kombination eines Flüssigspeichers mit einer saugseitigen, tiefkalten Wasserstoffeinblasung kann der Gemischheizwert, bedingt durch die Abkühlung der Frischladung, deutlich gesteigert werden. Das Leistungsniveau der kryogenen, äußeren Gemischbildung liegt auf dem Niveau einer inneren Gemischbildung. Die reduzierte Temperatur führt zusätzlich zu einer Verbesserung hinsichtlich Verbrennungsanomalien wie Rückzündungen ins Saugrohr, Vorentflammungen und Verbrennungsklopfen [6].

Bei der Verwendung von flüssigen Kraftstoffen fällt der Unterschied zwischen luft- und gemischsaugenden Motoren, hinsichtlich Gemischheizwert, deutlich geringer aus. Dies liegt an der hohen volumetrischen Energiedichte flüssiger Kraftstoffe. Etwa 2 Vol.% an verdampftem Benzin wird für ein stöchiometrisches Benzin-Luft-Gemisch benötigt. Hingegen beträgt der volumetrische Anteil von Wasserstoff für ein stöchiometrisches Gemisch etwa 30 % [28].



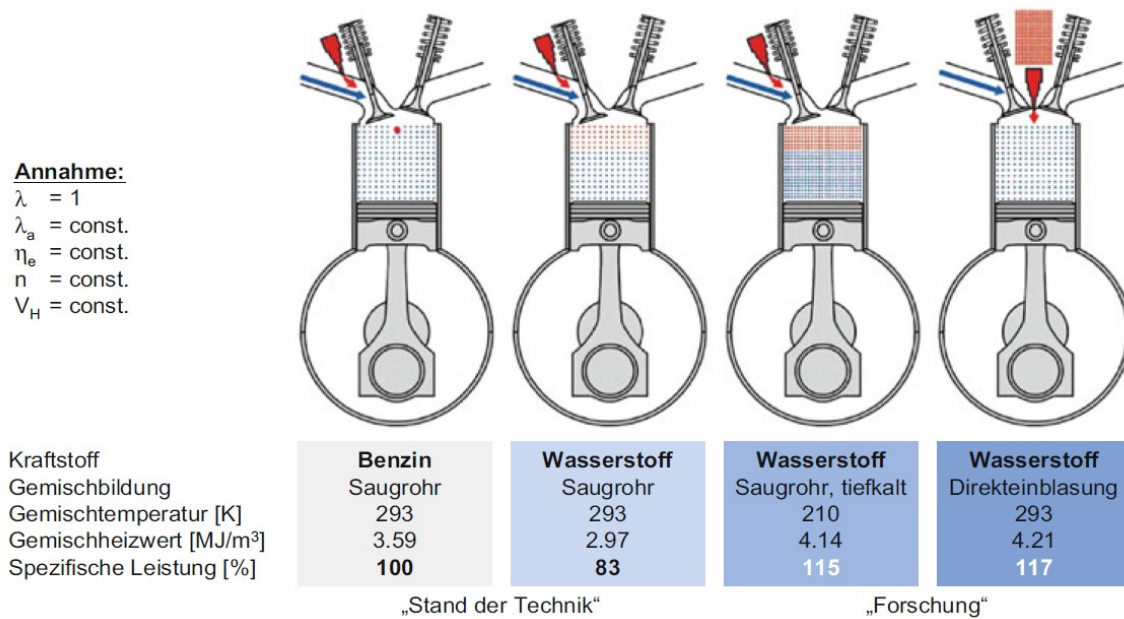


Abbildung 2-6: Volllastpotential von Wasserstoff-Gemischbildungsverfahren [9]

Der Ort der Gemischbildung wirkt sich nicht nur auf die darstellbare spezifische Leistung aus, sondern hat auch erheblichen Einfluss auf die Wandwärmeverluste. Diese Verluste wirken sich signifikant auf den erreichbaren Wirkungsgrad des Brennverfahrens aus. Als Haupteinflussgrößen für den Wärmeübergang können Temperatur, Druck, Turbulenz und die Geschwindigkeit nahe der Brennraumwand genannt werden. In Abbildung 2-7 sind die Wärmeübergangszahlen an der Brennraumwand für verschiedene Brennverfahren über dem Kurbelwinkel dargestellt [29].

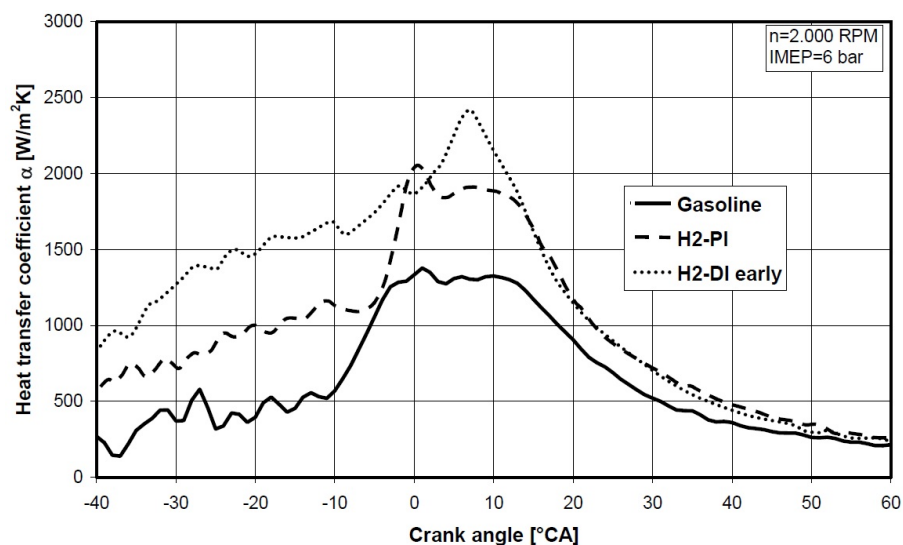


Abbildung 2-7: Wärmeübergangszahlen für verschiedene Brennverfahren [29]

Der Hauptgrund für den Unterschied im Wärmeübergang zwischen Benzin und H<sub>2</sub>-PI ist die reduzierte Zylinderladung, aufgrund der notwendigen Drosselung des Ottomotors, in diesem Lastpunkt. Bei der frühen Wasserstoffdirekteinblasung (H<sub>2</sub>-DI early) werden deutlich höhere Wärmeübergangszahlen als bei H<sub>2</sub>-PI erreicht. Diese Steigerung kann auf die erhöhte Geschwindigkeit und Turbulenz im Brennraum zurückgeführt werden. Die in Abbildung 2-7 dargestellte Kurve für das H<sub>2</sub>-DI early Brennverfahren wurde bei einem SOI von 120 °vZOT aufgenommen. Wird der SOI weiter Richtung OT verschoben, kommt es zur Ausbildung einer ausgeprägten Ladungsschichtung und der Wärmeübergangskoeffizient kann jenen der frühen Direkteinblasung um mehr als das Dreifache übersteigen [29].

Auch das Niveau der Stickoxidrohmissionen hängt maßgeblich vom Einblasezeitpunkt bzw. vom Ort der Gemischbildung ab. Durch die Variation dieser Größen kann die Zylinderladung zum Zündzeitpunkt entweder geschichtet oder homogenisiert vorliegen. Eine homogene Gemischbildung wird bei äußerer oder sehr früher innerer Gemischbildung erreicht. In Abbildung 2-8 sind die Einflüsse der Ladungshomogenisierung und des globalen Verbrennungsluftverhältnisses ( $\lambda$ ) auf die NO<sub>x</sub>-Rohmissionen dargestellt.

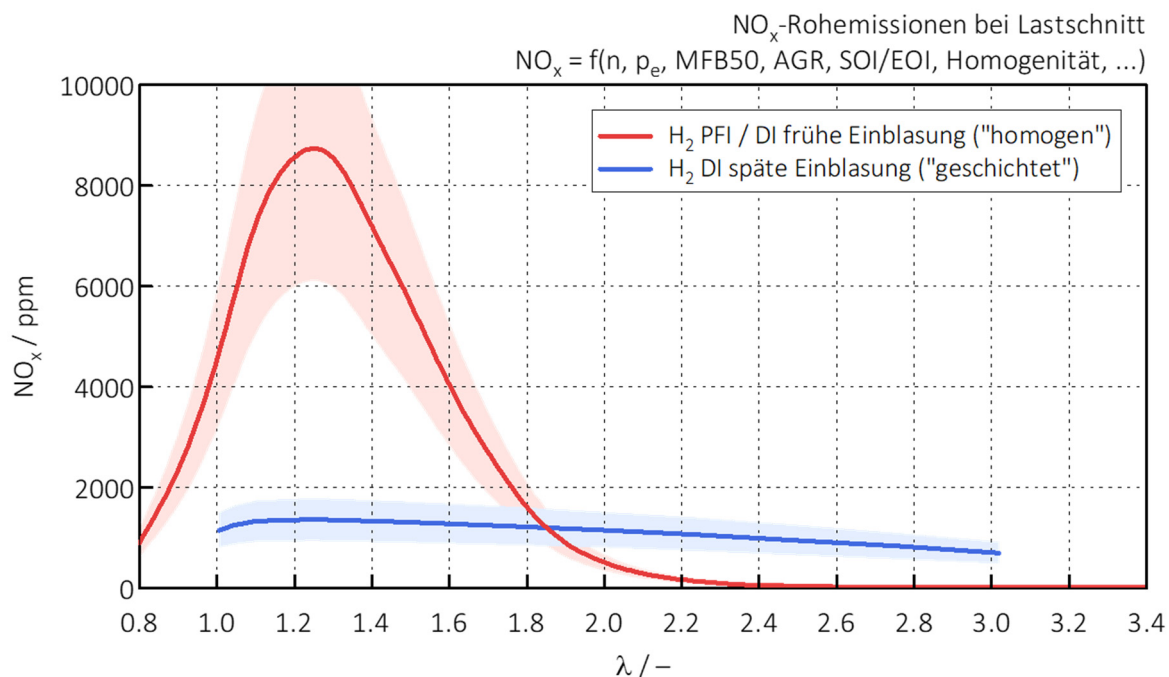


Abbildung 2-8: Einfluss von Lambda und der Gemischhomogenisierung auf die NO<sub>x</sub>-Rohmissionen [10]

Wie in Abbildung 2-8 ersichtlich, hat das Verbrennungsluftverhältnis ( $\lambda$ ) einen großen Einfluss auf die NO<sub>x</sub>-Rohmissionen bei homogener Gemischzusammensetzung. Das Maximum der Stickoxidemissionen wird bei einem Lambda-Wert von etwa 1.25 erreicht. Obwohl hier nicht die höchsten Verbrennungstemperaturen auftreten, liegen optimale Bedingungen für die NO<sub>x</sub>-Bildung vor [8]. Mit sinkendem Luftüberschuss, ausgehend von Lambda = 1.25, steigt zwar die Brennraumtemperatur, jedoch vermindert sich die Stickoxidbildung. Der Grund für diesen Trend ist die Abnahme des zu Verfügung stehenden Sauerstoffs [26]. Steigt der Luftüberschuss im Brennraum, ausgehend von Maximum der Stickoxidbildung, kommt es zu einer Reduktion der NO<sub>x</sub>-Emissionen. Dies liegt an der sinkenden Verbrennungstemperatur, bedingt durch den größeren thermischen Ballast.

Wird der Wasserstoff während der Kompressionsphase in den Zylinder eingeblasen, kommt es zu einer ausgeprägten Ladungsschichtung. Dabei entstehen Bereiche mit überfetteten und magerem Gemisch nebeneinander. Bei der Verbrennung einer solchen Ladung liegt das Emissionsniveau deutlich niedriger, da lokal nur kleine Bereiche mit günstiger Stickoxidbildung vorhanden sind. Der Einfluss der Homogenisierung der Zylinderladung auf die  $\text{NO}_x$ -Emissionen ist in Abbildung 2-9 dargestellt. Je später der Einblasebeginn (Start of Injection), desto ausgeprägter die Ladungsschichtung. Dies führt zu einer deutlichen Reduktion der Stickoxidemissionen, vor allem bei höherer Last [7].

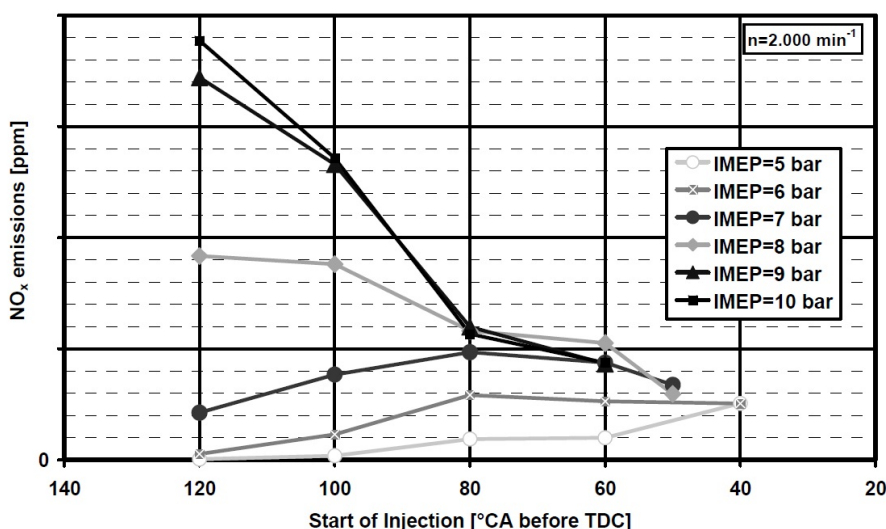


Abbildung 2-9: Einfluss des Einblasebeginns auf die  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen [7]

Aus Abbildung 2-8 wird ersichtlich, dass für einen Wasserstoffverbrennungsmotor mit homogener Gemischbildung verschiedene Strategien für ein Niedrigstmissionskonzept in Frage kommen.

Bei sehr magerer Verbrennung ( $\lambda > 2.4$ ) bleibt die Verbrennungstemperatur unterhalb der  $\text{NO}_x$ -Bildungstemperatur und ein auf Wasserstoff basierendes Brennverfahren kann nahezu ohne Stickoxidrohmissionen erfolgen. Um hierzu genügend Luft für hohe Mitteldrücke und spezifische Leistungen in den Zylinder zu bekommen, muss der Motor mittels Kompressor oder Abgasturbolader aufgeladen werden. Idealerweise kann ein solches Konzept ohne Abgasnachbehandlung verwirklicht werden.

Im stöchiometrischen bzw. leicht unterstöchiometrischen Motorbetrieb kann ein bewährter Drei-Wege-Katalysator zur Abgasnachbehandlung eingesetzt werden [6]. Durch die zusätzliche Rückführung von Abgasen können die Rohmissionen sogar soweit reduziert werden, dass nach dem Katalysator das Emissionsniveau der Stickoxide nahe Null liegt [30]. Dieser Drei-Wege-Katalysator erreicht eine Konvertierungsrate von über 99.9 % [3]. Die erwünschte Reduktion der gebildeten Stickoxide ( $\text{NO}$  und  $\text{NO}_2$ ) erfolgt mittels Wasserstoff, welcher bei der innermotorischen Verbrennung nicht zu Wasser umgesetzt wurde [8].

Im Lambdabereich zwischen 1 und 2.4 sind die  $\text{NO}_x$ -Rohmissionen maximal. Eine Abgasnachbehandlung mittels Drei-Wege-Katalysator kann aufgrund des fehlenden Reduktionsmittels nicht erfolgen. Der Motorbetrieb in diesem Bereich kann beispielsweise mittels Speicherkatalysator oder SCR-System zur Abgasnachbehandlung verwirklicht werden [8].

### 2.2.4 Verbrennungsanomalien

Auftretende Verbrennungsanomalien, wie Vorentflammungen und Verbrennungsklopfen, begrenzen die darstellbare Last beziehungsweise die erreichbare spezifische Leistung der mit Wasserstoff betriebenen Verbrennungskraftmaschine und führen zu erhöhten mechanischen und thermischen Beanspruchungen.

Klopfen tritt bei Verbrennungskraftmaschinen mit vorgemischter Verbrennung auf. Dabei kommt es zur Selbstzündung des noch nicht von der Flammenfront erfassten Gemischs im Brennraum, dem so genannten Endgas. Im Endgas kommt es zur Bildung von reaktionsfreudigen Zwischenprodukten, welche plötzlich hohe Anteile der chemischen Energie freisetzen. Die Geschwindigkeit der Vorreaktionen hängt maßgeblich von der Temperatur und dem Druck im Brennraum ab. Die entstehenden Druckwellen breiten sich mit Schallgeschwindigkeit aus und führen zu einem hochfrequenten Geräusch. Aufgrund der innermotorischen Druckschwingungen kommt es zu einem starken Anstieg des Wärmeübergangs und führt neben den mechanischen Belastungen zu einer erhöhten thermischen Beanspruchung. Zur Quantifizierung der Klopfhärte wird die Amplitude der hochfrequenten Druckschwingung verwendet. Die Klopfneigung kann durch eine Verschiebung des Zündzeitpunkts (ZZP) nach spät vermindert werden. Neben der Spätstellung des ZZP reduzieren klopfeste Kraftstoffe, niedrige Ansauglufttemperaturen und ein kompakter Brennraum mit zentral liegender Zündkerze das Auftreten von Verbrennungsklopfen [21].

Als Vorentflammung wird die Entzündung des Gemischs bezeichnet, welche noch während der Kompressionsphase und vor der eigentlichen Zündung erfolgt. Der Spitzendruck im Brennraum, ausgelöst durch eine solche Vorentflammung, kann den maximalen Verbrennungsdruck einer regulären Verbrennung weit übertreffen und verursacht höchste mechanische Belastungen des Kurbeltriebs. Neben der hohen mechanischen Beanspruchung steigt auch die Temperatur im Brennraum und verstärkt die Vorentflammungsneigung. Tritt eine Vorentflammung auf, so verbrennt das Gemisch im Anschluss häufig stark klopfend, was die Unterscheidung zum reinen Verbrennungsklopfen erschwert [28].

Die differenzierende Betrachtung der Verbrennungsanomalien ist jedoch wichtig, da die Ursache der Entstehung eine andere ist. Des Weiteren können Vorentflammungen nicht durch Spätstellen des Zündzeitpunktes kontrolliert werden und wirken beim Auftreten selbstverstärkend, da die Temperatur im Brennraum deutlich ansteigt [28].

## 2.3 Abgasrückführung

Unter Abgasrückführung (AGR) versteht man die Verdünnung der Zylinderladung durch die Rückführung von Abgas. Dieses Abgas wird der Frischluft meist gekühlt beigemischt. Je nach Ort der Abgasentnahme bzw. -beimischung wird zwischen hoch- und niederdruckseitiger Abgasrückführung unterschieden. Neben dem Potential der Senkung der Stickoxidrohmissionen, führt eine Abgasrückführung zu einer Minimierung des Abgasmassenstroms, was mit einer Reduktion der spezifischen Emissionen (g/kWh) einhergeht.

### 2.3.1 Abgasrückführung bei dieselmotorischer Verbrennung

Vor allem bei dieselmotorischer Verbrennung wird die Rückführung von Abgas als innermotorische Maßnahme verwendet, um die Rohmissionen von Stickoxiden zu minimieren. Durch die gesteigerte Masse an inertem Gas muss die Flamme, bei nicht-vorgemischter Verbrennung, einen größeren Bereich erfassen um den Sauerstoffbedarf decken zu können. Das resultiert in einer Verlängerung der Brenndauer und Senkung der Verbrennungstemperatur. Ein weiterer Effekt, welcher zu einer Absenkung der Temperatur führt, ist die Erhöhung der spezifischen Wärmekapazität der Zylinderladung. Diese wird durch die höhere Konzentration an Wasserdampf und Kohlenstoffdioxid hervorgerufen [21].

### 2.3.2 Abgasrückführung bei ottomotorischer Verbrennung

Bei aufgeladenen Ottomotoren wird die Abgasrückführung hauptsächlich zur Wirkungsgradsteigerung verwendet. Durch die Erhöhung des Inertgasanteils muss im unteren Kennfeldbereich mehr Ladungsmasse zugeführt werden, um den jeweiligen Bedarf an Sauerstoffmolekülen zu decken. Dies resultiert in einer Entdrosselung des Ansaugsystems und verringert die Prozesstemperatur, was neben der Wirkungsgradverbesserung auch zu einer Reduktion hinsichtlich der Stickoxide führt. Bei mittlerer und hoher Last kann eine AGR die Verschiebung der Klopfgrenze nach früh bewirken, da die Klopfneigung bei abnehmender Prozesstemperatur vermindert wird. Dadurch kann die Verbrennung nahe der wirkungsgradgünstigsten Lage erfolgen und der Bedarf des Anfettens an der Volllast wird minimiert. Die maximale Menge an AGR wird durch die zunehmende Verbrennungsvarianz und dem Leistungsnachteil an der Volllast begrenzt [11].

### 2.3.3 Abgasrückführung bei einem Wasserstoff-Glühstiftbrennverfahren

Bei einem Wasserstoff-Glühstiftbrennverfahren wird der Wasserstoff direkt in die komprimierte Ansaugluft eingeblasen. Dabei kommt es zu einer Glühzündung des Wasserstoffes an der heißen Oberfläche des Glühstifts, welcher in den Brennraum ragt. Anschließend verbrennt der Wasserstoff nicht vorgemischt mit globalem Luftüberschuss.

Durch den Einsatz von AGR lassen sich bei diesem dieselähnlichen Brennverfahren signifikante Reduktionen der Stickoxidrohmissionen erzielen. Bei Untersuchungen am IVT [24] konnten bereits bei AGR-Raten von etwa 9 % die Stickoxidemissionen um knapp 60 % reduziert werden. Bei weiterer Erhöhung der AGR-Rate sanken die NO<sub>x</sub>-Emissionen

fortschreitend. Eine Reduktion von bis zu 99 % gegenüber dem Emissionsniveau ohne AGR konnte bei einer Rückföhrare von 44 % erreichen werden. Jedoch kam es bei sehr hohen AGR-Raten zu einer deutlichen Reduktion im erreichbaren Wirkungsgrad aufgrund der verschleppten Verbrennung und den geänderten Stoffwerten. Der Grund für die starke Reduktion der Stickoxidrohmissionen lag in der Senkung der lokalen Verbrennungstemperatur. Diese Ergebnisse wurden am Einzylinder-Forschungsmotor bei einem indizierten Mitteldruck von 6 bar und einer Drehzahl von 2000 1/min aufgenommen [24]. Die Übertragbarkeit der Resultate auf andere Verbrennungskraftmaschinen wurde nicht verifiziert.

### 2.3.4 Bestimmung der AGR-Rate

Die Bestimmung des Massenstromes an Abgas ( $\dot{m}_{\text{AGR}}$ ), welcher der Frischluft beigemennt wird, ist eine wichtige Kenngröße zur Beurteilung der Wirkung einer Abgasrückführung auf das Brennverfahren. Bei der Verwendung konventioneller Otto- und Dieselmkraftstoffe erfolgt die Bestimmung am Prüfstand standardmäßig über die Messung der CO<sub>2</sub>-Konzentration im Saugrohr, Abgas und Umgebung. Durch den Einsatz von Wasserstoff muss die Ermittlung der AGR-Rate anderweitig erfolgen, da bei der Wasserstoffverbrennung kein CO<sub>2</sub> entsteht. Die AGR-Rate beschreibt das Verhältnis von extern rückgeführter Abgasmasse zu der gesamten, in den Zylinder einströmenden, Ladungsmasse.

$$x_{\text{AGR}} = \frac{\dot{m}_{\text{AGR}}}{\dot{m}_{\text{Luft}} + \dot{m}_{\text{AGR}}} \quad (2-7)$$

Wie aus obiger Formel ersichtlich, wird zur Berechnung der AGR-Rate der Massenstrom der Luft und des rückgeführten Abgases benötigt. Die Ermittlung des Luftmassenstroms kann über einen standardmäßig im Pkw verbauten Luftmassensensor erfolgen. Zur Bestimmung der rückgeführten Abgasmasse und der daraus resultierenden AGR-Rate können verschiedene Methoden herangezogen werden. Nachfolgend werden die zwei wichtigsten Methoden näher beleuchtet.

### Methode 1: Abnahme des Frischluftmassenstroms

Ausgehend von einem konstanten Luftaufwand, welcher eine gleichbleibende Zylinderfüllung bedeutet, sinkt der Frischluftmassenstrom ( $\dot{m}_{\text{Luft}}$ ) bei Steigerung der Abgasrückführrate. Dieser idealisierte Zusammenhang kann in Abbildung 2-10 erkannt werden.

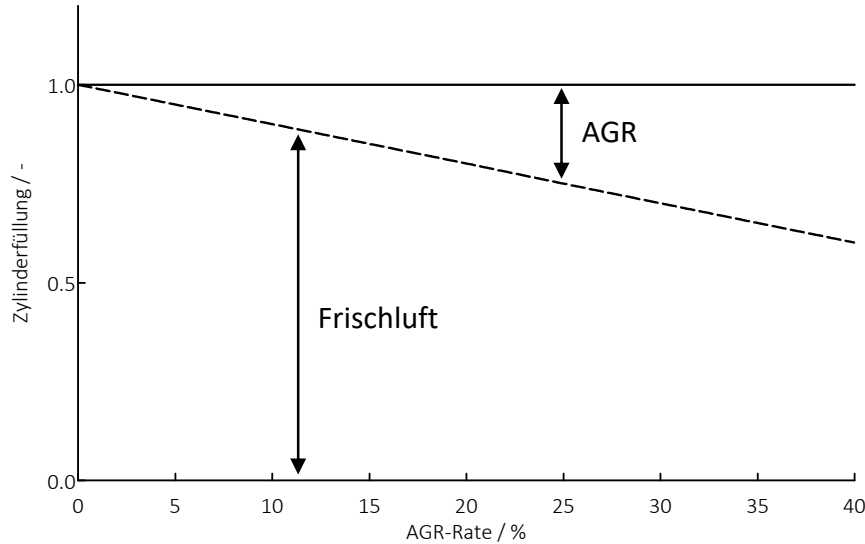


Abbildung 2-10: Idealisierte Zylinderfüllung

Der Vorteil dieser Bestimmungsmethode liegt in der Einfachheit des Systems, da unter Voraussetzung der Kenntnis des Luftmassenstroms keine zusätzliche Sensorik benötigt wird. Es muss jedoch für jeden Kennfeldpunkt der Luftmassenstrom ohne Abgasrückführung hinterlegt sein. Dieser Luftmassenstrom ohne AGR dient als Grundlage der Berechnungsmethode.

$$x_{\text{AGR}} = \left( 1 - \frac{\dot{m}_{\text{Luft mAGR}}}{\dot{m}_{\text{Luft oAGR}}} \right) \cdot f_{\text{kor}} \quad (2-8)$$

$$f_{\text{kor}} = \frac{\rho_{\text{Sam,mAGR}}}{\rho_{\text{Sam,oAGR}}} = \frac{R_{\text{Sam,oAGR}} \cdot T_{\text{Sam,oAGR}} \cdot p_{\text{Sam,mAGR}}}{R_{\text{Sam,mAGR}} \cdot T_{\text{Sam,mAGR}} \cdot p_{\text{Sam,oAGR}}} \quad (2-9)$$

$$R_{\text{Sam,mAGR}} = (1 - x_{\text{AGR}}) \cdot R_{\text{Luft}} + x_{\text{AGR}} \cdot R_{\text{AGR}} \quad (2-10)$$

Bei zunehmender AGR-Rate kann sich der Ladedruck bzw. die Ansaugtemperatur, aufgrund variierender Randbedingungen, verändern und beeinflusst dadurch die Masse der Zylinderfüllung. Mit Hilfe des Korrekturfaktors  $f_{\text{kor}}$  wird die Berichtigung der Dichte im Ansaugsammler ( $\rho_{\text{Sam}}$ ) mittels idealer Gasgleichung vorgenommen und verbessert somit die Genauigkeit der AGR-Raten-Bestimmung. Die jeweilige Temperatur und der Druck im Sammler sind Messgrößen, welche vorausgesetzt werden. Für die spezifische Gaskonstante  $R_{\text{Sam,oAGR}}$  kann jene von Luft verwendet werden.  $R_{\text{AGR}}$  folgt aus der vollständigen Verbrennung und hängt maßgeblich vom vorliegenden Luftverhältnis ab. Die Bestimmung von  $R_{\text{AGR}}$  muss iterativ erfolgen, da sie von der Höhe der AGR-Rate direkt abhängt. Die Herleitung der Berechnungsformel für die molare Masse des Abgases, welche für die Berechnung der Gaskonstante benötigt wird, kann aus dem Anhang entnommen werden.

### Methode 2: Unterschiedliche Konzentrationen einer Spezies

Theoretisch kann für die Bestimmung der AGR-Rate jede Spezies verwendet werden. Durch die Verwendung einer Spezies welche bei der Verbrennung produziert oder verbraucht wird steigt der messbare Konzentrationsunterschied zwischen den Messstellen. Somit kann die Genauigkeit gesteigert werden. Praktisch stehen für die Konzentrationsbestimmung nur die Sauerstoff- oder Wasserdampfkonzentration zur Verfügung, da die Messung anderer Komponenten wie Stickoxide oder unverbrannter Wasserstoff durch ihre geringen Konzentrationen und ihrem nichtlinearen Verlauf mit großer Unsicherheit behaftet sind. In Abbildung 2-11 sind die Messstellen für die Konzentrationsbestimmung eingezeichnet und die Nomenklatur der Massenströme für die weitere Berechnung angegeben. Neben der jeweiligen Konzentration an den Messstellen muss auch der entsprechende Stoffmengenanteil in der Frischluft bekannt sein, um die Berechnung durchzuführen.

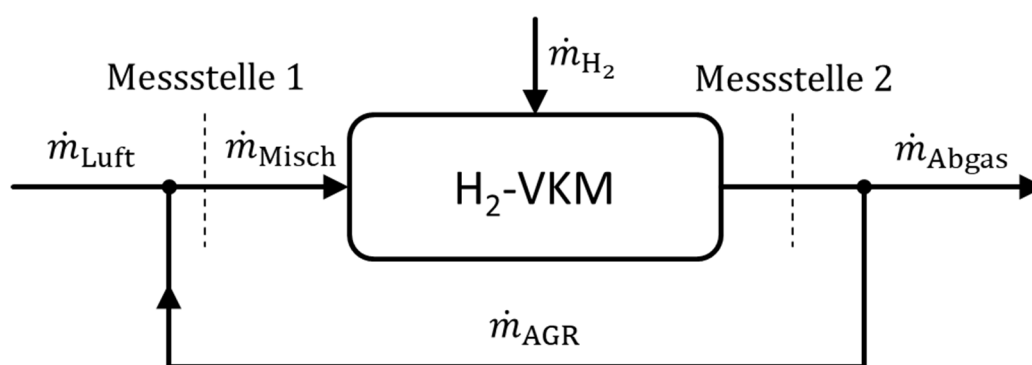


Abbildung 2-11: Messstellen für die AGR-Raten Berechnung

$$x_{\text{AGR}} = \frac{v_{\text{O}_2\text{-Misch}} \cdot \frac{M_{\text{O}_2}}{M_{\text{Misch}}} - v_{\text{O}_2\text{-Luft}} \cdot \frac{M_{\text{O}_2}}{M_{\text{Luft}}}}{v_{\text{O}_2\text{-AGR}} \cdot \frac{M_{\text{O}_2}}{M_{\text{AGR}}} - v_{\text{O}_2\text{-Luft}} \cdot \frac{M_{\text{O}_2}}{M_{\text{Luft}}}} \quad (2-11)$$

Die Berechnung der AGR-Rate kann nur iterativ erfolgen, da die molare Masse der Mischluft (AGR + Frischluft) von der Größe der Rückführrate abhängt. Eine ausführliche Herleitung obiger Formel (2-11) kann aus dem Anhang entnommen werden. Anstelle der Sauerstoffkonzentration kann auch der Volumenanteil jeder anderen messbaren Spezies für die AGR-Raten-Berechnung verwendet werden.

## 2.4 Wichtige Kenngrößen für die Brennverfahrensentwicklung

Zur Entwicklung bzw. Optimierung eines Brennverfahrens werden Kenngrößen benötigt, welche anhand des Zylinderdruckverlaufs bestimmt werden. Der Zylinderdruck wird am Prüfstand mittels wassergekühlten, piezoelektrischen Druckaufnehmern ermittelt. Zur Integration dieser Indiziersensoren muss der Zylinderkopf im Vorfeld entsprechend bearbeitet werden. Die exakte Position der Kurbelwelle wird mittels Drehwinkelgeber bestimmt, da zu jedem Messpunkt der direkte Bezug aus Drucksignal und Kurbelwellenstellung hergestellt werden muss. Aus den Indizierdaten können im Anschluss wichtige Kenngrößen abgeleitet



werden, welche für eine AGR-Potentialbewertung essenziell sind.

#### Indizierter Mitteldruck $p_i$ :

Wird der Zylinderdruck für ein Arbeitsspiel über dem Hubvolumen aufgetragen, so stellen die eingeschlossenen Flächen die indizierte Arbeit dar ( $W_i = \int p dV$ ). Der indizierte Mitteldruck ergibt sich aus dem Quotienten dieser Arbeit zum Hubvolumen des Zylinders. Die Differenz zwischen dem indizierten Mitteldruck und dem effektiven Mitteldruck, welcher aus dem gemessenen Drehmoment bestimmt wird, entspricht dem Reibmitteldruck. Dieser Reibmitteldruck beinhaltet alle mechanischen Verluste der rotierenden und oszillierenden Komponenten [5].

#### Heizverlauf:

Der Heizverlauf ist die Differenz zwischen der freigesetzten Brennstoffwärme  $dQ_B$  und den abgeführten Wandwärmeverlusten  $dQ_W$ . Somit stellt der Heizverlauf jene Energiemenge dar, welche das Arbeitsgas aufheizt.

$$\frac{dQ_H}{d\varphi} = \frac{dQ_B}{d\varphi} - \frac{dQ_W}{d\varphi} \quad (2-12)$$

Verbrennungsspezifische Größen wie Beginn, Dauer, Verlauf und Geschwindigkeit können anhand des Heizverlaufs bestimmt werden. Die Druckindizierung liefert die Basis für die anschließende Bestimmung des Heizverlaufs [21].

#### MFB50 (Mass Fraction Burned 50%):

Der MFB50-Wert entspricht jenem Kurbelwinkel, bei welchem 50 % des eingebrachten Kraftstoffs umgesetzt wurden. Der MFB50 wird (mathematisch nicht ganz korrekt) auch oft als Verbrennungsschwerpunkt bezeichnet.

#### COV (Coefficient of Variation):

Der COV-Wert beschreibt die Verbrennungsvarianz und wird in Prozent angegeben. Diese Abweichung kann sowohl zylinderindividuell als auch für den Vollmotor bestimmt werden. Zur Bestimmung werden 200 Einzelzyklen aufgenommen und daraus die Abweichung des indizierten Mitteldrucks ermittelt. Je geringer dieser Wert, desto gleichmäßiger erfolgen die Verbrennungen, was sich positiv auf einen ruhigen Motorlauf auswirkt.

#### Ladungswechselverluste:

Der idealisierte isochore Ladungswechsel erfolgt im UT ohne Arbeitsaufwand. Bei realem Ladungswechsel ergeben sich Verluste, welche auf drei Einzelverluste aufgeteilt werden können. Bei einer realen VKM öffnet das Auslassventil noch im Arbeitstakt kurz vor dem UT. Das Einlassventil schließt nach UT. Daraus resultiert im Arbeitstakt ein Expansionsverlust und zu Beginn der Verdichtung ein Kompressionsverlust. Ein weiterer Verlust, der sogenannte Niederdruckverlust, ergibt sich aus dem höheren Druck im Auslasskanal gegenüber dem Einlasskanal aufgrund verlustbehafteter Strömung. Bei aufgeladenen Verbrennungsmotoren kann im Bereich optimaler Turboladerauslegung eine positive Ladungswechselarbeit realisiert werden [21].

### 3 Experimentelle Untersuchungen

#### 3.1 Versuchsträger

##### 3.1.1 Versuchsmotor

Als Versuchsmotor für die experimentellen Untersuchungen dient ein 2-Liter-Vierzylinder Serien-Ottomotor mit Benzin-Direkteinspritzung und Abgasturboaufladung, welcher für den Betrieb mit Wasserstoff adaptiert wurde.

Tabelle 3-1: Technische Daten des Versuchsmotors

<b>Versuchsmotor</b>	M274.920; 2-Liter 4-Zylinder-Reihenmotor
<b>Bohrung</b>	83 mm
<b>Hub</b>	92 mm
<b>Verdichtungsverhältnis</b>	9.8
<b>Ventile</b>	4
<b>Zündung</b>	Serien Zündspule; Zündkerzen: Bosch ZLR 07MTE, NGK R2556G-10
<b>Turbolader</b>	VTG-Turbolader, siehe Tabelle 3-2
<b>DI-Injektor</b>	Bosch HDEV4
<b>Motorsteuergerät</b>	Motec M142: Zündung, Stellung der Nockenwellen und der Drosselklappe Piezo Steuergerät: Einblasebeginn und –dauer der HDEV4-Injektoren

In Tabelle 3-1 sind die wichtigsten technischen Merkmale des Versuchsmotors angeführt. Der mittig im Zylinderkopf sitzende DI-Injektor wurde vom Serienmotor übernommen, um eine innere Gemischbildung realisieren zu können. Dieser HDEV4-Injektor besitzt eine Düsennadel, welche sich nach außen öffnet und einen hohlkegelförmigen Strahl bildet. Aufgrund der relativ kleinen Querschnittsfläche des Injektors wird bei hoher Motorlast und -drehzahl ein Einblasedruck von bis zu 175 bar benötigt, um die erforderliche Menge an Wasserstoff in der zur Verfügung stehenden Zeit in den Brennraum zu bekommen.

Die Steuerzeiten der VKM können mittels Phasensteller, welche sich jeweils auf der Einlass- und Auslassnockenwelle befinden, variiert werden. Je nach Drehzahlbereich ändern sich die Steuerzeiten für eine optimale Zylinderfüllung. Der Verstellbereich beträgt bei beiden Nockenwellen 40 °KW. Bei frühest möglichem Auslassschluss und spätest möglichem Einlassschluss (minimale Überschneidung im OT) beträgt die Spreizung beider Nocken etwa 120 °KW.

### 3.1.2 Verwendete Zündkerzen

Die Verwendung kalter Zündkerzen ist für ein ottomotorisches Wasserstoff-Brennverfahren äußerst wichtig, um mögliche Vorentflammungen minimieren zu können. Diese kalten Zündkerzen ermöglichen einen hohen Wärmestrom Richtung Zylinderkopf und bewirken somit eine Absenkung der Temperatur an der Masse- und Mittenelektrode. Das Phänomen einer zu kalten Zündkerze tritt bei Ottomotoren in Form von Belagbildung auf und kann zu Zündaussetzer führen. Dieser Belag besteht aus nicht vollständig verbrannten Kohlenwasserstoffen und kann somit bei der Wasserstoffverbrennung nicht entstehen.

Für die Fremdzündung des Wasserstoff-Luft-Gemischs werden am Prüfstand zwei verschiedene Zündkerzen eingesetzt. In Abbildung 3-1 ist der Unterschied im Aufbau dargestellt. Die Bosch-Zündkerze besitzt drei symmetrisch angeordnete Masseelektroden, welche einen Abstand von etwa 0.55 mm zur Mittenelektrode besitzen. Die Funkenstrecke kann als Luft-/Gleitfunkenstrecke eingeordnet werden. Bei der NGK-Zündkerze handelt es sich um eine reine Luftfunkenstrecke, mit einem Elektrodenabstand von 0.65 mm. Die Differenz in der Funkenlage zwischen den beiden Zündkerzen beträgt etwa 0.6 mm, wobei die Bosch-Zündkerze um diesen Betrag weiter in den Brennraum hineinragt. Bei der Bosch-Zündkerze wurde von einem horizontalen Funken auf Höhe der Masselektrode ausgegangen und bei der NGK-Zündkerze von einem schrägen Funken normal auf den Massestift.

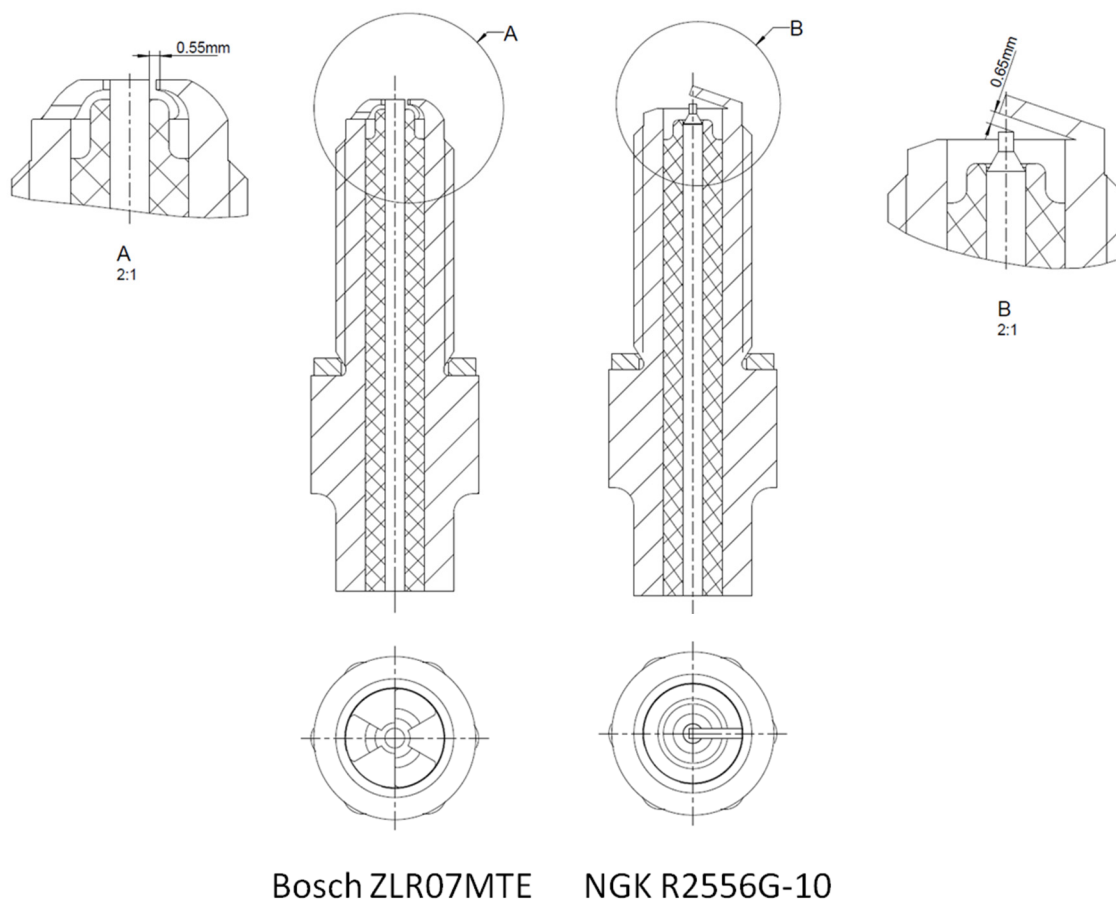


Abbildung 3-1: Vergleich der verwendeten Zündkerzen

### 3.1.3 Verwendete Abgasturbolader

Für die AGR-Untersuchungen wurden verschiedene Abgasturbolader verwendet. Bis auf den Serienturbolader sind alle Turbolader mit variabler Turbinengeometrie (VTG) ausgestattet. Diese ermöglicht zu jedem Last- und Drehzahlpunkt eine möglichst optimale Anströmung des Turbinenrades. Ein VTG-Lader besitzt Leitschaufeln, die über einen Ring miteinander verbunden sind. Wird dieser Ring verdreht, so verstellen sich die Leitschaufeln und die Anströmverhältnisse werden beeinflusst. Bei niedrigen Abgasmassenströmen wird der Abstand zwischen den Leitschaufeln verringert, sodass die Umfangsgeschwindigkeit und somit die Turboladerdrehzahl erhöht wird. Bei steigendem Abgasmassenstrom wird der Leitapparat immer weiter geöffnet, damit der Abgasgegendruck nicht zu groß wird, da dies ansonsten zu höheren Ladungswechselverlusten führen würde.

Da bei sehr magerer Verbrennung das Abgastemperaturniveau relativ niedrig liegt, können standardmäßige Diesel-VTG-Abgasturbolader verwendet werden. Diese erlauben den Betrieb bis zu einer Turboladereintrittstemperatur von bis zu 870 °C. Je nach Drehzahl der VKM kommen verschieden große Turbolader zum Einsatz, um das größtmögliche Potential aus der Aufladung gewinnen zu können. Bei stöchiometrischer Verbrennung steigen die Abgastemperaturen schon bei relativ niedrigen Lasten über die Temperaturgrenze der Diesellader. Aus diesem Grund wird für den stöchiometrischen Wasserstoffbetrieb mit Abgastemperaturen über 870 °C ein Otto-VTG-Abgasturbolader verwendet (992T). Dieser erlaubt eine maximale Abgastemperatur von 1050 °C. In Tabelle 3-2 sind die für die AGR-Potentialbewertung eingesetzten Turbolader aufgelistet. Auch der Serienturbolader des Versuchsmotors wurde für erste Untersuchungen verwendet.

Um die verschiedensten Turbolader flexibel am Prüfstand erproben zu können, wurde zu Beginn der Wasserstoff-VKM-Potentialstudie ein Abgaskrümmen von Mitarbeitern des Institutes für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik konstruiert und gebaut. Dieser ähnelt einem Motorsportabgaskrümmen, da er auf die Einstrombedingung in den Abgasturbolader und nicht hinsichtlich Packaging optimiert ist. Des Weiteren besitzt der Krümmer eine Entnahmestelle für die hochdruckseitige Rückführung von Abgasen. Dieser Teilabgasstrom wird direkt vor dem Turboladereintritt abgeführt.

Tabelle 3-2: Verwendete Abgasturbolader

Bez.	Ausführung	Hersteller	Teilenummer	Referenzmotor
Serie	WG-ATL	IHI	MB-Teilenummer: A274 090 30 80	M274.920
B37	VTG-ATL	BMTS	BMW-Teilenummer: 8 511 719	BMW 3-Zylinder-Dieselmotor B37
N47	VTG-ATL	MHI	TF035HL6b-13TB-VG	BMW 4-Zylinder-Dieselmotor M47(TÜ)
N57	VTG-ATL	Garrett Honeywell	BMW-Teilenummer: 8 584 219	BMW 6-Zylinder-Dieselmotor B57
B57	VTG-ATL	Borg Warner	BMW-Teilenummer: 8 570 243	BMW 6-Zylinder-Dieselmotor B57Top (ND-Stufe)
992T	VTG-ATL (inkl. WG)	Borg Warner	Porsche-Teilenummer: 0PB 145 701 P	Porsche 911 Turbo S (Typ 992, MJ 2020)

## 3.2 Motorprüfstand

### 3.2.1 Prüfstands Aufbau

In Abbildung 3-2 ist der Prüfstands Aufbau dargestellt. Der Versuchsmotor samt Antriebsstrang zur Belastungsmaschine befindet sich auf einem Schwingfundament. Das Schwingfundament besteht aus einer massiven Grundplatte, welche mittels Luftbälge vom Gebäude entkoppelt ist. Durch die Verwendung dieser Luftbälge bleibt die Eigenfrequenz des Aufbaus belastungsunabhängig und die Höhe kann mittels Niveauregulierung konstant gehalten werden. Der aufgebaute Versuchsmotor inklusive Schaltgetriebe, mit einer konstanten Übersetzung von 1:1, ist über eine Prüfstandswelle mit der Belastungsmaschine (E-Motor) gekoppelt. Dieser Drehstrom-Asynchronmotor ermöglicht einen dynamischen Prüfbetrieb, da er sowohl generatorisch als auch motorisch betrieben werden kann. Im generatorischen Betrieb wird die erzeugte elektrische Leistung in das Stromnetz eingespeist. Starr in den Antriebsstrang, zwischen Verbrennungskraftmaschine und Belastungsmaschine, ist ein Drehmomentaufnehmer integriert. Aus dem Drehmomentsignal wird der effektive Mitteldruck der VKM errechnet, welcher zusammen mit der Drehzahl die zwei Hauptbestimmungsgrößen eines Motorprüfstandes darstellt.



Abbildung 3-2: Prüfstands Aufbau

Für die Konditionierung der Ladeluft und des Kühlmittels werden eigens dafür entwickelte Anlagen verwendet, um die entsprechenden Temperaturen innerhalb enger Grenzen halten zu können. Die Wiederholbarkeit und Vergleichbarkeit der Messergebnisse im Prüfbetrieb kann unter anderem nur dann gewährleistet werden, wenn die Systemtemperaturen einen gleichbleibenden Verlauf aufweisen. Insbesondere die Temperatur der Ladeluft im Sammler muss möglichst konstant gehalten werden, um den Einfluss von Größen wie der AGR-Rate auf die Stickoxidrohmission bewerten zu können. Am Prüfstand erfolgt der Wärmeübergang von

der Ladeluft über die Wärmetauscherflächen des Ladeluftkühlers auf ein Kühlmedium. Die gezielte Temperierung des Kühlmediums kombiniert mit einer Variabilität im Durchfluss ermöglicht die präzise Regelung der Ladelufttemperatur. Die externe Konditionierungsanlage vergleicht ständig den aktuellen Ist-Wert mit der hinterlegten Sollgröße und kann das Temperaturniveau im Kühlmittelkreis mittels Wärmetauscher, Einschraubheizkörper und Stellventilen regeln. Die Solltemperatur der Ladeluft beträgt in den im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen 30 °C.

Die präzise Temperierung des Motorkühlwassers erfolgt über eine im Aufbau ähnliche Konditionierungsanlage. Einzig die verbauten Systemkomponenten sind aufgrund der wesentlich höheren Wärmeleistung größer dimensioniert. Als Regelgröße wird die Temperatur des Motorkühlwassers am Austritt aus der VKM definiert. Der Sollwert wird bei diesem Projekt meist mit 80 °C vorgegeben.

Die Betriebstemperatur der verschiedenen Medien wird an definierten Messpositionen mittels Thermoelementen (Typ K) bzw. Pt100-Widerstandsthermometer erfasst. Hierzu ist am Prüfstand eine Sensorbox installiert, welche die Daten an die Prüfstandsautomatisierungssoftware Tornado weitergibt. Mittels der Sensorbox können weitere physikalische Größen wie Spannung, Stromstärke und Drücke gemessen werden. Neben den Eingängen sind auch Spannungs- und Stromausgänge vorhanden, um beispielsweise den VTG-Steller oder das AGR-Ventil betätigen zu können.

Zur Bestimmung der Konzentration einzelner Abgaskomponenten werden Messgeräte vom Typ IAG Versa06 und Emerson NGA 2000 verwendet. Diese Analysegeräte saugen zur Konzentrationsbestimmung einen definierten Volumenstrom aus dem Abgasstrang. Bis zu den jeweiligen Gasanalysatoren wird der gesamte Pfad beheizt, um eine potentielle Kondensation einzelner Komponenten ausschließen zu können. Im Kapitel 3.2.3 wird das Messgerät IAG Versa06 näher beschrieben. Neben den Gasanalysatoren befinden sich jeweils eine Bosch LSU4.2 und Bosch LSU4.9 Breitbandlambdasonde direkt nach dem Turbolader im Abgasstrang zur Ermittlung des Verbrennungsluftverhältnisses der VKM.

Die Messstellenübersicht des Wasserstoff-Versuchsmotors kann der Abbildung 3-3 entnommen werden. Die Komponenten der Abgasanlage samt Katalysatoren wurden vom Serienfahrzeug übernommen (MB C250). Auf die Optimierung der Abgasnachbehandlung, für den Betrieb mit Wasserstoff, wird in der vorliegenden Arbeit nicht näher eingegangen, da die Bewertung der Rohemissionen im Fokus der Forschungstätigkeit lag.

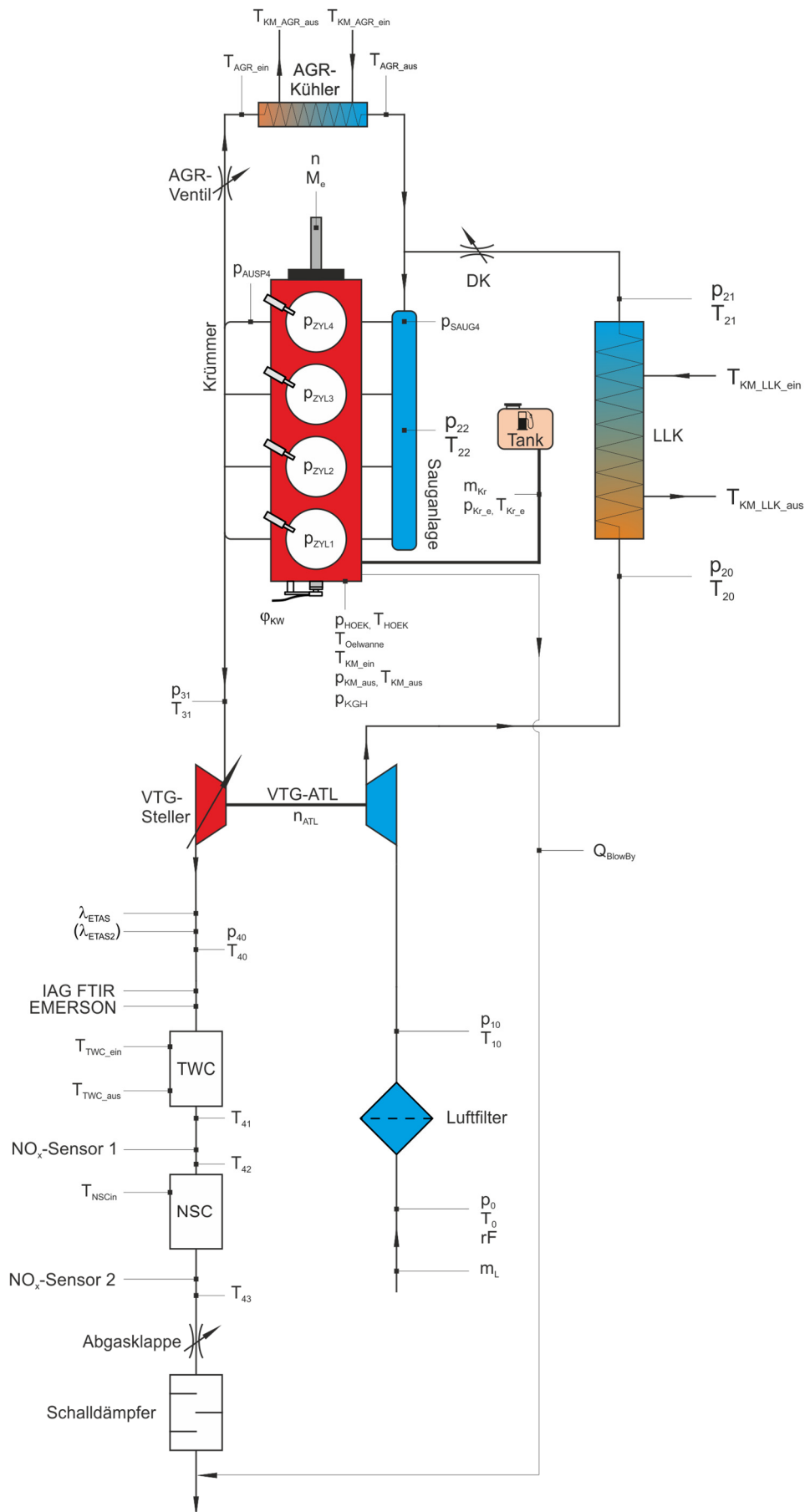
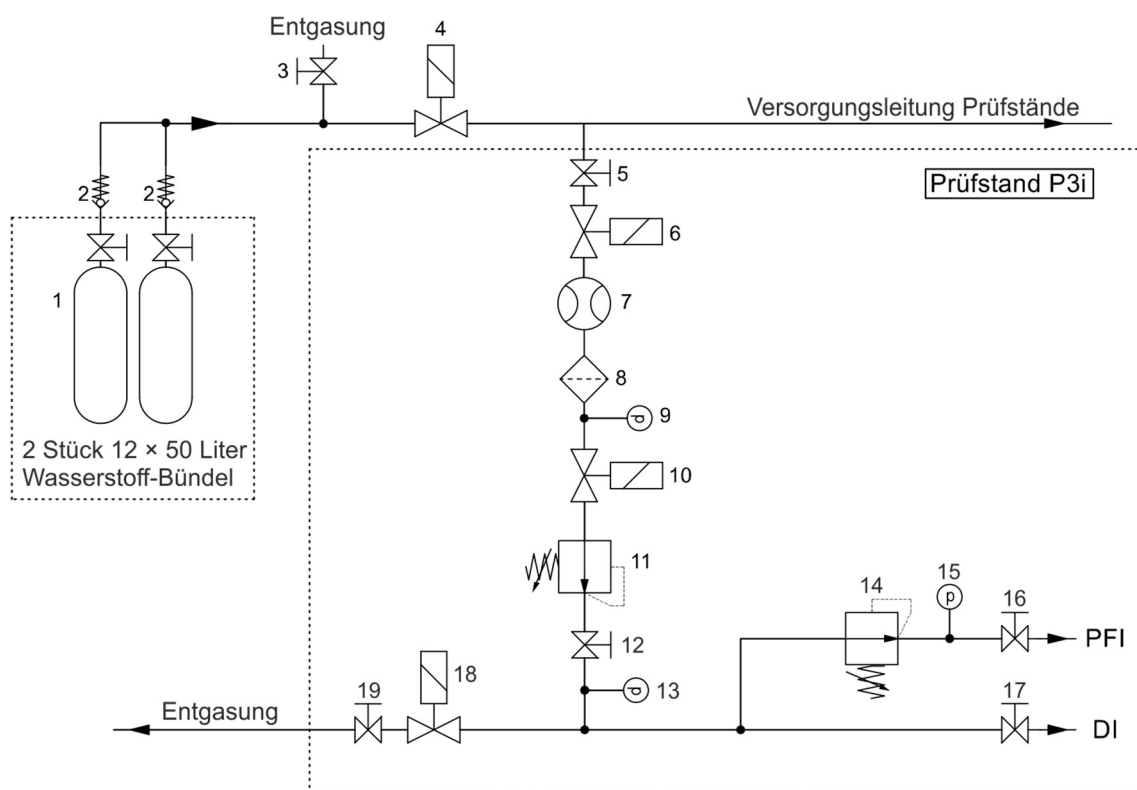


Abbildung 3-3: Messstellenübersicht (Variante mit HD-AGR)



### 3.2.2 Wasserstoffversorgung

Das Wasserstoff-Versorgungsschema des Versuchsmotors kann Abbildung 3-4 entnommen werden. Der Wasserstoff für den Motorbetrieb wird in einem Gaselager außerhalb des Prüfstandgebäudes gelagert. Für die Versorgung am Motorprüfstand können maximal zwei Wasserstoff-Bündel (1) mit jeweils ca. 12 kg Wasserstoff, bei einem Fülldruck von 300 bar, parallelgeschaltet werden. Für das Wechseln der Wasserstoffbündel muss der Druck in der Versorgungsleitung abgebaut werden. Hierfür steht das Entgasungsventil (3) zur Verfügung, welches den Wasserstoff in die Umgebung abbläst. Nach einem pneumatischen Sicherheitsventil (4) führt die Versorgungsleitung in den Prüfstand. Im Prüfstand befinden sich weitere Absperrorgane und Sicherheitsventile um den befeuerten Betrieb mit Wasserstoff unter Einhaltung der Sicherheitsstandards darstellen zu können.



- |    |                                     |    |                            |
|----|-------------------------------------|----|----------------------------|
| 1  | 300 bar Wasserstoff- Bündel         | 11 | Druckregelventil Hochdruck |
| 2  | Rückschlagventil                    | 12 | Kugelhahn manuell          |
| 3  | Kugelhahn manuell                   | 13 | Druckmessstelle DI         |
| 4  | Kugelhahn pneumatisch (Haustechnik) | 14 | Druckregelventil PFI       |
| 5  | Kugelhahn manuell                   | 15 | Druckmessstelle PFI        |
| 6  | Kugelhahn pneumatisch (Haustechnik) | 16 | Kugelhahn manuell PFI      |
| 7  | Massenstrommessgerät                | 17 | Kugelhahn manuell DI       |
| 8  | Filter 40 µm                        | 18 | Magnetventil (Tornado)     |
| 9  | Druckmessstelle Versorgung          | 19 | Kugelhahn manuell          |
| 10 | Magnetventil Versorgung (Tornado)   |    |                            |

Abbildung 3-4: Wasserstoff-Versorgungsschema



Das Druckniveau der Versorgungsleitung wird mittels Druckregelventil (11) auf das gewünschte Niveau für die Direkteinblasung reduziert. Neben der Direkteinblasung kann auch die äußere Gemischbildung am Prüfstand realisiert werden. Hierfür wird der Druck mit einem zweiten Druckregelventil (14) weiter abgesenkt. Der Wasserstoffmassenstrom, welcher der VKM zugeführt wird, wird mit dem Siemens SISTRANS Massenstrommessgerät (7) bestimmt. Im Falle eines Gashauptalarms bzw. Feueralarms am Prüfstand wird der pneumatisch, gesteuerte Kugelhahn (6) automatisch geschlossen und das Magnetventil (18) für die Entgasung der Wasserstoffleitung geöffnet. Somit wird der Wasserstoff, welcher sich in der Versorgungsleitung am Prüfstand befindet, in die Umgebung abgeblasen. Sämtliche wasserstoffführenden Druckleitungen sind nahtlose Rohre aus dem Werkstoff 1.4405 oder 1.4571.

### 3.2.3 Stickoxidmessung am Prüfstand

Aufgrund der Kohlenstofffreiheit von Wasserstoff sind die Stickoxide die einzigen Schadstoffemissionen, welche bei der Wasserstoffverbrennung berücksichtigt werden müssen. Neben den Stickoxiden werden mittels Gasanalysatoren noch weitere Komponenten wie unverbrannter Wasserstoff, O<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O und Verbindungen, welche aus der Verbrennung von Schmieröl stammen (CO, CO<sub>2</sub>, HC), im Abgasstrang ermittelt. Auf das Detektieren dieser Spezies wird in dieser vorliegenden Arbeit jedoch nicht eingegangen, da diese für die AGR-Untersuchungen eine untergeordnete Rolle spielen.

Zur Bestimmung der NO<sub>x</sub>-Rohemissionen wird ein Teilstrom aus dem Abgasstrang mittels beheizter Membranpumpe abgesaugt. Die Entnahme erfolgt, wie in Abbildung 3-3 dargestellt, zwischen Abgasturbolader und Drei-Wege-Katalysator. Dieser Abgasteilstrom wird über eine auf 191 °C beheizte Messgasleitung dem Messgerät (IAG FTIR Versa06) vorgefiltert zugeführt. Das Messgas wird in das Infrarot-Spektrometer geleitet. Anhand der Absorption spezifischer Wellenlängenbereiche kann anschließend auf die Konzentration einzelner Gase rückgeschlossen werden. Das System arbeitet kontinuierlich und kann alle messbaren Gaskomponenten parallel detektieren. Zweiatomige, homoatomare Moleküle wie O<sub>2</sub>, N<sub>2</sub> oder H<sub>2</sub> und einatomige Edelgase können mit dem FTIR nicht detektiert werden, da diese Gase nicht durch die Infrarotstrahlung angeregt werden und somit die elektromagnetische Strahlung nicht absorbieren.

### 3.3 Varianten für die AGR-Untersuchungen

#### 3.3.1 Hochdruck-AGR

Das Abgas für eine Hochdruckrückführung wird im Abgaskrümmer vor dem Turboladereintritt entnommen. Dieses Leitungsstück, welches den Abgaskrümmer mit dem AGR-Ventil verbindet, kann in Abbildung 3-5 erkannt werden. Mit Hilfe des AGR-Ventils kann der Abgasvolumenstrom gesteuert werden. Nach dem AGR-Ventil wird die Temperatur des Abgases im AGR-Kühler abgesenkt. Das erreichbare Temperaturniveau bei gegebenem AGR-Kühler hängt von der Eintrittstemperatur und dem Volumenstrom des Kühlmediums bzw. des Abgases ab. Der Kühler und das Ventil wurden vom Serienmotor übernommen. Als Kühlmedium für den AGR-Kühler wurde das auf 80 °C konditionierte Motorkühlwasser verwendet. Für die Beimischung des gekühlten Abgases mit der Frischluft wurden zwei Varianten untersucht. Die maximale Rückführrate wird vom gegebenen Druckgefälle zwischen Krümmer und Saugrohr bestimmt. In manchen Betriebspunkten liegt das Druckniveau des Sammlers über jenem des Krümmers und die Abgasrückführung ist nicht darstellbar. Des Weiteren wirkt sich der systembedingte, kleine Strömungsdurchmesser ebenso negativ auf den Volumenstrom aus.



Abbildung 3-5: HD-AGR-Entnahmestelle

### HD-AGR-Variante 1 (V1):

Wie beim Serienmotor wird das Abgas nach der Drosselklappe der Frischluft zugemischt. Der Vorteil dieser Variante liegt in der Möglichkeit, dass durch das Androsseln mittels Drosselklappe das Druckgefälle über den AGR-Pfad vergrößert wird und somit auch die maximal mögliche AGR-Rate deutlich ansteigt. Die Drosselklappe befindet sich im Luftpfad nach dem Ladeluftkühler, was zu einer steigenden Temperatur im Sammler ( $T_{22}$ ) bei Erhöhung der AGR-Rate führt. Die Ansaugtemperatur der Frischladung hat Auswirkungen auf die Stickoxidbildung. Somit kann der Einfluss der AGR auf die Stickoxidemissionen nicht getrennt betrachtet werden. Der Aufbau und die Entnahme- bzw. Beimischstelle können der nachfolgenden Abbildung 3-6 entnommen werden.

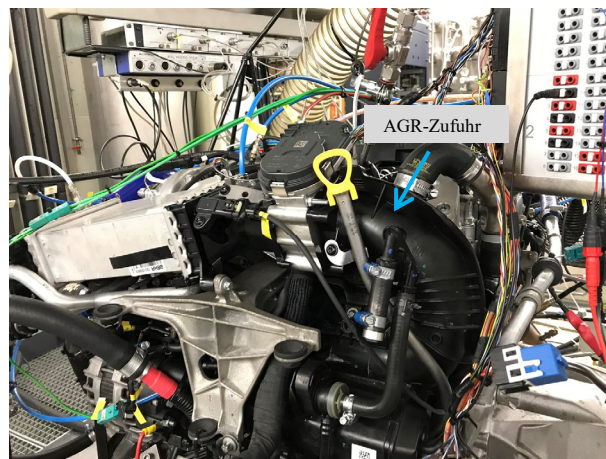
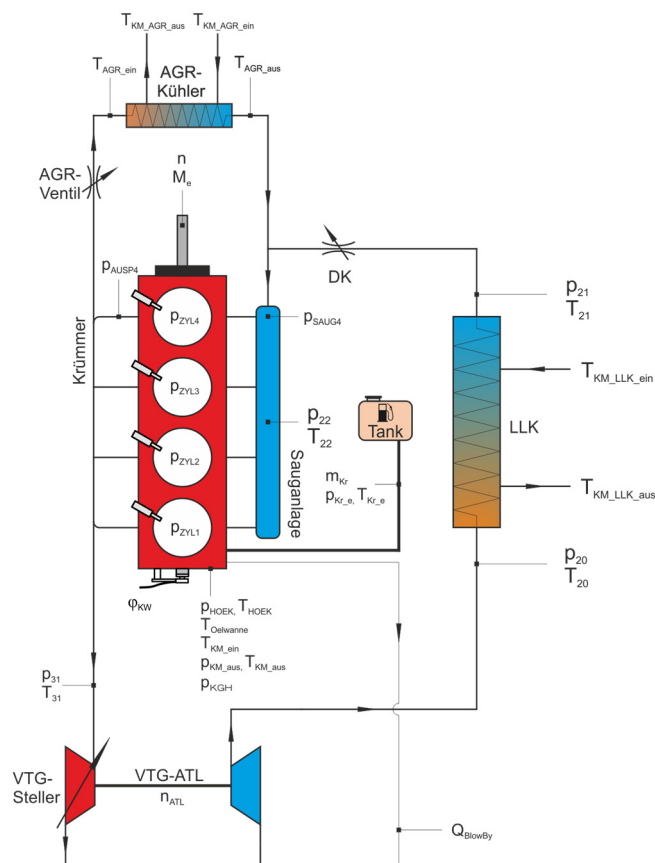


Abbildung 3-6: HD-AGR-Aufbau (V1)



### 3.3.2 Niederdruck-AGR

Bei der niederdruckseitigen Rückführung wird das Abgas nach der Turbine aus dem Abgasstrang entnommen und vor dem Verdichter zugeführt. Die Entnahmestelle befindet sich bei der untersuchten Konfiguration in Strömungsrichtung zwischen dem Drei-Wege-Katalysator und dem NO<sub>x</sub>-Speicherkatalysator. Für die Kühlung und die Steuerung der Menge an AGR kommt ein VW-Serienteil (04L 131 512 BQ) zum Einsatz. Um möglichst seriennah die ND-AGR bewerten zu können, wird wiederum das auf 80 °C konditionierte Motorkühlwasser zur Kühlung der rückgeführten Abgase verwendet. Durch die Verwendung eines Kühlmediums auf diesem Temperaturniveau kann die Kondensation, des im Abgas enthaltenen Wasserdampfes, im AGR-Kühler vermieden werden, da es zu keiner Taupunktunterschreitung kommt. Der jeweilige Taupunkt der Abgase bzw. Mischluft (AGR + Frischluft) als Funktion von Luftverhältnis, Ladedruck und AGR-Rate kann den Diagrammen im Anhang entnommen werden. Die Temperatur der AGR nach dem Kühler wird nicht gesteuert, sondern stellt sich je nach Betriebsbedingungen ein, um mögliche Grenzen im Luftpfad aufdecken zu können. Die Beimischung der rückgeführten Abgase erfolgt möglichst nahe vor dem Verdichterrad, um die Zeit für eine potentielle Kondensation des Abgases an der kühlen Frischluft vermeiden zu können. Eine solche Kondensation kann zum Erosionsverschleiß der Verdichterschaukeln, aufgrund von Tropfenschlag, führen und muss im möglichen Serieneinsatz vermieden werden. Der Aufbau und die Leitungsführung der ND-AGR am Prüfstand ist in Abbildung 3-8 dargestellt.

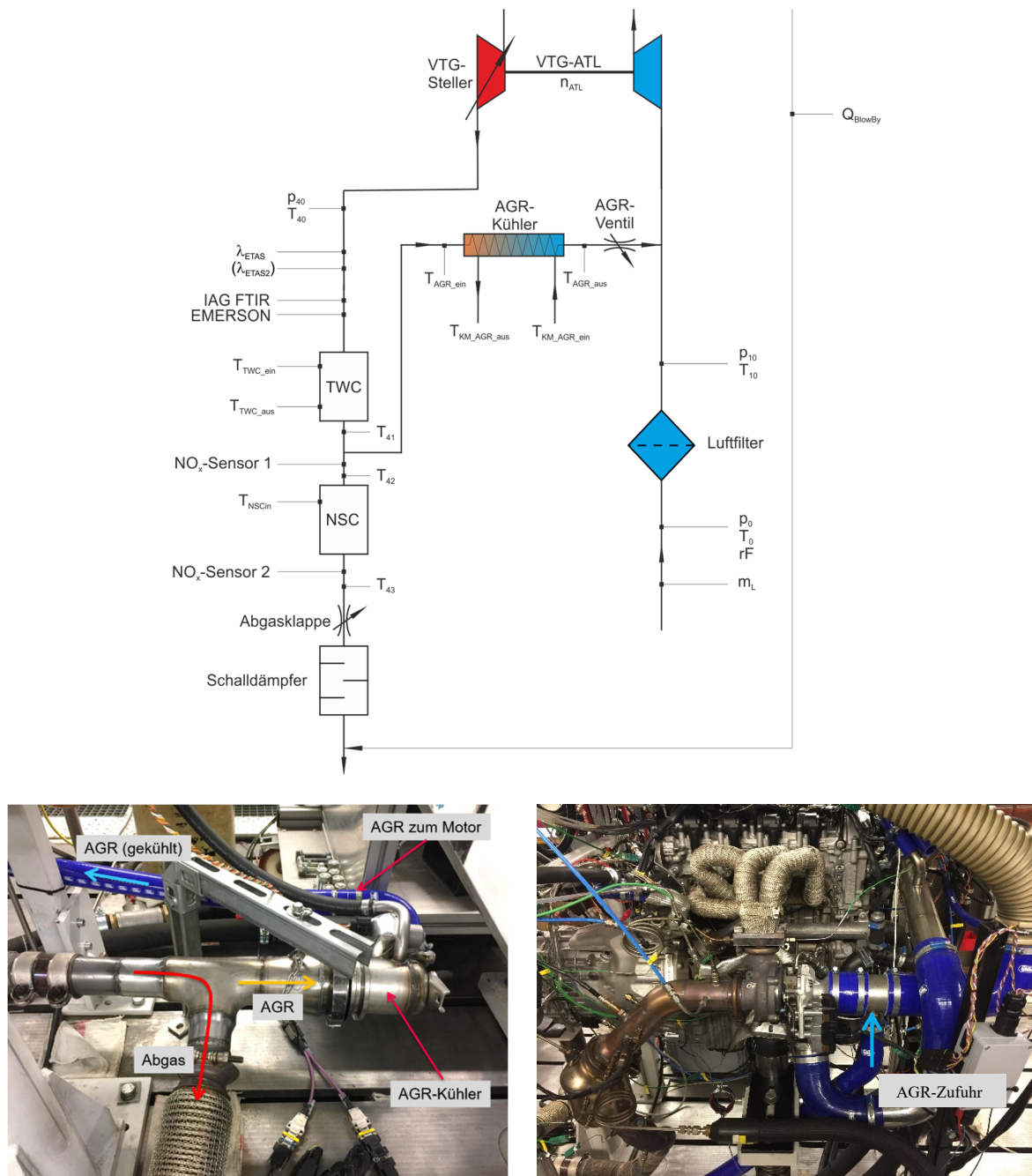


Abbildung 3-8: ND-AGR-Aufbau

Die Strömungsquerschnitte im ND-AGR-Pfad sind im Vergleich zur hochdruckseitigen Rückführung wesentlich größer. Durch den Einsatz einer Abgasklappe lässt sich das Druckgefälle über den AGR-Pfad steuern. Diese Kombination aus größerem Strömungsquerschnitt und Variabilität im Druckgefälle verspricht eine deutliche Steigerung der möglichen AGR-Rate im Vergleich zur hochdruckseitigen Rückführung. Des Weiteren bietet der beschriebene Aufbau den Vorteil, dass die gewünschte Rückführrate nicht vom Betriebspunkt oder dem Aufladegrad abhängt und somit maximale Flexibilität zur Verfügung stellt.



### 3.4 AGR-Raten-Bestimmung

Im Kapitel 2.3 wurden verschiedene Methoden für die AGR-Raten-Bestimmung theoretisch beleuchtet und vorgestellt. In diesem Abschnitt wird auf die praktische Umsetzung dieser Methoden eingegangen.

Für die hochdruckseitige Abgasrückführung wird die AGR-Rate über die Abnahme des Frischluftmassenstroms bei Erhöhung der AGR-Menge bestimmt. Vor allem bei geringen Rückföhraten (HD-AGR Variante 2) ist diese Methode ausreichend genau, um Potentiale hinsichtlich der Reduktion der Stickoxide aufdecken zu können. Bei der HD-AGR Variante 1 (Beimischung nach der Drosselklappe) kann durch das Androsseln zwar eine relativ hohe AGR-Rate erreicht werden, jedoch stehen in diesem Fall die Platzverhältnisse für eine aussagekräftige Messung der Sauerstoffkonzentration nicht zur Verfügung (Mischungslänge sehr kurz).

Bei der niederdruckseitigen Abgasrückführung erfolgt die Bestimmung der AGR-Rate über die unterschiedliche Sauerstoffkonzentration in der Umgebung, in der Ladeluftstrecke (nach AGR Zumischung) und im Abgas. Der Sauerstoffgehalt der Umgebung wird entweder fix vorgegeben oder entspricht dem Messwert der Sonde in der Ladeluftstrecke bei geschlossenem AGR-Ventil. Zur Bestimmung der Sauerstoffkonzentration in der Ladeluftstrecke und im Abgas werden Breitbandlambdasonden (Bosch LSU 4.9) verwendet. Diese sind in Abbildung 3-9 dargestellt.

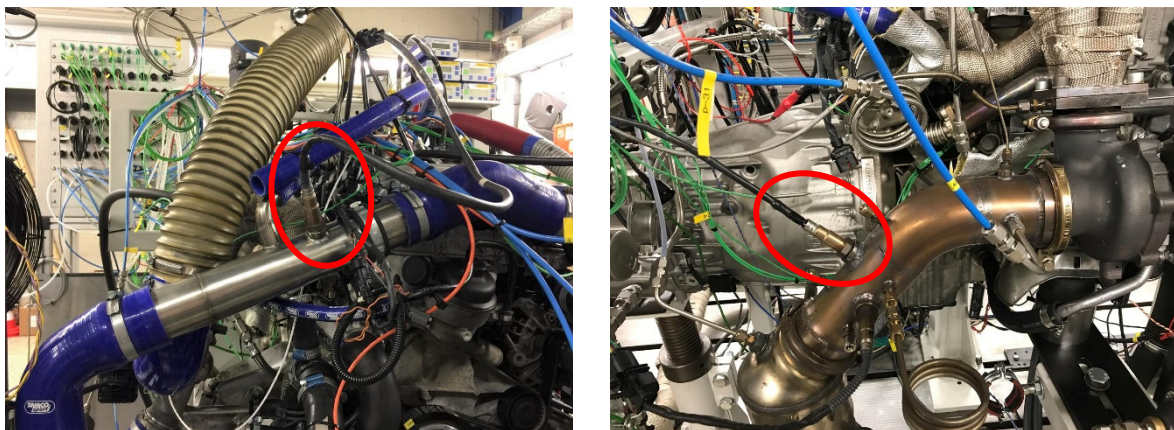


Abbildung 3-9: Breitbandlambdasonden zur Messung der Sauerstoffkonzentration

### 3.5 Messprogramme

Für die Potentialbewertung einer Abgasrückführung bei einem Wasserstoff-Brennverfahren werden verschiedene Mess- bzw. Prüfprogramme verwendet. Alle Messprogramme haben gemeinsam, dass nur wenige Stellgrößen zwischen den Messpunkten verändert werden, damit der Einfluss einzelner Größen exakt bestimmt werden kann. Je nach variierender Stellgröße ergeben sich unterschiedliche Messprogramme.

#### Lastschnitt:

Beim Lastschnitt wird die Drehzahl der Verbrennungskraftmaschine konstant gehalten und das Drehmoment bzw. der Mitteldruck schrittweise vom Leerlauf bis zur Volllast erhöht. Die Resultate einzelner Lastschnitte lassen sich in einem Motorkennfeld zusammenfassen.

#### Zündhaken:

Mit Hilfe eines Zündhakens kann die optimale Verbrennungslage für verschiedene Randbedingungen gefunden werden. Solche Randbedingungen können entweder Grenzwerte wie maximaler Verbrennungsdruck, Verbrennungsanomalien oder das Wirkungsgradoptimum sein. Beim Zündhaken wird der Zündzeitpunkt, bei konstanter Drehzahl und Kraftstoffmenge, sukzessive von spät nach früh verstellt. Häufig wird auf der Abszisse nicht der Zündzeitpunkt angegeben, sondern der daraus resultierende Verbrennungsschwerpunkt bzw. MFB50-Wert. Dieser Wert wird üblicherweise in der Brennverfahrensentwicklung verwendet, da er für den direkten Vergleich unterschiedlicher Messreihen besser geeignet ist.

#### AGR-Variation:

Um den Einfluss von rückgeführten Abgasen auf das Wasserstoff-Brennverfahren bewerten zu können, wird unter anderem eine AGR-Variation durchgeführt. Dabei wird schrittweise das AGR-Ventil geöffnet und damit die Rückführrate erhöht. Der dabei zu untersuchende Lastpunkt wird konstant gehalten. Somit steigt von Messpunkt zu Messpunkt die AGR-Rate und der Einfluss auf die Verbrennung kann bestimmt werden. Die Ansteuerung erfolgt über ein Spannungssignal, welches der Ventilöffnung proportional ist.



## 4 Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen

In Abbildung 4-1 sind die Lastpunkte im Motorkennfeld abgebildet, bei denen AGR-Untersuchungen im Hinblick auf mögliche Potentiale für das Wasserstoff-Brennverfahren durchgeführt wurden. Die schwarze Kurve stellt die ermittelte Volllastlinie der H<sub>2</sub>-VKM ohne AGR dar. Bei stöchiometrischer Verbrennung wurde ein starker Abfall des maximal erreichbaren Mitteldrucks, im Vergleich zur mageren Verbrennung, festgestellt. Der Grund für diese signifikante Reduktion liegt in der Zunahme der Verbrennungsanomalien und wird in diesem Kapitel näher erläutert.

Lastpunkte werden in der vorliegenden Arbeit häufig in verkürzter Schreibweise angeführt. Die Bezeichnung 3000/22 entspricht beispielsweise einem Lastpunkt bei einer Drehzahl von 3000 min<sup>-1</sup> und einem effektiven Mitteldruck von 22 bar.

Eine Aufschlüsselung bezüglich der jeweils eingesetzten Turbolader und weiterer Merkmale ist in Tabelle 4-1 aufgelistet.

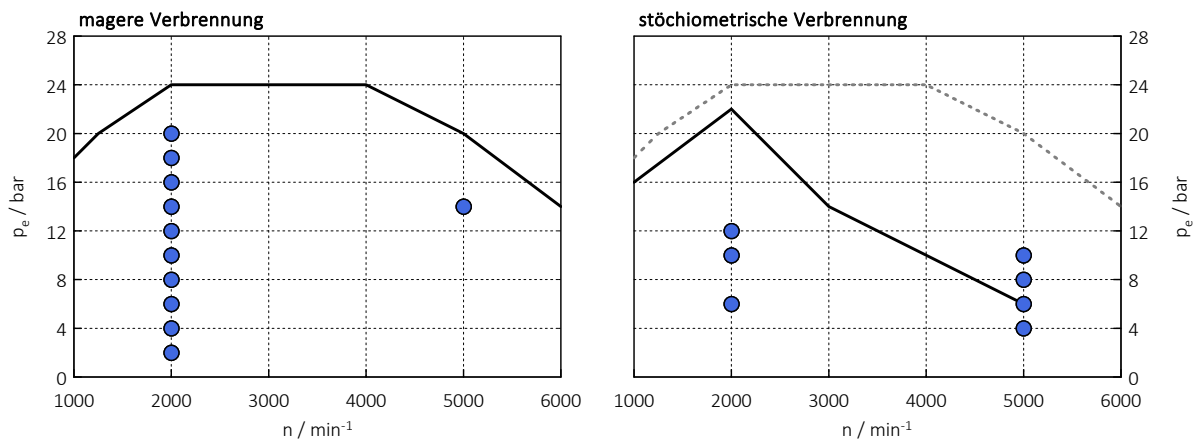


Abbildung 4-1: Messpunkte der AGR-Untersuchungen

Tabelle 4-1: AGR-Übersicht

Bez.	Entnahme- stelle (Abgas)	Beimischung	min. Strömungs- durchmesser	ATL	Drehzahl / min <sup>-1</sup>	Gemisch
HD- AGR	vor Turbine	nach DK (V1)	20 mm	Serie	2000	$\lambda \gg 1$
				N47		$\lambda = 1$
		vor LLK (V2)		B37		$\lambda \gg 1$
ND- AGR	zwischen TWC und NSC	vor Verdichter	38 mm	B37	2000	$\lambda \gg 1$ $\lambda = 1$
				N57	5000	$\lambda \gg 1$ $\lambda = 1$
				992T	5000	$\lambda = 1$

## 4.1 Zündkerzenvergleich

Im Vorfeld der AGR-Potentialbewertung wurden die zwei verwendeten Zündkerzen (NGK R2556G-10 und Bosch ZLR07MTE) untereinander verglichen, um eine optimale Entflammung bei möglichst niedriger Vorentflammungsneigung sicherstellen zu können. Für die Bewertung wurden Zündhaken bei unterschiedlicher Last, Drehzahl und Verbrennungsluftverhältnis aufgenommen.

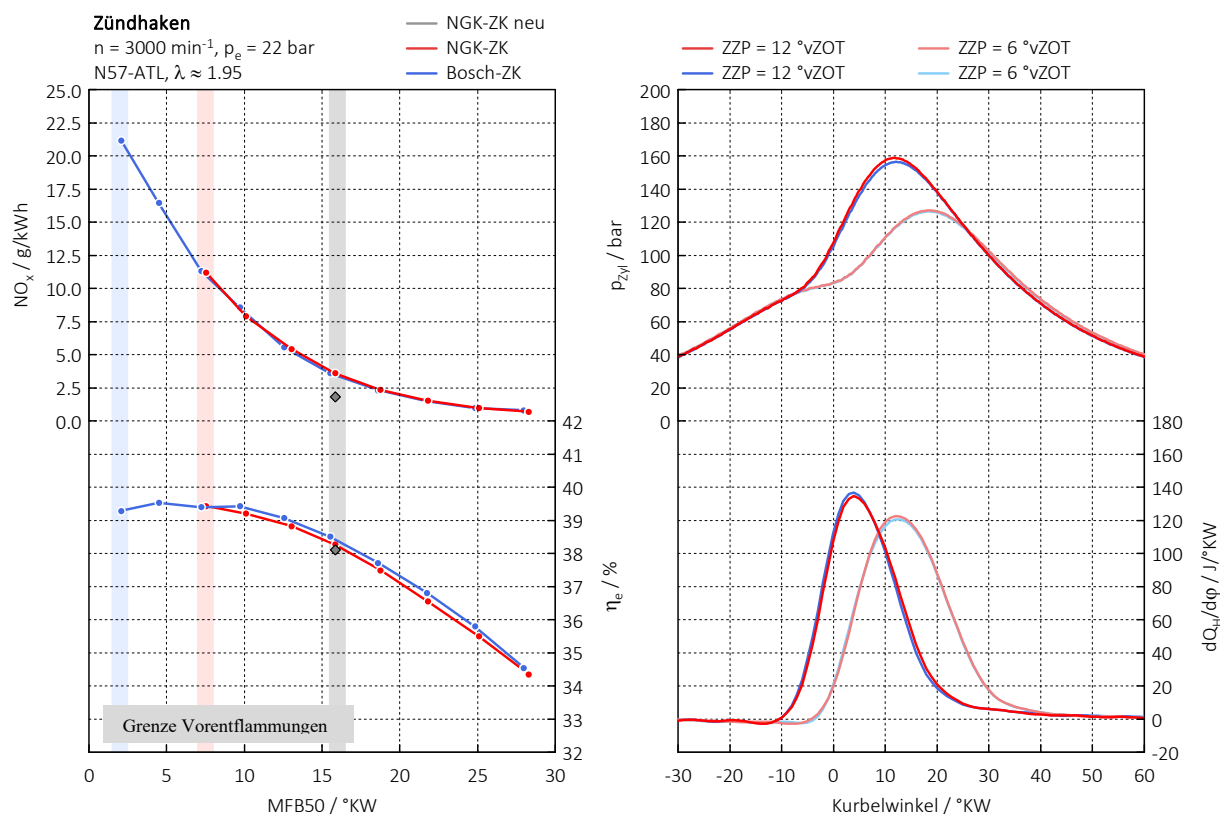


Abbildung 4-2: Zündhaken 3000/22 (links) sowie Zylinderdruck- und Heizverlauf für 3000/22 (rechts)

Zu Beginn der Untersuchungen wurden Zündhaken für den Lastpunkt 3000/22 aufgenommen, welche in Abbildung 4-2 (links) dargestellt sind. Bei der Verwendung neuer NGK-Zündkerzen kam es bei einem Verbrennungsschwerpunkt von etwa 15 °KW zu dauerhaften Vorentflammungen auf einem Zylinder. Vermutlich wurden diese Anomalien aufgrund eines Grates an der Spitze der Masseelektrode ausgelöst. Nachdem bei allen NGK-Zündkerzen die scharfkantigen Spitzen der Masseelektrode mittels Diamantfeile abgerundet wurden, war dieses Phänomen beseitigt und der Versuch konnte durchgeführt werden. Neben den Stickoxidemissionen und dem Wirkungsgrad sind die Druck- und Heizverläufe bei Verwendung der unterschiedlichen Zündkerzen praktisch identisch (Abbildung 4-2 rechts). Für den Druck- und Heizverlauf wurden jeweils über den Messpunkt gemittelte Zyklusverläufe überlagert. Die Indizierdaten in Rot und Hellrot wurden mit der NGK-Zündkerze gemessen und in Blau bzw. Hellblau sind die Ergebnisse bei Verwendung der Bosch-Zündkerze abgebildet. Da die Unterschiede in den Verläufen der einzelnen Zündkerzen sehr gering sind, können die blauen Kurven kaum erkannt werden. Die hellen Farben entsprechen einem Zündzeitpunkt von 6 °vZOT und die vollen Farben einem ZYP von 12 °vZOT, was im vorliegenden Lastpunkt der

optimalen Verbrennungslage hinsichtlich Wirkungsgrad entspricht. Der Messpunkt mit der frühesten Verbrennungslage stellt bei beiden Zündkerzen die Grenze hinsichtlich Vorentflammungen dar. Der Grund für diesen Unterschied hinsichtlich der genannten Anomaliegrenzen kann nicht eindeutig bestimmt werden. Diese Bereiche sind mit einem transparenten Balken in der entsprechenden Farbe gekennzeichnet.

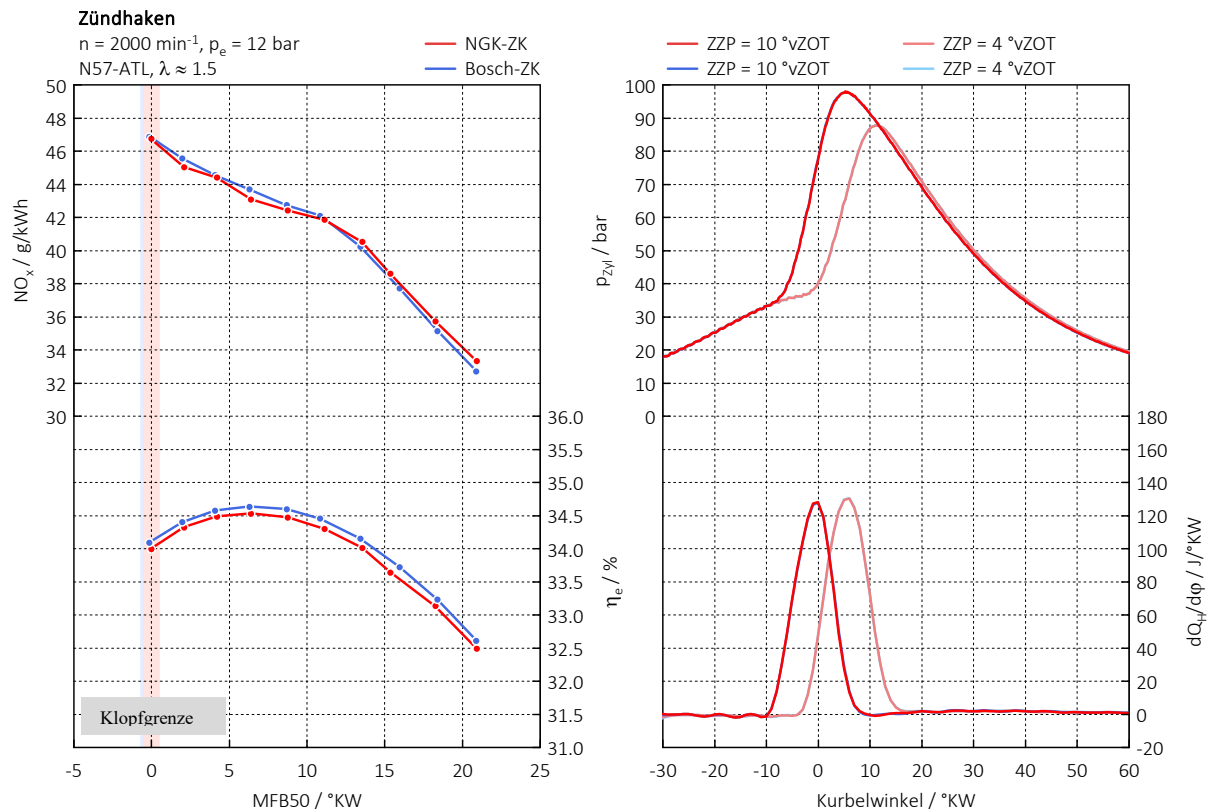


Abbildung 4-3: Zündhaken 2000/12 (links) sowie Zylinderdruck- und Heizverlauf für 2000/12 (rechts)

Neben der sehr mageren Gemiscentflammung bei hohem Mitteldruck wurden Zündhaken bei einem Luftverhältnis von 1.5 und einer Drehzahl von  $2000 \text{ min}^{-1}$  aufgenommen. Durch diese Absenkung des Luftüberschusses konnten Zünduntersuchungen nahe der Klopfgrenze durchgeführt werden. Das Absenken des Luftüberschusses erfolgte durch einen reduzierten Aufladegrad. Die Ergebnisse dieser Messreihe sind in Abbildung 4-3 angeführt. Im Verlauf der Stickoxidemissionen und dem Wirkungsgrad über dem Verbrennungsschwerpunkt können geringe Differenzen erkannt werden. Die ermittelten Verläufe aus den Indizierdaten sind hingegen nahezu ident, sodass kein Unterschied zwischen den verwendeten Zündkerzen erkannt wird. Selbst an der Klopfgrenze (ZZP = 10 °vZOT) sind keine Abweichungen im gemittelten Zylinderdruck oder Heizverlauf feststellbar. Der Bereich der jeweiligen Klopfgrenze wird unter Verwendung eines transparenten Balkens in der entsprechenden Farbe gekennzeichnet. Da beide Zündkerzen bei gleicher Verbrennungslage ihre Grenze hinsichtlich Verbrennungsklopfen aufweisen, kann der hellblaue Balken kaum erkannt werden.

Neben den Lastpunkten 2000/12 und 3000/22 wurden weitere Betriebspunkte hinsichtlich potentieller Unterschiede in der Gemiscentflammung bewertet. Die Ergebnisse decken sich mit den vorgestellten Resultaten und werden aus diesem Grund nicht näher behandelt.

Ein Einfluss bedingt durch die unterschiedliche Funkenlage der beiden Zündkerzen auf die

Entflammung und anschließende Verbrennung, konnte am Prüfstand nicht gemessen werden. Auch der subjektive Eindruck während den Messungen bestätigt diese Erkenntnisse. Sowohl die NGK R2556G-10 als auch die Bosch ZLR 07MTE sind für ein Wasserstoff-Brennverfahren im gleichen Maße geeignet.

## 4.2 HD-AGR-Variante 1

### 4.2.1 Magere Verbrennung

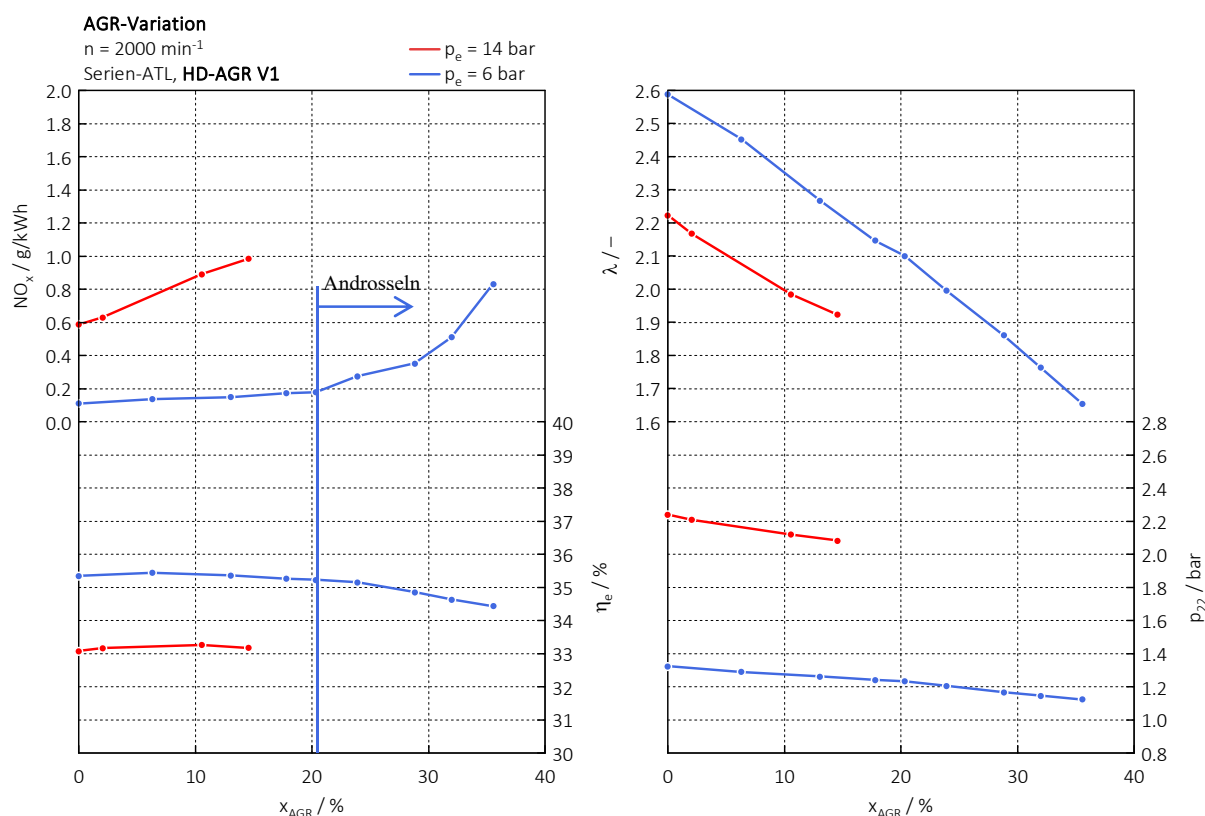


Abbildung 4-4: AGR-Variation 2000/6 und 2000/14 (HD-AGR V1)

Für die ersten Untersuchungen zur Studie des Einflusses der Abgasrückführung auf das Brennverfahren und im Speziellen auf die Stickoxidemissionen wurde der Serienturbolader des Versuchsmotors verwendet. Die AGR-Beimischung erfolgte bei dieser Variante nach der Drosselklappe. In Abbildung 4-4 ist die Wirkung der HD-AGR explizit für zwei Lastpunkte dargestellt. Das AGR-Ventil wurde in beiden Lastpunkten schrittweise von 0 % – 100 % geöffnet. Die maximale AGR-Rate wird durch das Druckverhältnis über den AGR-Pfad bestimmt und kann durch saugseitiges Androsseln signifikant erhöht werden (2000/6). In beiden Fällen steigen die  $NO_x$ -Rohemissionen über der Abgasrückführrate bei nahezu konstantem Wirkungsgrad. Erst ab dem Beginn des Androsselns sinkt der Wirkungsgrad stärker ab, wobei sich bei den  $NO_x$ -Emissionen eine exponentielle Zunahme beobachten lässt. Die Steigerung der Stickoxidemissionen über der AGR-Rate kann auf zwei Ursachen zurückgeführt werden.

Durch die Erhöhung der Abgasmasse, welche in das Ansaugsystem zurückgeführt wird, steigt die Ansaugtemperatur, da diese direkt von der Rückführrate abhängt. Neben der

Ansaugtemperatur verändert sich auch der Druck im Sammler ( $p_{22}$ ). Diese Druckreduktion führt zusätzlich zu einer Verringerung der Ladungsmasse, was ein Ansteigen der Verbrennungstemperatur, bei konstanter Einblasemasse, zur Folge hat. Der direkte Zusammenhang zwischen Verbrennungstemperatur und Stickoxidbildung führt zu den steigenden  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen.

#### 4.2.2 Stöchiometrische Verbrennung

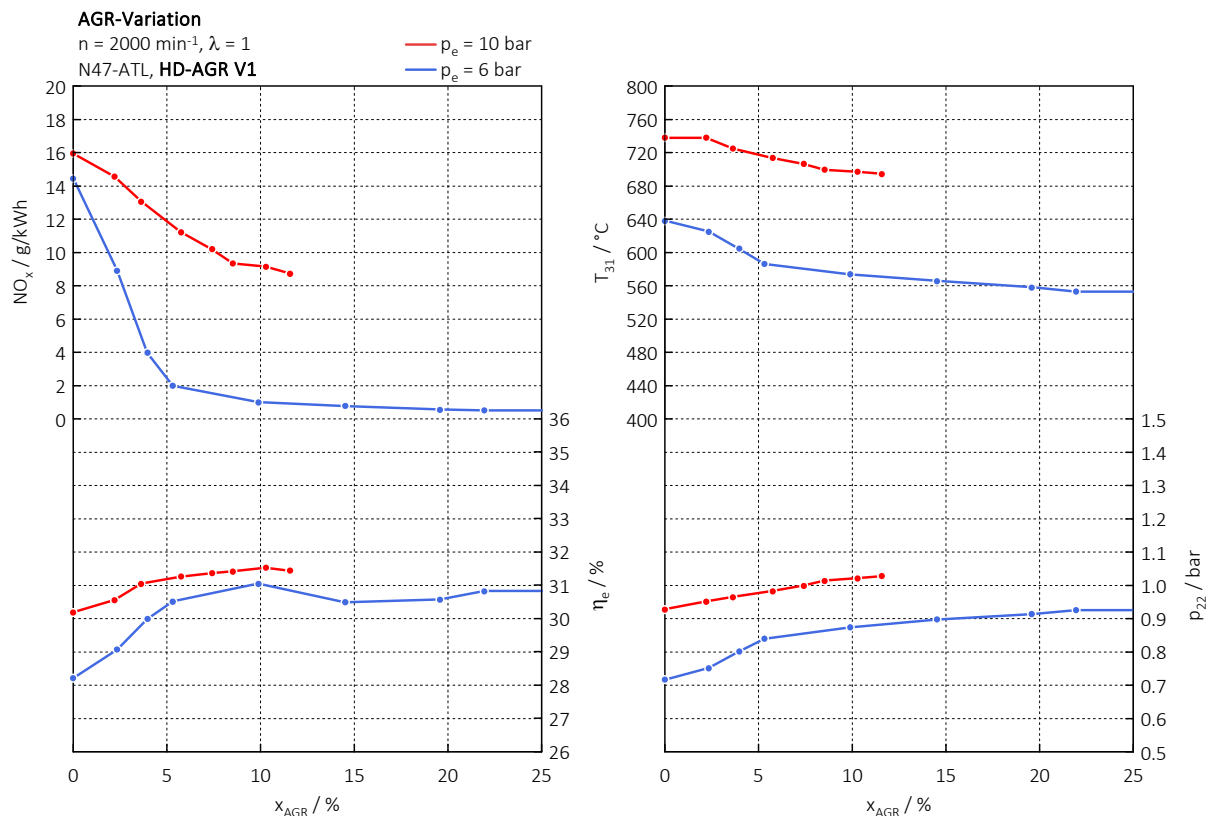


Abbildung 4-5: AGR-Variation bei  $\lambda = 1$  für 2000/6 und 2000/10 (HD-AGR V1)

Das Potential einer HD-Abgasrückführung mit serienmäßigem Layout und stöchiometrischer Verbrennung wurde für Mitteldrücke von 6 bar und 10 bar bei konstanter Drehzahl von  $2000 \text{ min}^{-1}$  untersucht. In obiger Abbildung 4-5 sind die am Prüfstand ermittelten Ergebnisse dargestellt. Die Verdünnung der Frischluft mit inertem Gas bewirkt eine signifikante Reduktion der Stickoxide bei steigender AGR-Rate. Der Einfluss der steigenden Ladungsmasse bei konstanter Einblasemenge und somit Absenkung der Verbrennungstemperatur spiegelt sich auch in der Reduktion der Abgastemperatur ( $T_{31}$ ) wider. Neben der positiven Auswirkung auf die Stickoxidemissionen kommt es auch zu einer Steigerung des Wirkungsgrades infolge der zunehmenden Entdrosselung des Ansaugsystems. Diese Entdrosselung ist erforderlich, da bei steigender AGR-Rate die Ladungsmasse erhöht werden muss, um den Sauerstoffbedarf des jeweiligen Lastpunktes decken zu können. In Abbildung 4-5 kann die Entdrosselung anhand des steigenden Drucks im Sammler ( $p_{22}$ ) erkannt werden.

Die Zunahme der Ladungsmasse bei gleichzeitiger Reduktion der Sauerstoffkonzentration bewirkt eine über der AGR-Rate steigende Brenndauer. Eine schnelle Verbrennung wäre zwar thermodynamisch günstig, führt jedoch zu einer gesteigerten Stickoxidbildung aufgrund der höheren Spitzentemperaturen. Neben der Stickoxidbildung wird durch eine schnelle

Verbrennung und dem damit verbundenen starken Druckanstieg die Geräuschemission verstärkt.

Die Brenndauern der einzelnen Zylinder für den Lastpunkt 2000/6 und die unterschiedlichen AGR-Raten können Abbildung 4-6 entnommen werden. Der Zündzeitpunkt wurde während der AGR-Variation sukzessive nach früh verstellt, damit ein konstanter Verbrennungsschwerpunkt erzielt wird. Eine Zylinderungleichverteilung kann in diesem Lastpunkt nicht beobachtet werden und auch die Streuung zwischen den einzelnen Zylindern bleibt bei Veränderung der AGR-Rate relativ konstant.

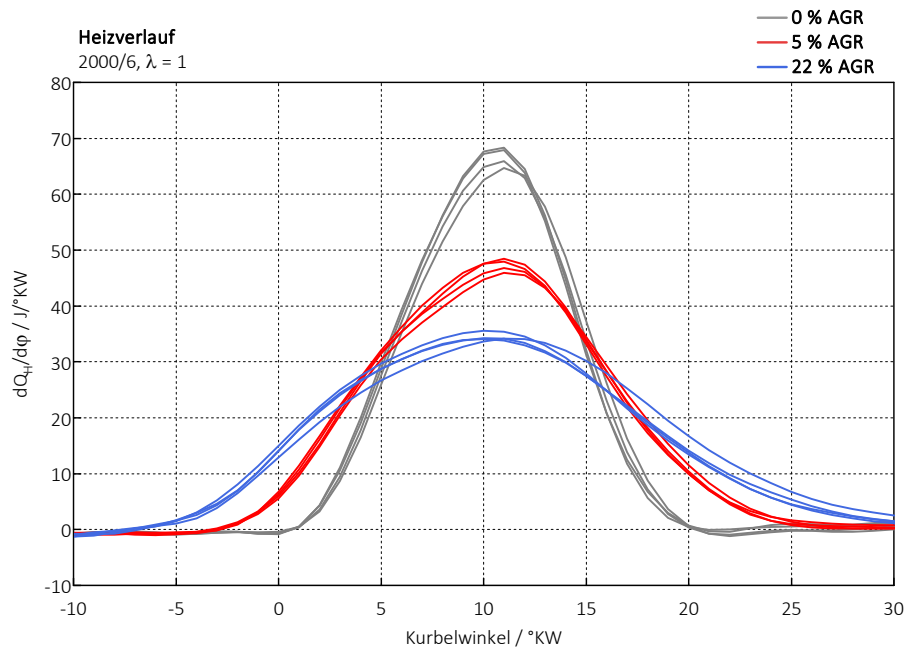


Abbildung 4-6: Heizverläufe für unterschiedliche Rückföhraten bei  $\lambda = 1$  (jeweils alle 4 Zylinder)

Die exakte Einhaltung von  $\lambda = 1$  ist am Prüfstand nicht ganz einfach zu realisieren, da die Einblasemenge des Wasserstoffs nicht geregelt, sondern gesteuert wird. Somit kann sich das Verbrennungsluftverhältnis während eines Messpunktes geringfügig ändern. Dies kann dazu führen, dass der Wirkungsgradverlauf bei stöchiometrischer Verbrennung mit mehr Unsicherheiten behaftet ist als bei sehr magerer Verbrennung. Besonders bei niedrigen Lasten ist der Einfluss einer geringen Schwankung der Einblasemenge bzw. des exakten Luftverhältnisses auf den Wirkungsgrad hoch.

### 4.3 HD-AGR-Variante 2

Aufgrund der steigenden Temperatur im Sammler bei Erhöhung der AGR-Rate, bedingt durch das Layout der HD-AGR-Variante 1, wurde die Beimischstelle vor den Ladeluftkühler verlegt. Daher kann der Einfluss der AGR auf das Wasserstoff-Brennverfahren entkoppelt von den schwankenden Temperaturen im Saugrohr betrachtet und bewertet werden.

#### 4.3.1 Magere Verbrennung

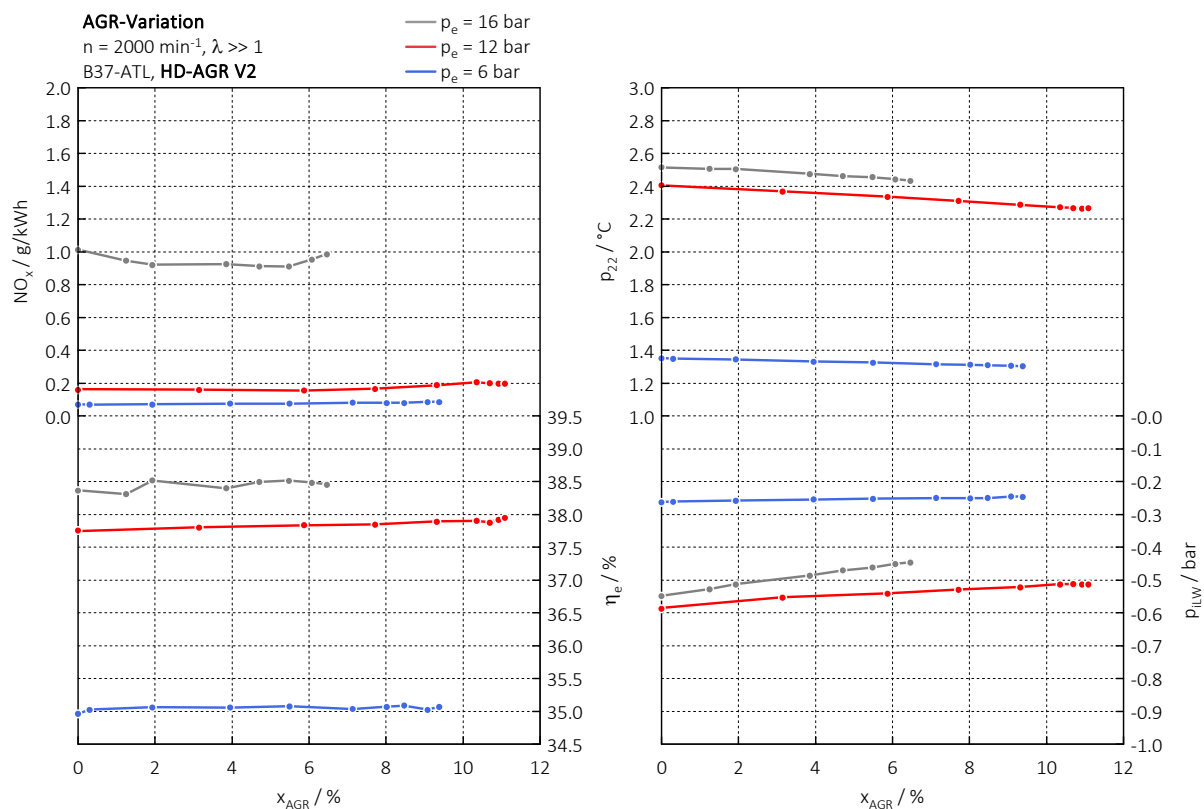


Abbildung 4-7: AGR-Variation 2000/6, 2000/12 und 2000/16 (HD-AGR V2)

In Folge der Veränderung der Beimischstelle vor den Ladeluftkühler beschränkt sich die maximal darstellbare AGR-Rate auf etwa 11 %. Durch die Rückführung der Abgase kommt es zu einer geringen Verbesserung im Ladungswechsel, da der Druck vor der Turbine des Turboladers etwas gesenkt wird. Diese Druckreduzierung führt zu niedrigeren Ladungswechselverlusten. Der Wirkungsgrad und die Stickoxidrohmissionen bleiben nahezu konstant über der AGR-Rate. Einzig der Wirkungsgrad kann im Lastpunkt 2000/12 aufgrund der Minderung der Ladungswechselverluste um ein paar Zehntel Prozentpunkte verbessert werden.

Im Anschluss an die AGR-Variation, welche in Abbildung 4-7 dargestellt ist, wurde ein Zündhaken mit und ohne AGR des Lastpunktes 2000/12 aufgenommen. Dieser ist in Abbildung 4-8 dargestellt.



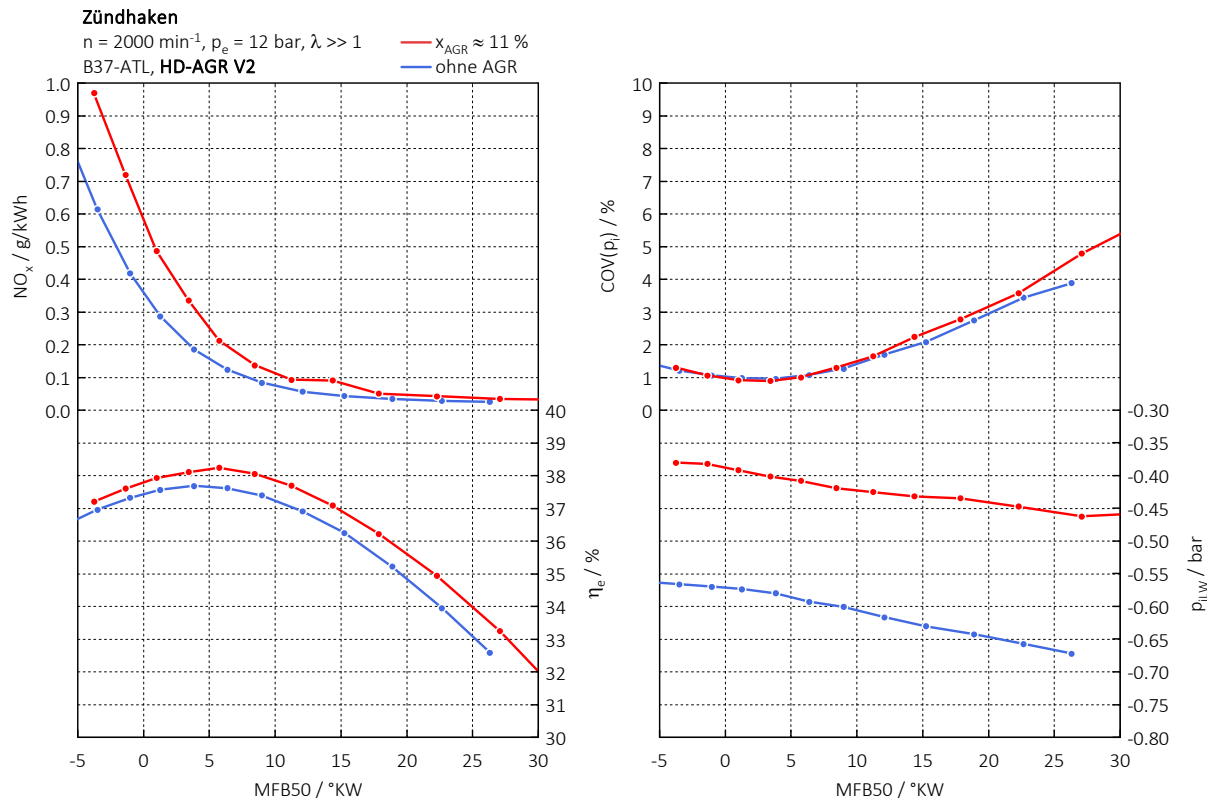


Abbildung 4-8: Zündhaken 2000/12, mit und ohne AGR (HD-AGR V2)

Durch die Rückführung von Abgasen konnten die Stickoxidrohmissionen im vorliegenden Lastpunkt nicht reduziert werden. Der Einfluss der Verbrennungslage auf die Stickoxidrohmissionen und den Wirkungsgrad kann Abbildung 4-8 entnommen werden. Je früher der Zündzeitpunkt, desto höher die  $\text{NO}_x$ -Emissionen, da die maximale Verbrennungstemperatur ansteigt. Bei steigender Verbrennungstemperatur nehmen auch die Wandwärmeverluste zu und der wirkungsgradgünstigste Verbrennungsschwerpunkt liegt je nach  $\lambda$  und Lastpunkt im Bereich von 4 – 6  $^\circ\text{KW}$  nach OT. Die Verbesserung im Wirkungsgrad zwischen den Lastpunkten mit und ohne AGR resultiert wiederum aus der Minderung der Ladungswechselverluste. Der Vorteil des gesteigerten Wirkungsgrades, durch die Verwendung der HD-AGR, wird durch den Nachteil hinsichtlich Stickoxidemissionen aufgewogen, sodass die positive Wirkung auf das Wasserstoff-Brennverfahren vernachlässigbar ist.

Bei voll geöffnetem AGR-Ventil stellt sich in diesem Lastpunkt eine Rückführrate von etwa 11% ein, wobei noch kein Einfluss auf den COV-Wert festgestellt werden konnte. Hingegen hängt diese Verbrennungsvarianz sehr von der Verbrennungslage ab. Das Optimum liegt im Bereich des maximalen Wirkungsgrades.

Auf weitere HD-AGR-Messungen wurde verzichtet, da die Druckdifferenz (Krümmer – Sammler) aus vorherigen Lastschnitten bekannt ist und sich die daraus ergebende AGR-Rate als nicht vielversprechend herausstellte. Aus diesem Grund wurden umfassendere Untersuchungen anhand der Niederdruckrückführung durchgeführt.



## 4.4 ND-AGR

Die Strömungsquerschnitte der ND-AGR sind deutlich größer als jene der hochdruckseitigen Rückführung. Mit Hilfe einer im Abgasstrang verbauten Abgasklappe kann das benötigte Druckgefälle über den AGR-Pfad variiert werden, sollten die gegebenen Druckverhältnisse nicht ausreichen. Die Temperatur im Sammler kann wiederum konstant gehalten werden, da die Abgaszufuhr vor dem Verdichter erfolgt. Des Weiteren wird bei einer Beimischung vor dem Verdichter die Durchmischung begünstigt. Somit kann an der Messstelle, zur Bestimmung der Sauerstoffkonzentration, von einem homogenen Mischluftstrom ausgegangen werden. Die Aufteilung der Messergebnisse erfolgt wiederum anhand des Verbrennungsluftverhältnisses in magere und stöchiometrische Verbrennung.

### 4.4.1 Magere Verbrennung

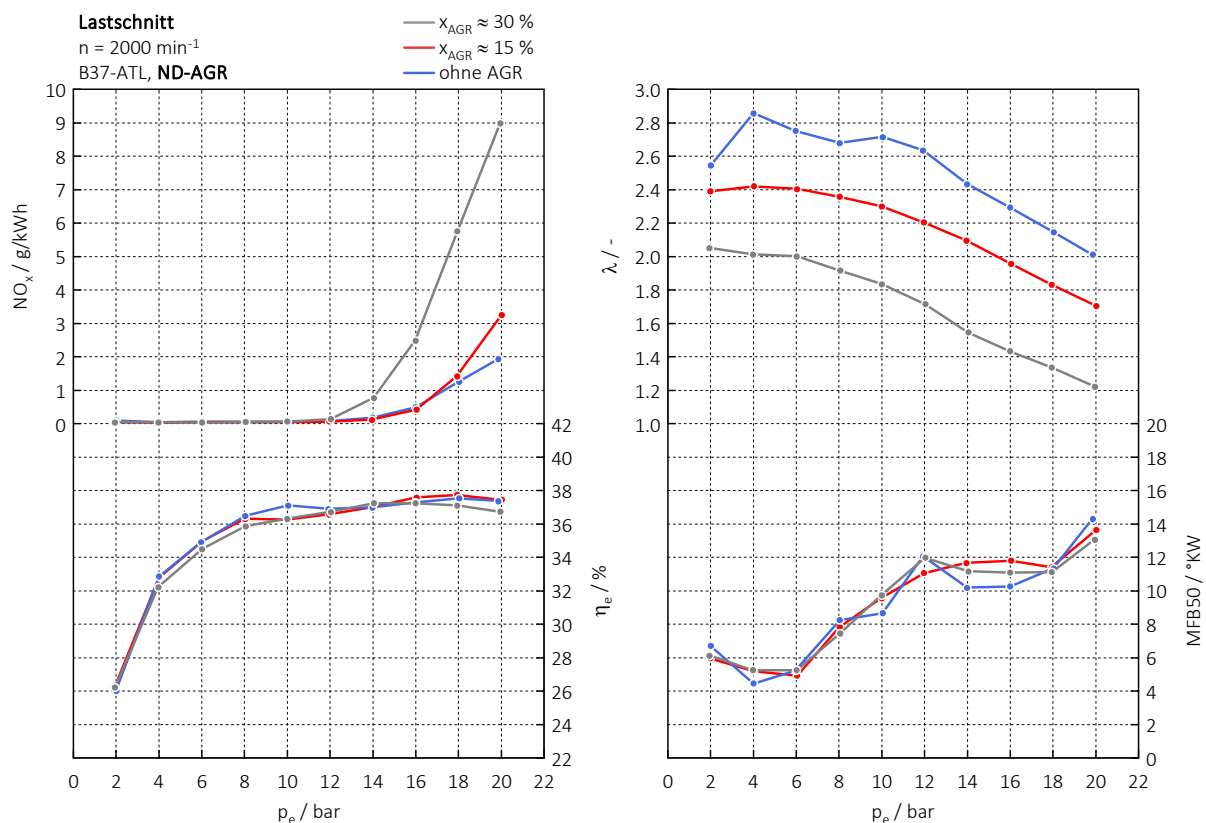


Abbildung 4-9: Lastschnitt 2000, mit und ohne AGR (ND-AGR)

In Abbildung 4-9 sind Lastschnitte bei  $2000 \text{ min}^{-1}$  und unterschiedlichen AGR-Raten dargestellt. Die Stellung des AGR-Ventils wurde während des Lastschnitts nicht verändert, was zu einer gering schwankenden AGR-Rate zwischen den Messpunkten führte. Diese Schwankung hatte jedoch keinen messbaren Einfluss auf die ermittelten Messergebnisse und wird daher vernachlässigt.

Im magersten Betriebszustand ohne AGR zeigen sich im vorliegenden Lastschnitt die niedrigsten Stickoxidrohmissionen. Je höher die AGR-Rate, desto früher beginnen die  $\text{NO}_x$ -Rohmissionen exponentiell anzusteigen und erreichen innerhalb weniger Lastschritte sehr hohe Werte. Das kann darauf zurückgeführt werden, dass ab einem bestimmten Lastpunkt die

$\text{NO}_x$ -Bildungstemperatur im Brennraum überschritten wird und die Bildungsgeschwindigkeit der Stickoxide exponentiell zunimmt.

Der Unterschied im Verbrennungsluftverhältnis zwischen den einzelnen Kurven resultiert aus der Abgasrückführung. Je höher die AGR-Rate, desto geringer das Luftverhältnis unter Annahme eines konstanten Luftaufwands, da der Anteil an inertem Gas steigt. Dieser Zusammenhang wurde bereits in Kapitel 3.4 näher erläutert und dient der Berechnungsgrundlage zur Bestimmung der AGR-Rate mittels Abnahme des Frischluftmassenstroms.

Der Verlauf der Wirkungsgrade liegt bei den drei dargestellten Kurven auf ähnlichem Niveau. In Abbildung 4-8 ist der große Einfluss der Verbrennungslage auf die Stickoxidemission und den erreichbaren Wirkungsgrad dargestellt. Aus diesem Grund wurde darauf geachtet, dass zu jedem Lastpunkt die Verbrennungsschwerpunkte bzw. MFB50-Werte der einzelnen Lastschnitte möglichst auf gleichem Niveau liegen. Die optimale VTG-Stellung wurde am Prüfstand für jeden Betriebszustand individuell eingestellt. Diese Stellung entspricht dem maximal möglichen Luftüberschuss ohne Wirkungsgradeinbußen durch zu hohen Abgasgegendruck, da dieser direkt die Ladungswechselverluste beeinflusst.

Im Anschluss an die zuvor dargestellten Lastschnitte wurde eine Variation der AGR-Rate für verschiedene Betriebspunkte der VKM durchgeführt, welche in Abbildung 4-10 dargestellt sind.

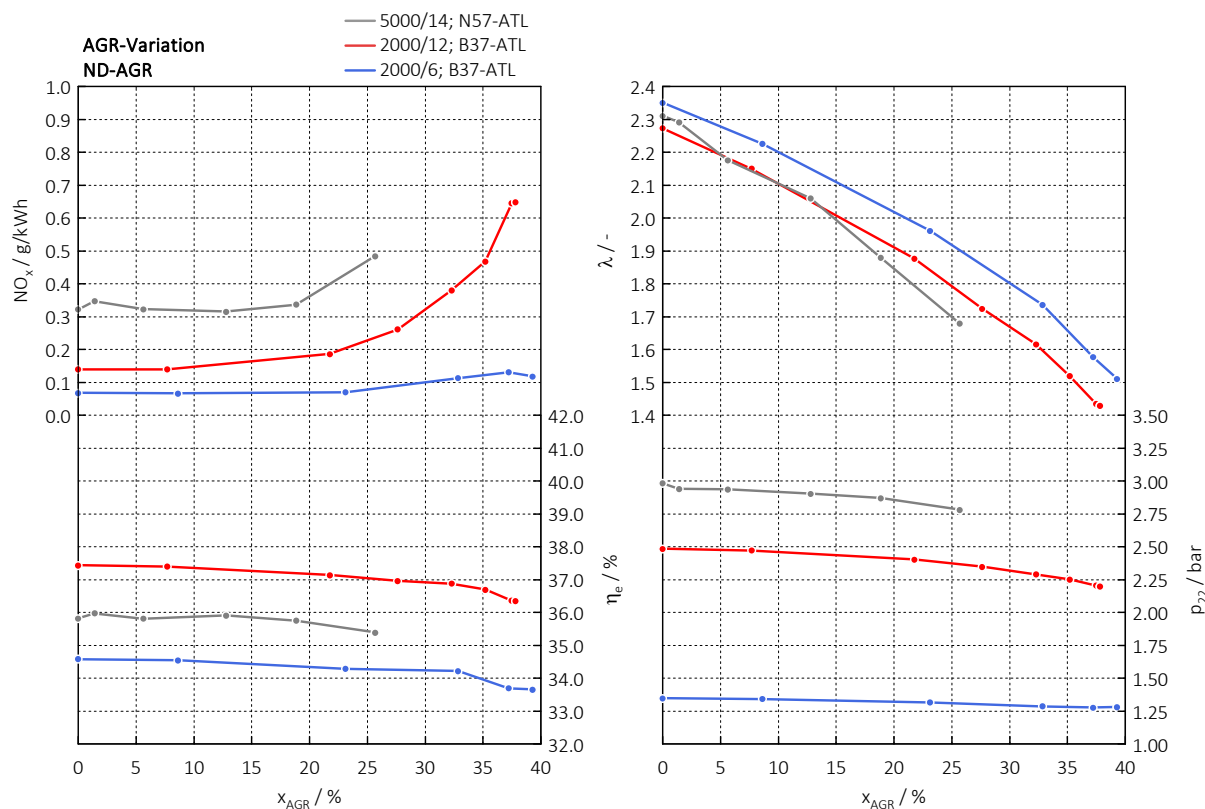


Abbildung 4-10: ND-AGR-Variationen 2000/6, 2000/12 und 5000/14

Weder bei einer Drehzahl von  $2000 \text{ min}^{-1}$  noch bei  $5000 \text{ min}^{-1}$  konnte durch die Rückführung von Abgasen eine Reduktion der Stickoxidrohmissionen erreicht werden. Auch hinsichtlich des erreichbaren Wirkungsgrades stellt der Betrieb ohne AGR den Bestpunkt dar. Der Anstieg der  $\text{NO}_x$ -Emissionen über der AGR-Rate kann auf den Einfluss der steigenden

Verdichtereintrittstemperatur rückgeführt werden, welche direkt von der maximal möglichen Kühlung der Abgase abhängt. In Abbildung 4-11 kann der Verlauf der Abgastemperaturen vor und nach dem AGR-Kühler über der Rückführrate für den Lastpunkt 2000/12 entnommen werden. Die erreichbare Temperaturreduktion im AGR-Kühler zwischen Ein- und Austritt verläuft relativ linear über der AGR-Rate und beträgt etwa 200 °C. Das Abgas, welches den AGR-Kühler verlässt, wird dem Frischluftstrom direkt vor dem Verdichterlaufrad des Abgasturboladers zugeführt. Durch die Beimischung der gekühlten Abgase steigt die Temperatur am Verdichtereintritt bei Zunahme der AGR-Rate, da sowohl die Menge als auch die Temperatur der rückgeführten Abgase ansteigen. Die stetige Erhöhung der Verdichtereintrittstemperatur, bei annähernd gleichbleibendem nutzbaren Enthalpiestrom an der Turbine, führt aufgrund der Divergenz der Isobaren zu einer Verringerung des erreichbaren Ladedrucks ( $p_{22}$ ). Diese Reduktion im Ladedruck konnte in allen untersuchten Lastpunkten festgestellt werden und kann Abbildung 4-10 entnommen werden. Infolge des sinkenden Ladedrucks nimmt die Masse der Frischladung im Zylinder ab, was bei konstanter Kraftstoffzufuhr zu einer höheren Verbrennungstemperatur führt. Der Anstieg der Verbrennungstemperatur resultiert in einer Zunahme der Stickoxidemissionen. Aufgrund der stetigen Reduktion des darstellbaren Ladedrucks sinkt das Verbrennungsluftverhältnis über der AGR-Rate nicht linear, sondern beschleunigt.

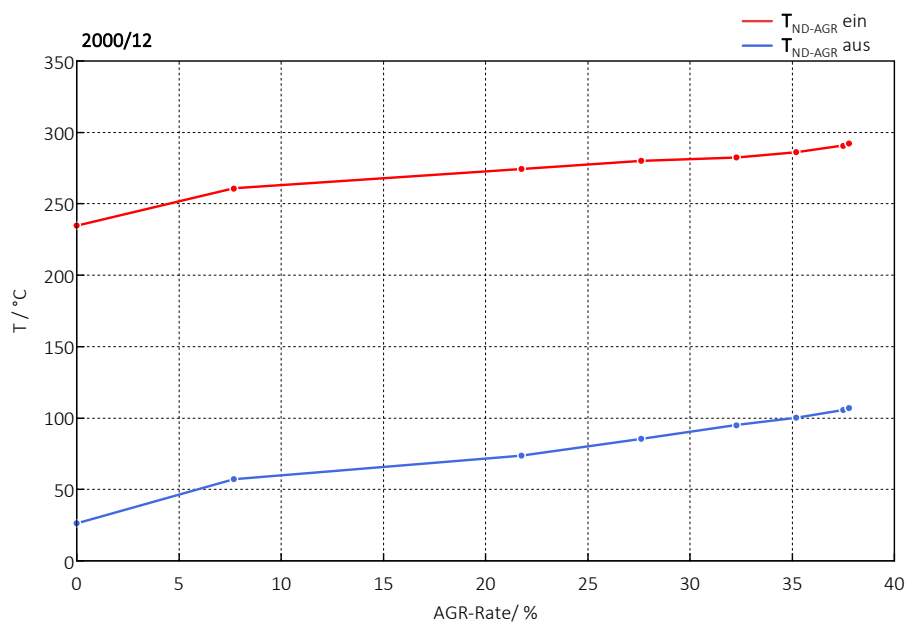


Abbildung 4-11: Ein- und Austrittstemperaturen des AGR-Kühlers über der AGR-Rate

Die maximale Abgas-Rückführrate wird durch die zunehmende Ungleichverteilung zwischen den Zylindern begrenzt. Bei hohen AGR-Raten kommt es wahrscheinlich zur Kondensatbildung im Ladeluftkühler. An den kalten Oberflächen des Wärmetauschers kondensiert vermutlich ein Teil des Wasserdampfes der Mischluft aus und wird in Folge der Strömung mitgerissen. Diese Tropfen können der Strömung nicht schlupffrei folgen und werden in Strömungsrichtung an das Ende der Sauganlage befördert. Hier befindet sich Zylinder Eins, welcher einen Großteil des Kondensats ansaugt. Während die anderen drei Zylinder relativ ähnliche Brenndauern über der AGR-Rate aufweisen, kommt es im ersten Zylinder zu einer kontinuierlichen Abflachung im Heizverlauf. In Abbildung 4-12 sind die Heizverläufe der einzelnen Zylinder für unterschiedliche AGR-Raten abgebildet. Bereits bei einer AGR-Rate von etwa 22 % verbrennt Zylinder 1 deutlich langsamer im Vergleich zu den

Zylindern 2 bis 4. Bei weiterer Steigerung der AGR-Rate verstärkt sich der Unterschied, bis der erste Zylinder bei einer Rückführrate von etwa 37 % nur mehr sehr langsam brennt. Aufgrund dieses Unterschieds ist eine weitere Erhöhung der Rückführrate nicht sinnvoll, da die Aussagekraft aller Messgrößen dadurch negativ beeinflusst wird. Eindeutige und inhaltsreiche Messergebnisse werden am Vollmotorprüfstand nur erzielt, wenn der Unterschied hinsichtlich der Verbrennung zwischen den einzelnen Zylindern möglichst gering ausfällt. Aus diesem Grund wurde die maximale Abgasrückführrate individuell für jede Messreihe entschieden. Als Entscheidungsgrundlage dienten die subjektiven Eindrücke am Motorprüfstand unter Einbeziehung der Indizierdaten. Bei allen ND-AGR-Untersuchungen gab Zylinder 1 das Limit vor.

Im vorliegenden Lastpunkt 2000/12 wird bereits bei einer AGR-Rate von etwa 10 % die Kondensationstemperatur im Ladeluftkühler erreicht. Die Kondensationstemperatur hängt von der Rückführrate, dem Verbrennungsluftverhältnis und dem herrschenden Druckniveau ab. Diese Abhängigkeiten der Kondensationstemperatur können den Diagrammen aus dem Anhang entnommen werden. Neben der Temperatur für die Kondensatbildung in der Ladeluftstrecke ist dort auch jene im Abgasstrang angegeben. Hier wurde auf die Druckvariation verzichtet, da der im Abgassystem vorherrschende Druck nur geringen Schwankungen unterliegt.

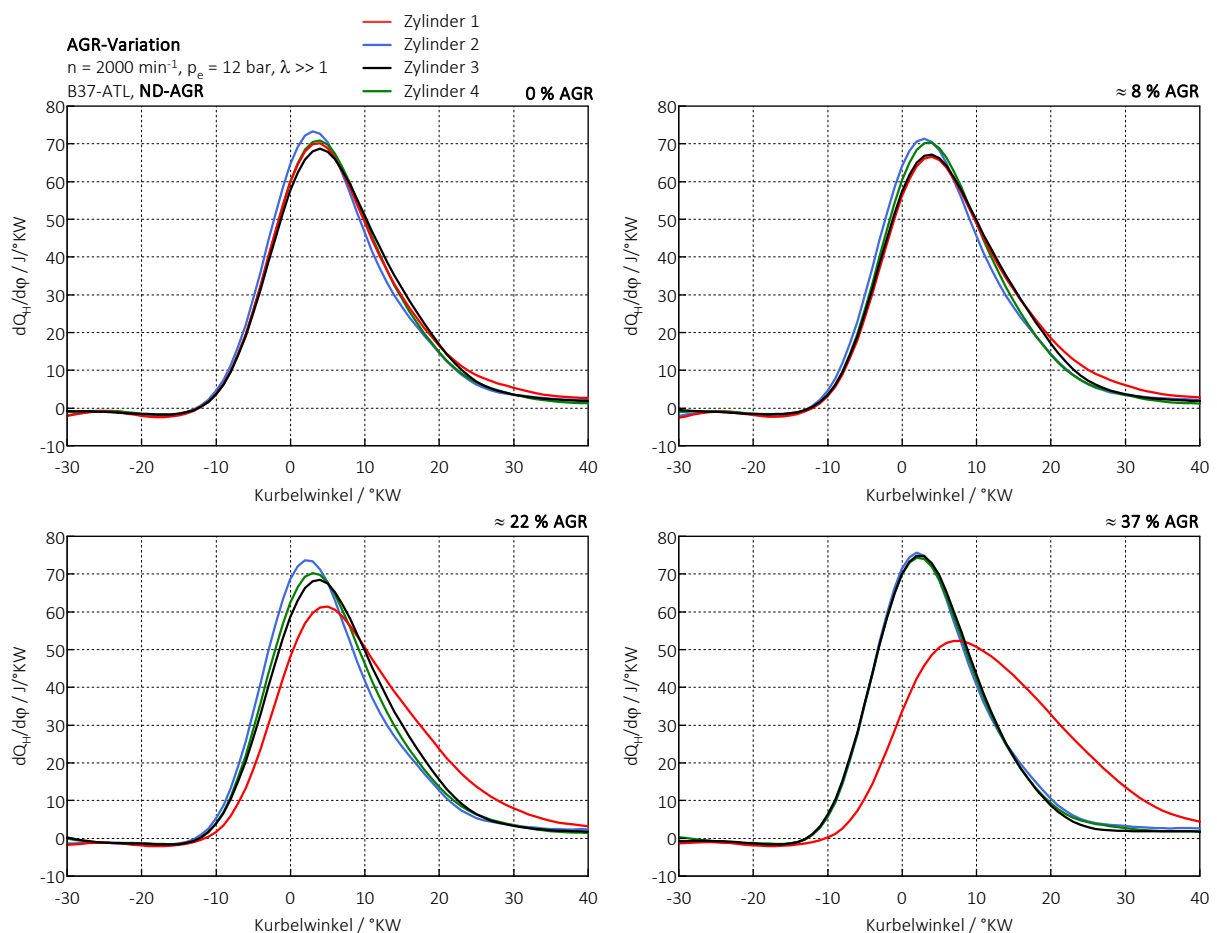


Abbildung 4-12: Heizverläufe von Zylinder 1 bis 4 bei Steigerung der AGR-Rate

#### 4.4.2 Stöchiometrische Verbrennung

Die Bewertung der ND-AGR auf die stöchiometrische Verbrennung erfolgte zunächst mittels AGR-Variation bei einer Drehzahl von  $5000 \text{ min}^{-1}$  und einem Mitteldruck von 6 bar. Die Ergebnisse dieser AGR-Variation können Abbildung 4-13 entnommen werden. Der erste Wert dieser Messreihe beinhaltet einen kleinen Fehler, da das Verbrennungsluftverhältnis mit Lambda 1.06 leicht überstöchiometrisch ist. Aus diesem Grund weisen die Kurvenverläufe von  $\lambda$ ,  $T_{31}$  und  $p_{22}$  einen Knick am zweiten Messpunkt auf.

Durch die Erhöhung des inerten Anteils im Brennraum und somit Steigerung der Ladungsmasse zur Deckung des Sauerstoffbedarfs, kann die Verbrennungstemperatur signifikant reduziert werden. Diese Absenkung der Verbrennungstemperatur spiegelt sich nicht nur in den Stickoxidoemissionen wider, sondern kann auch im Temperaturverlauf vor der Turbine ( $T_{31}$ ) erkannt werden.

Die Erhöhung der Ladungsmasse führt, wie bei der hochdruckseitigen Abgasrückführung unter stöchiometrischer Gemischzusammensetzung, zu einer Entdrosselung des Ansaugsystems. Durch diese Entdrosselung steigt der Druck im Sammler ( $p_{22}$ ) bzw. Saugrohr und bewirkt eine Verminderung der Ladungswechsellarbeit, welche sich positiv auf den effektiven Wirkungsgrad auswirkt.

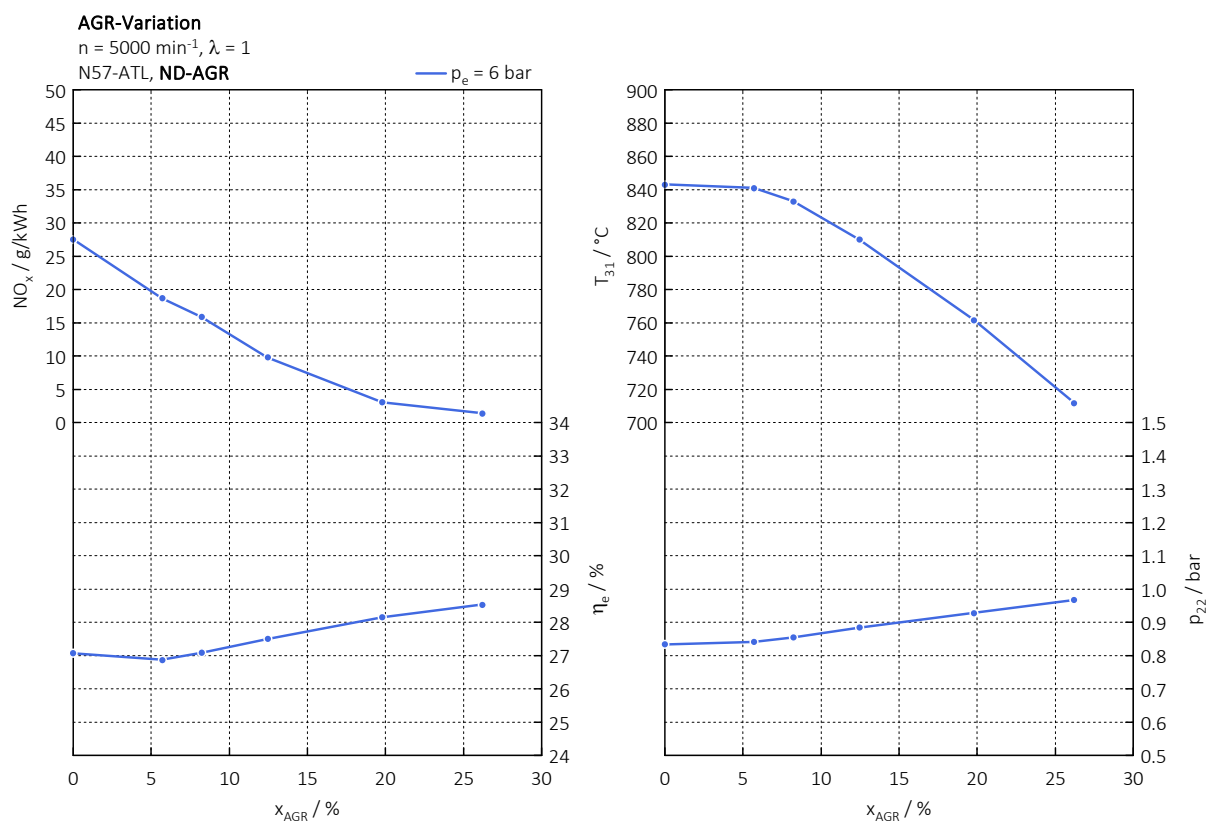


Abbildung 4-13: AGR-Variation bei  $\lambda = 1$  und 5000/6 (ND-AGR)

Ab einer AGR-Rate von etwa 18 % kam es wieder zu einer ausgeprägten Ungleichverteilung zwischen Zylinder 1 und den Zylindern 2 bis 4. Aus diesem Grund wurde für den anschließenden Zündhaken eine AGR-Rate von 18 % gewählt, welche das zulässige Maximum hinsichtlich zylinderindividueller Schwankung bedeutet.

Neben der Wirkungsgradverbesserung aufgrund der Entdrosselung wirkt sich die Abgasrückführung auch positiv auf die Klopfgrenze bei stöchiometrischer Verbrennung aus, wie in Abbildung 4-14 ersichtlich ist. Die hell eingezeichneten Balken entsprechen wieder der jeweiligen Klopfgrenze.

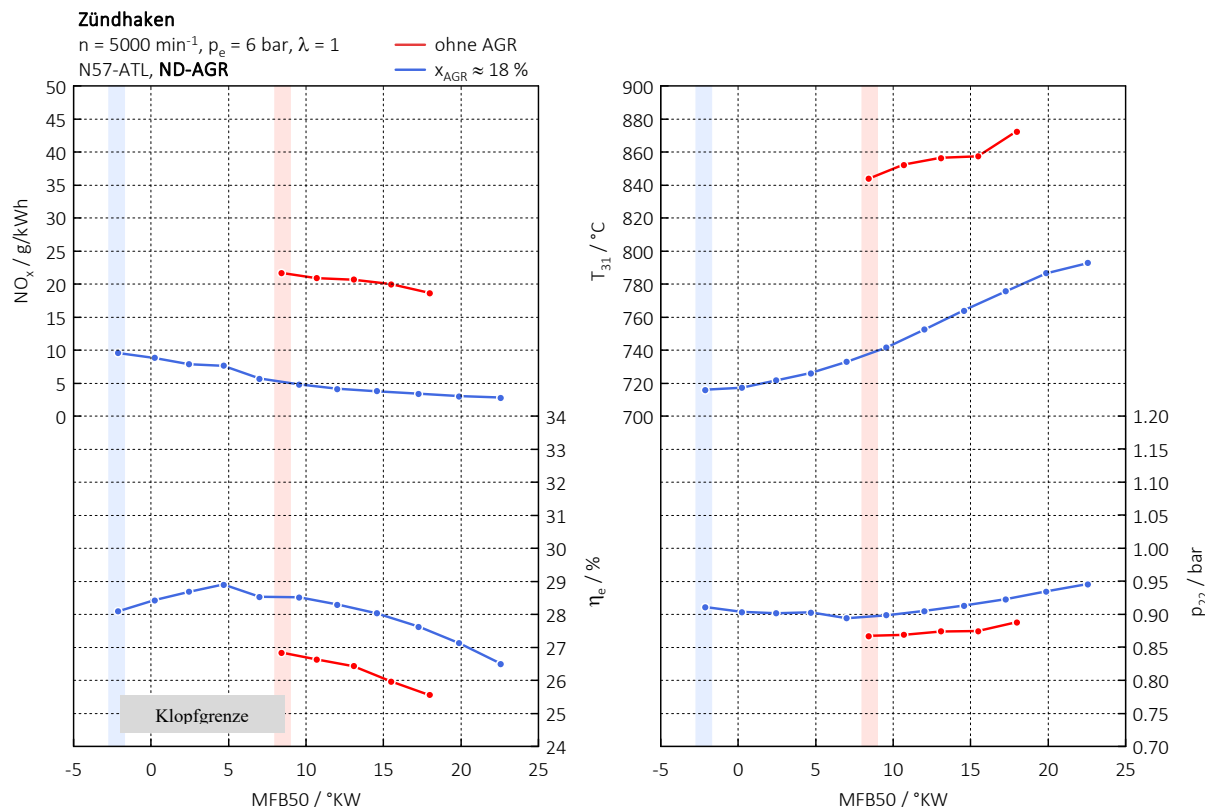


Abbildung 4-14: Zündhaken bei  $\lambda = 1$  und 5000/6, mit und ohne AGR (ND-AGR)

Bedingt durch die Abgasrückführung kommt es zur Absenkung der Verbrennungstemperatur, welche die Verschiebung der Klopfgrenze zu früheren Verbrennungslagen bewirkt. Zusätzlich zu der Wirkungsgradsteigerung aufgrund der Entdrosselung des Ansaugsystems kommt es zu einer Wirkungsgradsteigerung, da die Verbrennung nahe der optimalen Verbrennungslage stattfinden kann. Daraus resultiert eine Erhöhung des maximalen Wirkungsgrades von 2 Prozentpunkten durch die Abgasrückführung im untersuchten Lastpunkt bei stöchiometrischer Gemischzusammensetzung.

Neben dem positiven Einfluss der AGR auf den Wirkungsgrad kam es zudem zur Reduktion des Stickoxidemissionsniveaus um etwa 15 g/kWh. Diese Verbesserungen sehen vielversprechend aus, jedoch im direkten Vergleich mit den Resultaten der sehr mageren Verbrennung fallen die Ergebnisse ernüchternd aus. Im Kapitel 4.5 werden die Ergebnisse der stöchiometrischen und der mageren Verbrennung miteinander verglichen.

Bei der stöchiometrischen Verbrennung ohne Abgasverdünnung kommt es bei einer Drehzahl von  $5000 \text{ min}^{-1}$  ab einem Mitteldruck von 6 bar zu sehr vielen Anomalien. Die Häufigkeit dieser irregulären Verbrennungen nimmt mit steigender Last stark zu. Durch den Einsatz von AGR kann dieser Bereich, indem es verstärkt zu Anomalien kommt, zu höheren Mitteldrücken verschoben werden. In Abbildung 4-15 kann das maximale Potential hinsichtlich Mitteldruck bei stöchiometrischer Verbrennung von Wasserstoff für die untersuchte Verbrennungskraftmaschine erkannt werden. Wie vorher erwähnt stellen die 18 % AGR-Rate

die maximale Rückführrate in diesem Betriebsbereich dar, ohne dass es zu signifikanter Ungleichverteilung kommt. Trotz der hohen Ladungsverdünnung konnte der Mitteldruck nur auf 10 bar gesteigert werden. Dieser Punkt stellt wieder das Limit bezüglich der auftretenden Verbrennungsanomalien dar.

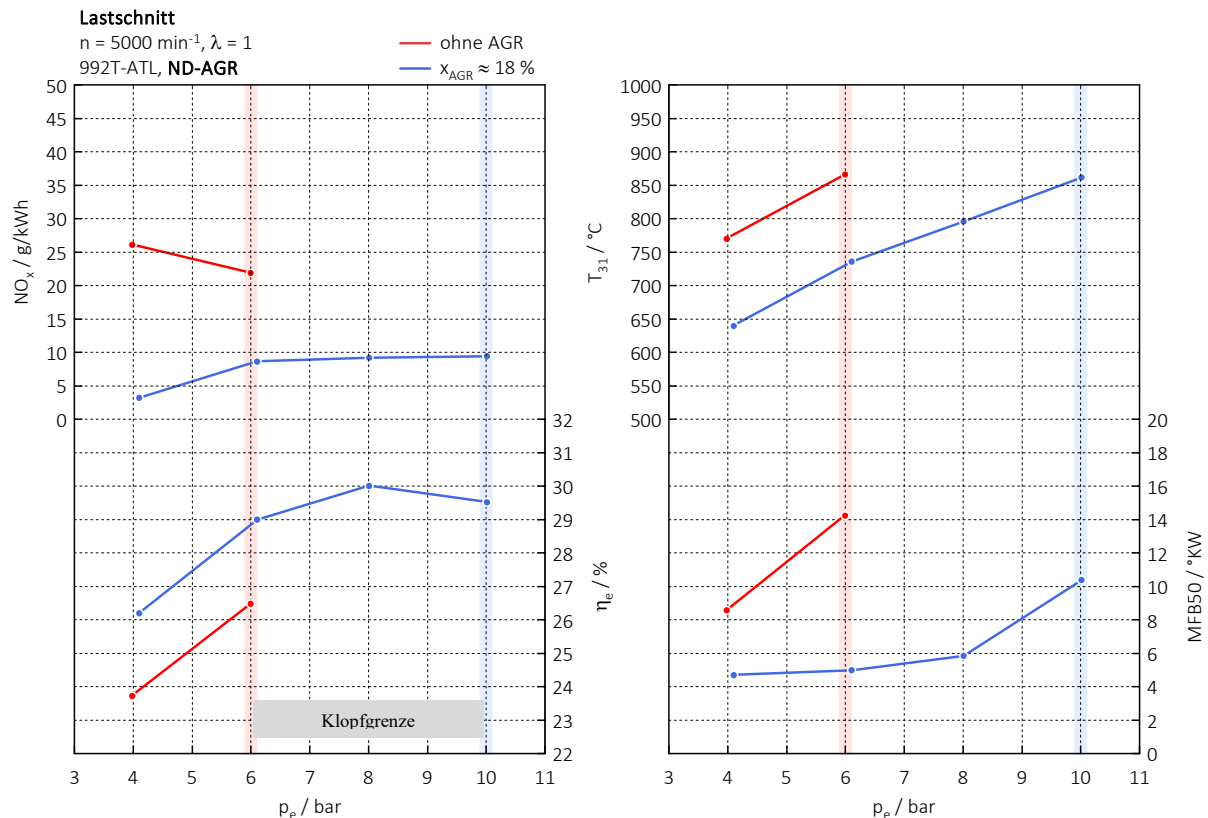


Abbildung 4-15: Lastschnitt bei  $\lambda = 1$  und 5000, mit und ohne AGR (ND-AGR)

Aufgrund der Abgasverdünnung ergeben sich, wie zuvor beschrieben, Vorteile hinsichtlich Stickoxidemissionen und Wirkungsgrad. Im Verlauf des MFB50-Wertes kann erkannt werden, dass der Verbrennungsschwerpunkt durch den Einsatz von AGR wieder zu wirkungsgradgünstigen Bereichen verschoben werden konnte. An den Lastgrenzen, welche durch die auftretenden Verbrennungsanomalien bestimmt werden, betragen die Abgastemperaturen etwa 870 °C. Auch bei anderen Messreihen konnte beobachtet werden, dass die Verbrennungsanomalien stark zunehmen, sobald sich die Abgastemperaturen dem Niveau von 900 °C annähern.

Die an der Lastgrenze, bei einer Drehzahl von  $5000 \text{ min}^{-1}$ , auftretenden Verbrennungsanomalien sind hauptsächlich Vorentflammungen, welche im Anschluss stark klopfend verbrennen. In Abbildung 4-16 ist ein typischer Verbrennungsverlauf einer solchen Verbrennungsanomalie dargestellt. Noch während der Verdichtungsphase beginnt die Zylinderladung ungewollt zu brennen. Der Initiator dieser Entflammung kann nicht genau bestimmt werden. Da die Verbrennungstemperatur des stöchiometrischen Wasserstoff-Luft-Gemischs sehr hoch ist, kann von einer Glühzündung an einem Hot-Spot ausgegangen werden. Die anschließend stark klopfende Verbrennung verstärkt die Neigung zu Vorentflammungen, da die Wärmeübergangszahl und somit die Bauteiltemperatur aufgrund des Klopfvorganges stark ansteigen. Eine Verschiebung des Zündzeitpunktes nach spät zeigte in diesem Lastpunkt keine Wirkung, da das Verbrennungsklopfen aus einer Vorentflammung resultiert. Auch die



Reduktion der Kühlmittelaustrittstemperatur auf 70 °C führte in diesem Lastpunkt zu keiner Verbesserung. Der Lastpunkt 5000/8 wurde nur für die Dauer der Einzelzyklenaufnahme angefahren (150 Verbrennungen pro Einzelzyklenaufnahme), da es zu äußerst vielen Anomalien in allen Zylindern kam.

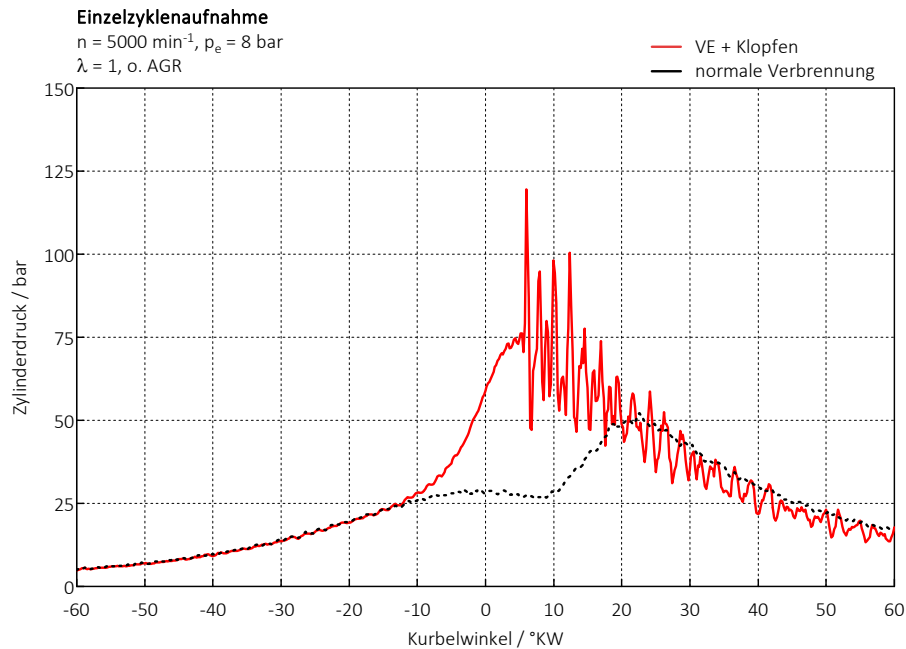


Abbildung 4-16: Verbrennungsanomalie bei 5000/8 ( $\lambda = 1$ , ohne AGR)

An der Lastgrenze der stöchiometrischen Verbrennung mit Abgasrückführung sahen die auftretenden Anomalien ähnlich aus. Die stark klopfenden Verbrennungen wurden wiederum durch Vorentflammungen in der Verdichtungsphase initiiert.



## 4.5 Diskussion der Ergebnisse

In diesem Kapitel werden unter anderem die Ergebnisse der stöchiometrischen mit der mageren Verbrennung verglichen und die Unterschiede im erreichbaren Wirkungsgrad und der Stickoxidrohmissionen anschaulicher präsentiert.

### 4.5.1 Vergleich zwischen stöchiometrischer und magerer Verbrennung

In Abbildung 4-17 sind die Ergebnisse eines Zündhakens (2000/12) bei stöchiometrischer und sehr magerer Verbrennung dargestellt. Das Emissionsniveau bei stöchiometrischer Verbrennung liegt aufgrund der hohen Verbrennungstemperatur extrem hoch. Durch die Rückführung von Abgas können zwar signifikante Verbesserungen bezüglich der Stickoxidrohmissionen erzielt werden, jedoch liegen diese Werte trotz maximal möglicher Abgasverdünnung weit über jenen einer sehr mageren Verbrennung. Im vorliegenden Lastpunkt betragen die  $\text{NO}_x$ -Emissionen der mageren Verbrennung, bei wirkungsgradgünstigster Verbrennungslage, etwa 0.15 g/kWh. Die Stickoxidemissionen der stöchiometrischen Verbrennung mit maximaler Abgasrückführrate sind bei gleicher Verbrennungslage um etwa Faktor 25 höher.

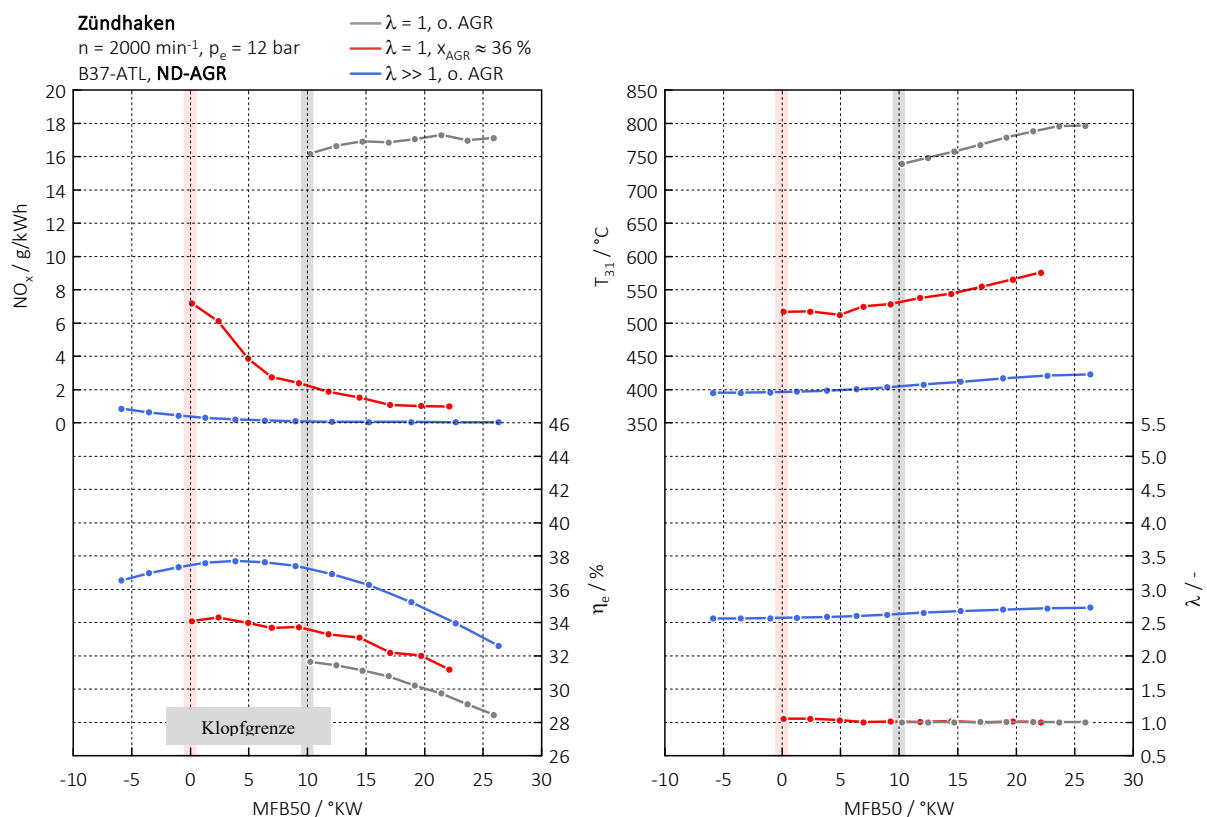


Abbildung 4-17: Zündhaken für den Vergleich der mageren und stöchiometrischen Verbrennung

Die äußerst magere Verbrennung bietet nicht nur in puncto Schadstoffemission große Vorteile, sondern auch im Hinblick auf die erreichbaren Wirkungsgrade. Mittels AGR konnte der

Wirkungsgrad der stöchiometrischen Verbrennung um etwas mehr als 2 Prozentpunkte gesteigert werden. Diese Verbesserung ergibt sich einerseits aus der Verschiebung der Klopfgrenze, da die Verbrennung nahe der optimalen Schwerpunktlage stattfinden kann und andererseits aus der Senkung der Verbrennungstemperatur. Eine reduzierte Verbrennungstemperatur wirkt sich positiv auf die Wandwärmeverluste aus. Dennoch liegt der erzielte Wirkungsgrad der stöchiometrischen Verbrennung, trotz maximaler AGR, um fast 4 Prozentpunkte unter jener der mageren Verbrennung.

Bei der mageren Verbrennung von Wasserstoff treten auch bei sehr frühen Verbrennungsschwerpunkten keine Verbrennungsanomalien wie Klopfen auf. Dies ermöglicht eine Umsetzung bei wirkungsgradgünstigen Verbrennungslagen. Die Verschiebung der Verbrennung zu späteren Bereichen kann verwendet werden, um die Stickoxidemissionen unterhalb eines bestimmten Grenzwertes zu halten. Dieser Einfluss des Zündzeitpunktes, sprich Verbrennungslage, auf die Schadstoffemissionen kann ebenso in Abbildung 4-17 erkannt werden. Je früher die Verbrennung stattfindet, desto höher sind die auftretenden Spitzentemperaturen im Brennraum, welche zur Stickoxidbildung führen.

#### **4.5.2 Wirkung der AGR auf die stöchiometrische Verbrennung**

Durch den Einsatz von AGR konnten in allen untersuchten Kennfeldbereichen deutliche Vorteile für die stöchiometrische Wasserstoff-Verbrennung festgestellt werden. Aufgrund der Erhöhung des Anteils an inertem Gas kommt es zu einer Ladungsverdünnung. Somit muss der VKM, bei konstanter Einblasemasse, eine gesteigerte Ladungsmasse zugeführt werden, um den Sauerstoffbedarf decken zu können. Diese gesteigerte Zylinderladung geht mit der Absenkung der Verbrennungstemperatur und einer Entdrosselung des Ansaugsystems einher. Des Weiteren kommt es zur Verlängerung der Brenndauer bei Steigerung der AGR-Rate, was ebenso die maximale Verbrennungstemperatur absenkt. Aufgrund dieser Reduktion der Verbrennungstemperatur kommt es zu einer deutlichen Abnahme hinsichtlich der Stickoxidrohmissionen und die Klopfgrenze verschiebt sich zu früheren Verbrennungslagen, was sich positiv auf den Wirkungsgrad auswirkt. Neben der Verschiebung der Klopfgrenze wird der Wirkungsgrad durch die genannte Entdrosselung des Ansaugsystems gesteigert. Zusätzlich wirkt sich die über der AGR-Rate steigende spezifische Wärmekapazität der Frischladung positiv auf die Verbrennungstemperatur aus. Das Limit der Ladungsverdünnung mittels AGR stellt die zunehmende Ungleichverteilung dar, welche vermutlich aus dem Eintrag von Kondensat aus dem Ladeluftkühler resultiert. Diese Ungleichverteilung konnte vor allem bei den Messreihen mit einer ND-AGR festgestellt werden.

#### **4.5.3 Wirkung der AGR auf die magere Verbrennung**

Bei stöchiometrischer Verbrennung konnten durch den Einsatz der AGR signifikante Verbesserungen bezüglich Stickoxidemissionen und Wirkungsgrad erreicht werden. Diese positiven Auswirkungen konnten bei einer mageren Verbrennung nicht gemessen werden. Eine Erhöhung der AGR-Rate führte in allen Messreihen zu einer Erhöhung der Schadstoffemissionen. Einzig der Wirkungsgrad konnte bei der HD-AGR um einige Zehntel Prozentpunkte gesteigert werden. Dies ist hauptsächlich auf eine Reduktion der Ladungswechselverluste zurückzuführen.

Die weiten Zündgrenzen des Wasserstoffs ermöglichen einen qualitätsgeregelten Motorbetrieb mit homogener Gemischzusammensetzung. Damit ein möglichst niedriges  $\text{NO}_x$ -

Emissionsniveau erreicht wird, muss dem Zylinder ausreichend viel Luft zugeführt werden. Um dies zu erreichen, wurde in allen Messpunkten eine optimale Aufladung durch die Verwendung eines VTG-Turboladers angestrebt. Die optimale Einstellung wird bei maximalem Verbrennungsluftverhältnis ohne Wirkungsgradeinbußen durch ein Versperren des Abgasstrangs erreicht. Aufgrund des möglichst hohen Luftüberschusses verbrennt das homogene Wasserstoff-Luft-Gemisch unter minimaler Schadstoffbildung. Neben der Steigerung der Ladungsmasse führt auch eine Erhöhung der spezifischen Wärmekapazität der Frischladung zu einer Absenkung der Verbrennungstemperatur. Diese Steigerung der spezifischen Wärmekapazität wird durch den Wasserdampfgehalt in der AGR erreicht. In Abbildung 4-18 kann der prozentuale Faktor der Veränderung der spezifischen Wärmekapazität über der AGR-Rate für verschiedene Verbrennungsluftverhältnisse entnommen werden. Je höher das Verbrennungsluftverhältnis, desto geringer fällt die theoretische Steigerung aus.

Durch die Erhöhung der AGR-Rate konnte eine Reduktion im erreichbaren Ladedruck festgestellt werden. Dieser Trend wurde bei allen AGR-Varianten (HD V1, HD V2 und ND) gemessen und kann in den Abbildungen 4-4, 4-7, und 4-10 erkannt werden. Aufgrund des über der AGR-Rate abnehmenden Ladedrucks wird der VKM weniger Ladungsmasse zugeführt und der positive Einfluss einer steigenden spezifischen Wärmekapazität kann anhand der Stickoxidemissionen nicht beobachtet werden, da sich die Reduktion hinsichtlich der Masse der Frischladung stärker auswirkt.

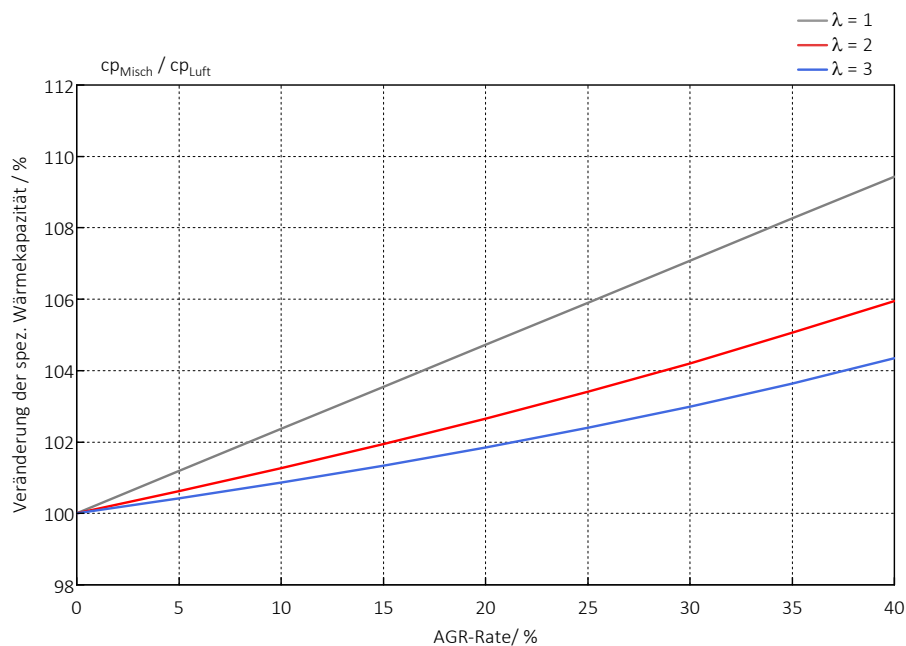


Abbildung 4-18: Veränderung der spezifischen Wärmekapazität über der AGR-Rate

Neben der Steigerung der spezifischen Wärmekapazität hat die Abgasrückführung weitere Vorteile, welche bei anderen Brennverfahren genutzt werden. Vor allem bei Dieselmotoren, bei denen der Kraftstoff nicht-vorgemischt vorliegt, wird die Abgasrückführung als innermotorische Maßnahme zur Senkung der  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen verwendet. Ebenso ist das Luftverhältnis wie bei der mageren Wasserstoffverbrennung stets größer Eins. Bei magerer, homogener Gemischzusammensetzung wirkt die Abgasrückführung jedoch nicht wie bei einer nicht-vorgemischten Verbrennung. Um bei der nicht-vorgemischten Verbrennung mit AGR den Sauerstoffbedarf decken zu können, muss die Flamme eine größere Ladungsmasse erfassen als ohne AGR. Somit sinkt zum einen die Verbrennungsgeschwindigkeit und zum anderen die Gastemperatur, da die Flamme eine größere Ladungsmenge erwärmt. Beide Mechanismen führen zu einer Reduktion der Verbrennungstemperatur welche mit einer Senkung der  $\text{NO}_x$ -

Rohemission einhergeht. Die Brenngeschwindigkeit bleibt bei homogener, magerer Gemischbildung über der AGR-Rate hingegen konstant. In Abbildung 4-12 sind die Heizverläufe der einzelnen Zylinder für verschiedene Rückföhraten dargestellt. Einzig Zylinder eins brennt aufgrund des zunehmenden Eintrags von Kondenswasser langsamer. Alle anderen Zylinder weisen einen, zum Messpunkt ohne AGR, nahezu unveränderten Heizverlauf auf. Die von der Flamme erfasste Ladungsmasse bleibt bei homogener Gemischbildung naturgemäß konstant, sofern sich die Ladungsmenge nicht verändert.

Aus diesen Zusammenhängen folgt, dass bei magerer, homogener Gemischbildung einzig die potentielle Steigerung der spezifischen Wärmekapazität zur Reduktion der Stickoxidemissionen führen kann. Da sich jedoch die Abnahme des Ladedrucks stärker auswirkt, stellt die magerst mögliche Verbrennung ohne AGR den günstigsten Betriebszustand dar.

#### 4.5.4 Leistungsgrenzen für die stöchiometrische und magere Verbrennung

Das Limit bei stöchiometrischer und magerer Verbrennung hinsichtlich erreichbaren Mitteldrücken bzw. spezifischer Leistung wird durch Verbrennungsanomalien bestimmt. In Abbildung 4-19 sind die Vollastlinien für die stöchiometrische und magere Verbrennung ohne AGR dargestellt.

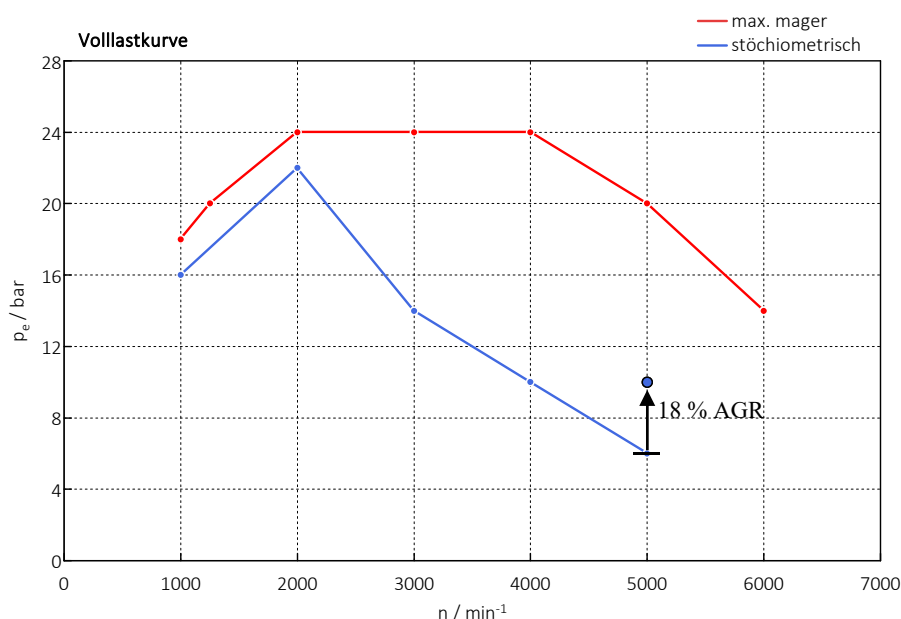


Abbildung 4-19: Vollastkurve bei stöchiometrischer und magerer Verbrennung

Bei der Verbrennung ohne Luftüberschuss kommt es zu sehr hohen Verbrennungstemperaturen, welche in Kombination mit der geringen erforderlichen Zündenergie des Wasserstoff-Luft-Gemischs die Vorentflammungsneigung verstärken. Die Frischladung wird noch während der Kompressionsphase entzündet und verbrennt anschließend stark klopfend. Eine rein klopfende Verbrennung konnte am Prüfstand selten festgestellt werden. Meist wurde das Klopfen durch eine Vorentzündung initiiert. Das Potential einer Abgasrückführung auf die Steigerung des erreichbaren Mitteldrucks bei stöchiometrischer Verbrennung wurde bei einer Drehzahl von

5000 min<sup>-1</sup> mit maximaler AGR-Verdünnung untersucht. Durch diese Maßnahme konnte der darstellbare Mitteldruck von 6 bar auf 10 bar erhöht werden, was jedoch im direkten Vergleich mit der mageren Verbrennung äußerst wenig ist. Bei magerer Verbrennung konnte bei gleicher Drehzahl ein effektiver Mitteldruck von 20 bar erreicht werden, was der doppelten Leistung entspricht. Im Lastpunkt 5000/10, welcher das Limit für die stöchiometrische Verbrennung darstellt, lagen die Stickoxidrohmissionen der mageren Verbrennung deutlich unter 0.1 g/kWh. Der Vorteil einer stöchiometrischen Verbrennung hinsichtlich Abgasnachbehandlung kann somit nicht ausgespielt werden, da im selben Lastpunkt bei magerer Verbrennung auf eine Abgasnachbehandlung gänzlich verzichtet werden kann.

Aufgrund der weiten Zündgrenzen des Wasserstoffs kann ein qualitätsgeregelter Motorbetrieb mit homogener Gemischbildung im gesamten Motorkennfeld stattfinden. Die Laststeigerung wird durch Erhöhung der Einblasemasse realisiert. Dies führt zu einer Steigerung der Verbrennungstemperatur und zu höheren Abgasenthalpien, was wiederum den Aufladegrad positiv beeinflusst. Die Abnahme des Verbrennungsluftverhältnisses in Abhängigkeit des effektiven Mitteldrucks wird in Abbildung 4-20 für verschiedene Drehzahlen aufgezeigt.

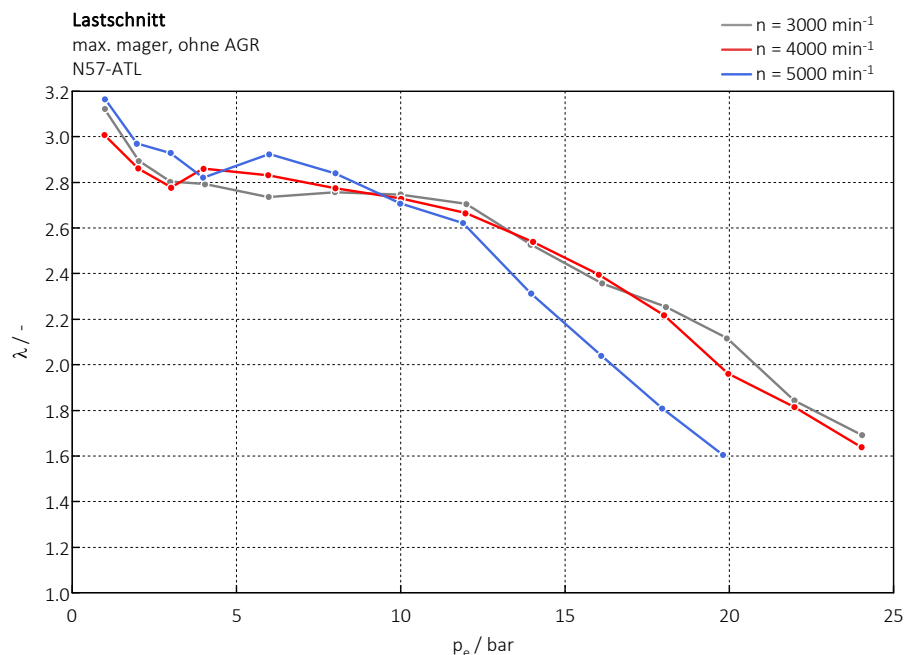


Abbildung 4-20: Luftverhältnis als Funktion des Mitteldrucks für den großen VTG-ATL

Die dargestellten Kurven sind Lastschnitte, bei unterschiedlichen Drehzahlen, von Niedriglast bis zur Volllast. Ab einem Mitteldruck von ca. 12 bar nimmt der erreichbare Luftüberschuss linear ab. Mit abnehmendem Verbrennungsluftverhältnis nimmt jedoch die Neigung zu irregulären Verbrennungen zu. Ein Lambda von etwa 1.6 stellt das Limit einer mageren Verbrennung, hinsichtlich Vorentflammungen, dar. Wurde das Luftverhältnis von 1.6 am Prüfstand unterschritten, kam es bei hohen Mitteldrücken zu sehr vielen Verbrennungsanomalien und der Betriebspunkt war nicht darstellbar.

Im Lastbereich von 4 bar bis 12 bar könnte, aufgrund von Reserven in der Aufladung, ein höheres Verbrennungsluftverhältnis erreicht werden. Dies wird jedoch nicht benötigt, da die Verbrennungstemperatur bereits unterhalb der NO<sub>x</sub>-Bildungstemperatur liegt. Eine Steigerung des Verbrennungsluftverhältnisses wirkt sich in diesem Bereich sogar negativ auf den

effektiven Wirkungsgrad (aufgrund hoher Ladungswechselverluste) und den COV-Wert des indizierten Mitteldrucks aus.

Für Mitteldrücke unter 4 bar kann durch geringfügiges Androsseln mittels Drosselklappe das Wasserstoff-Brennverfahren positiv beeinflusst werden. Durch diese Maßnahme werden die Brenndauer und der COV-Wert verringert.

Subjektiv konnte am Prüfstand festgestellt werden, dass sich bei stöchiometrischer Verbrennung die Grenze hinsichtlich Verbrennungsanomalien ankündigt. Durch die Erhöhung der Last oder der Frühverstellung des Zündzeitpunktes nimmt die Häufigkeit und Intensität der Verbrennungsanomalien sukzessiv zu. Hingegen kommt es bei magerer Verbrennung zu starken Verbrennungsanomalien die plötzlich auftreten. Nähert sich das Verbrennungsluftverhältnis unter hoher Last der zuvor beschriebenen Lambda-Werte, nimmt die Häufigkeit der Anomalien zu. Die Stärke der Anomalie bleibt hingegen annähernd konstant. Das bedeutet, dass bei magerer Verbrennung eine handelsübliche Klopfregelung, welche bei Ottomotoren eingesetzt wird, nur sehr bedingt verwendet werden kann, da die Verbrennungsanomalien meist von Vorentflammungen ausgehen und oftmals ohne Ankündigung auftreten. In Abbildung 4-21 ist eine Vorentflammung mit stark klopfender Verbrennung am Volllastpunkt des untersuchten Versuchsträgers bei magerer Gemischzusammensetzung dargestellt. Der auftretende Spitzendruck ist etwa doppelt so hoch wie bei normaler Verbrennung, was zu höchsten mechanischen Beanspruchungen des Kurbeltriebs führt. Neben den erhöhten mechanischen Belastungen steigt infolge der stark klopfenden Verbrennung auch die thermische Belastung der im Brennraum befindlichen Komponenten.

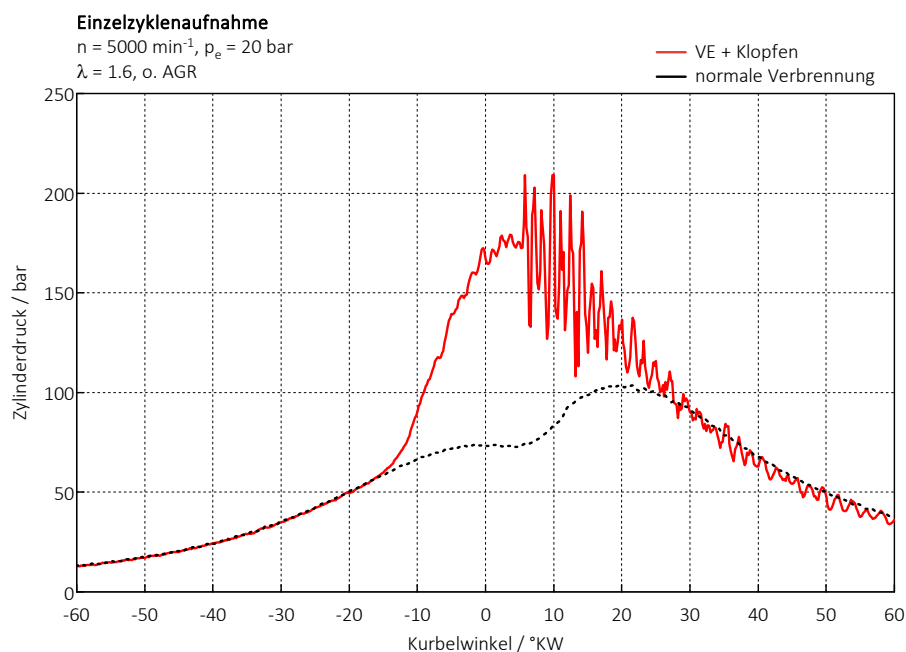


Abbildung 4-21: Auftretende Verbrennungsanomalie bei 5000/20 (mager, ohne AGR)

## 5 Schlussfolgerungen und Ausblick

Die beiden untersuchten Zündkerzen von Bosch (ZLR 07MTE) und NGK (R2556G-10) erwiesen sich beide gleichermaßen für das Wasserstoff-Brennverfahren geeignet. Ein Einfluss auf die Verbrennung bedingt durch die Unterschiede in Aufbau, Funkenlage und Funkenstrecke konnte nicht gemessen werden. Sowohl die „langsamen“ Messdaten wie Stickoxidemissionen und Wirkungsgrad, als auch die „schnellen“ Indizierdaten wie Zylinderdruck- und Heizverlauf stimmen sehr gut überein. Nicht nur die Messdaten, sondern auch der subjektive Eindruck am Prüfstand, welcher zur Abschätzung der Klopfhäufigkeit und Intensität der Ereignisse wichtig ist, stimmt mit diesen Ergebnissen überein.

Mittels hochdruck- als auch niederdruckseitiger Abgasrückführung konnten signifikante Verbesserungen für die stöchiometrische Verbrennung von Wasserstoff erreicht werden. Das Limit der Verdünnung stellt die zunehmende Ungleichverteilung zwischen den Zylindern dar und könnte wahrscheinlich durch ein angepasstes Saugrohr-Design optimiert werden. Die Ladungsverdünnung führte bei einer Drehzahl von  $5000 \text{ min}^{-1}$  zu einer Anhebung der Lastgrenze. Trotzdem ist der erreichbare Mitteldruck im Vergleich zur mageren Verbrennung nur circa halb so hoch, da die Verbrennungsanomalien mit steigender Leistung massiv zunehmen. Auch die erzielbaren Stickoxidemissionswerte liegen trotz hoher AGR-Rate weit über dem Niveau einer mageren Verbrennung. Der Vorteil der stöchiometrischen Verbrennung hinsichtlich Abgasnachbehandlung mittels Drei-Wege-Katalysator kann nicht ausgespielt werden, da im selben Lastpunkt bei magerer Verbrennung gänzlich auf eine Abgasnachbehandlung verzichtet werden kann.

Die Abgasrückführung bewirkte bei magerer Wasserstoff-Verbrennung keine nennenswerten Vorteile. Einzig der Wirkungsgrad konnte bei HD-AGR um einige Zehntel Prozentpunkte gesteigert werden. Der „magerst“ mögliche Betrieb führt bei Lastpunkten, in denen bereits Stickoxidbildung vorliegt, zu den günstigsten Resultaten hinsichtlich Wirkungsgrad und Stickoxidemission. Sowohl eine hochdruck- als auch niederdruckseitige Abgasrückführung resultierten in einem Anstieg der Stickoxidemissionen.

Eine stöchiometrische Wasserstoffverbrennung wird als nicht serientauglich erachtet, da die erreichbare spezifische Leistung aufgrund der auftretenden Verbrennungsanomalien stark limitiert ist. Die bevorzugte Betriebsstrategie eines Wasserstoffverbrennungsmotors für den Antrieb von Pkw und leichten Nfz stellt die sehr magere Verbrennung ohne Abgasrückführung dar. Die magere Verbrennung in Kombination mit innerer Gemischbildung und VTG-Abgasturboaufladung ermöglicht hohe Leistungsdichten bei niedrigsten Schadstoffrohmissionen. Um diese hohen Anforderungen an das Aufladesystem auch im transienten Motorbetrieb erfüllen zu können sind jedoch entsprechende Maßnahmen notwendig. Ein hybridisierter Antriebsstrang oder eine elektrisch unterstützte Aufladung könnten mögliche Lösungsansätze für schnelle Lastwechsel sein.

Die Ergebnisse dieser Arbeit basieren auf einer homogenen Gemischzusammensetzung zum Zündzeitpunkt, da der Öffnungsquerschnitt des verwendeten DI-Injektors für eine Schichtladung zu gering ist. Derzeit gibt es am Markt keinen DI-Injektor, welcher speziell für den Wasserstoffbetrieb entwickelt wurde. Bei einer geschichteten Ladungszusammensetzung zum Zündzeitpunkt herrschen geänderte Randbedingungen, sodass sich hier eine AGR positiv hinsichtlich Stickoxidreduktion auswirken könnte.

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1-1: a) CO <sub>2</sub> -Konzentration [18] und b) globale Temperaturänderung [16] über der Zeit .....	1
Abbildung 2-1: Verschiedene Produktionspfade von Wasserstoff [1].....	3
Abbildung 2-2: Wasserstoff-Trailer Konzepte [27] .....	5
Abbildung 2-3: Wasserstoff-Pipelines nach Ländern [12].....	6
Abbildung 2-4: Speicherdichten verschiedener Zustände [6],[17] .....	7
Abbildung 2-5: Druckspeicher Pkw [15] .....	8
Abbildung 2-6: Volllastpotential von Wasserstoff-Gemischbildungsverfahren [9] .....	13
Abbildung 2-7: Wärmeübergangszahlen für verschiedene Brennverfahren [29] .....	13
Abbildung 2-8: Einfluss von Lambda und der Gemischhomogenisierung auf die NO <sub>x</sub> -Rohemissionen [10].....	14
Abbildung 2-9: Einfluss des Einblasebeginns auf die NO <sub>x</sub> -Rohemissionen [7].....	15
Abbildung 2-10: Idealisierte Zylinderfüllung .....	19
Abbildung 2-11: Messstellen für die AGR-Raten Berechnung .....	20
Abbildung 3-1: Vergleich der verwendeten Zündkerzen.....	23
Abbildung 3-2: Prüfstandsaufbau.....	25
Abbildung 3-3: Messstellenübersicht (Variante mit HD-AGR) .....	27
Abbildung 3-4: Wasserstoff-Versorgungsschema .....	28
Abbildung 3-5: HD-AGR-Entnahmestelle.....	30
Abbildung 3-6: HD-AGR-Aufbau (V1).....	31
Abbildung 3-7: HD-AGR-Aufbau (V2).....	32
Abbildung 3-8: ND-AGR-Aufbau .....	34
Abbildung 3-9: Breitbandlamdasonden zur Messung der Sauerstoffkonzentration .....	35
Abbildung 4-1: Messpunkte der AGR-Untersuchungen.....	37
Abbildung 4-2: Zündhaken 3000/22 (links) sowie Zylinderdruck- und Heizverlauf für 3000/22 (rechts).....	38
Abbildung 4-3: Zündhaken 2000/12 (links) sowie Zylinderdruck- und Heizverlauf für 2000/12 (rechts).....	39
Abbildung 4-4: AGR-Variation 2000/6 und 2000/14 (HD-AGR V1) .....	40
Abbildung 4-5: AGR-Variation bei $\lambda = 1$ für 2000/6 und 2000/10 (HD-AGR V1) .....	41
Abbildung 4-6: Heizverläufe für unterschiedliche Rückföhrdaten bei $\lambda = 1$ (jeweils alle 4 Zylinder).....	42
Abbildung 4-7: AGR-Variation 2000/6, 2000/12 und 2000/16 (HD-AGR V2).....	43
Abbildung 4-8: Zündhaken 2000/12, mit und ohne AGR (HD-AGR V2).....	44
Abbildung 4-9: Lastschnitt 2000, mit und ohne AGR (ND-AGR).....	45



Abbildung 4-10: ND-AGR-Variationen 2000/6, 2000/12 und 5000/14 .....	46
Abbildung 4-11: Ein- und Austrittstemperaturen des AGR-Kühlers über der AGR-Rate .....	47
Abbildung 4-12: Heizverläufe von Zylinder 1 bis 4 bei Steigerung der AGR-Rate.....	48
Abbildung 4-13: AGR-Variation bei $\lambda = 1$ und 5000/6 (ND-AGR) .....	49
Abbildung 4-14: Zündhaken bei $\lambda = 1$ und 5000/6, mit und ohne AGR (ND-AGR) .....	50
Abbildung 4-15: Lastschnitt bei $\lambda = 1$ und 5000, mit und ohne AGR (ND-AGR).....	51
Abbildung 4-16: Verbrennungsanomalie bei 5000/8 ( $\lambda = 1$ , ohne AGR).....	52
Abbildung 4-17: Zündhaken für den Vergleich der mageren und stöchiometrischen Verbrennung.....	53
Abbildung 4-18: Veränderung der spezifischen Wärmekapazität über der AGR-Rate .....	55
Abbildung 4-19: Volllastkurve bei stöchiometrischer und magerer Verbrennung .....	56
Abbildung 4-20: Luftverhältnis als Funktion des Mitteldrucks für den großen VTG-ATL ....	57
Abbildung 4-21: Auftretende Verbrennungsanomalie bei 5000/20 (mager, ohne AGR).....	58
Abbildung 0-1: Kondensationstemperatur $f(p, \lambda, x_{AGR})$ .....	65
Abbildung 0-2: Messstellen für die AGR-Raten Berechnung .....	66

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 2-1: Vergleich der mittels LKW transportierbaren Energiemenge .....	5
Tabelle 2-2: Stoffkennwerte verschiedener Kraftstoffe .....	10
Tabelle 3-1: Technische Daten des Versuchsmotors .....	22
Tabelle 3-2: Verwendete Abgasturbolader .....	24
Tabelle 4-1: AGR-Übersicht .....	37

## Literaturverzeichnis

- [1] Adolf, J.; Balzer, C.H.; Louis, J.; Schabla, U.; Fishedick, M.; Arnold, K.; Pastowski, A.; Schüwer, D.: Shell Wasserstoff-Studie. Energie der Zukunft?. Shell Deutschland Oil GmbH, 2017
- [2] Almbauer, R.; Lang, M.: Höhere Thermodynamik. Vorlesungsskript, Technische Universität Graz, 2019
- [3] Berckmüller, M.; Rottengruber, H.; Eder, A.; Brehm, N.; Elsässer, G.; Müller-Alander, G.; Schwarz, C.: Potentials of a Charged SI-Hydrogen Engine. SAE-Paper 2003-01-3210, 2003
- [4] Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und nukleare Sicherheit (BMU): Klimaschutz in Zahlen. 2019
- [5] Eichlseder, H.: Kolbenmaschinen. Vorlesungsskript, Technische Universität Graz, 2014
- [6] Eichlseder, H.; Klell, M.; Trattner, A.: Wasserstoff in der Fahrzeugtechnik. Erzeugung, Speicherung und Anwendung. 4. Auflage, Vieweg+Teubner Verlag Wiesbaden, ISBN 978-3-658-20447-1, 2017
- [7] Eichlseder, H.; Wallner, T.; Freymann, R.; Ringer, J.: The Potential of Hydrogen Internal Combustion Engines in a Future Mobility Scenario. SAE Paper 2003-01-2267, 2003
- [8] Fouquet, M.C.T.: Niedrigstmissionskonzept für einen wasserstoffbetriebenen Verbrennungsmotor. Dissertation, Technische Universität München, 2011
- [9] Gerbig, F.; Heller, K.; Ringler, J.; Eichlseder, H.; Grabner, P.: Innovative Brennverfahrenskonzepte für Wasserstoffmotoren. 11. Tagung - Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors - Graz, 2007
- [10] Grabner, P.; Schaffer, K.: Wasserstoff-Verbrennungsmotor. Entwicklungsgeschichte und aktueller Stand. ÖVK-Vortrag, 4. März 2020
- [11] Heikes, H.: System- und Komponentenanalyse für hohen thermodynamischen Wirkungsgrad beim Ottomotor. Dissertation, Technische Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig, 2014
- [12] Hydrogen Analysis Resource Center HyARC, <https://h2tools.org/hyarc> [10.11.2020]
- [13] Joos, F.: Technische Verbrennung. Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, ISBN-10 3-540-34333-4, 2006

- [14] Koch, D.T.; Sousa, A.; Bertram, D.: H2-Engine Operation with EGR Achieving High Power and High Efficiency Emission-Free Combustion. SAE Paper 2019-01-2178, 2019
- [15] Luef, R.; Heher, P.; Hepp, C.; Schaffer, K.; Sporer, H.; Eichlseder, H.: Konzeption und Entwicklung eines Wasserstoff- / Benzin-Motors für den Rennsport. 8. Tagung - Gasfahrzeuge - Stuttgart, 2013
- [16] National Aeronautics and Space Administration NASA, Goddard Institute for Space Studies (GISS), <https://climate.nasa.gov/vital-signs/global-temperature/> [10.11.2020]
- [17] National Institute of Standards and Technology NIST, NIST Chemistry WebBook, <https://webbook.nist.gov/chemistry/> [06.10.2020]
- [18] National Oceanic and Atmospheric Administration NOAA, NOAA ESRL DATA, <https://esrl.noaa.gov/gmd/ccgg/trends/> [10.11.2020]
- [19] Pauer, T.; Weller, H.; Schünemann, E.; Eichlseder, H.; Grabner, P.; Schaffer, K.: H<sub>2</sub> ICE für zukünftige PKWs und leichte Nutzfahrzeuge. 41. Internationales Wiener Motorensymposium, 2020
- [20] Pfeiffer, U.; Lübken, N.: Klimaschutz im Luftverkehr. Bundesverband der Deutschen Luftverkehrswirtschaft e. V., 2019
- [21] Pischinger, R.; Klell, M.; Sams, T.: Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine. 3. Auflage, Springer-Verlag Wien New York, ISBN 978-3211-99276-0, 2009
- [22] Salchenegger, S.: Emissionen von Wasserstofffahrzeugen. Umweltbundesamt GmbH Wien, ISBN 3-85457-811-3, 2006
- [23] Schneider, A.; Cyrus, J.; Breitner, S.; Kraus, U.; Peters, A.; Diegmann, V.; Neuhäuserer, L.: Quantifizierung von umweltbedingten Krankheitslasten aufgrund der Stickstoffdioxid-Exposition in Deutschland. Umweltbundesamt Dessau-Roßlau, 2018
- [24] Spuller, C.: Dieselmotorenverfahren mit Wasserstoff für PKW-Anwendungen. Dissertation, Technische Universität Graz, 2011
- [25] Töpler, J.; Lehmann, J.: Wasserstoff und Brennstoffzelle. 3. Auflage, Springer-Verlag GmbH Deutschland, ISBN 978-3-662-53360-4, 2017
- [26] Wallner, T.; Scarcelli, R.; Nande, A.M.; Naber, J.D.: Assessment of Multiple Injection Strategies in a Direct-Injection Hydrogen Research Engine. SAE Paper 2009-01-1920, 2009
- [27] Warnecke, W.; Adolf, J.; Karzel, P.; Kolbeck, A.; van der Made, A.; Müller-Belau, J.; Powell, J.; Wilbrand, K.; Zimmermann, L.; Sens, L.; Neuling, U.; Kaltschmitt, M.: ON ROUTE TO CO<sub>2</sub>-FREE FUELS. 41. Internationales Wiener Motorensymposium, 2020

- [28] White, C.M.; Steeper, R.R.; Lutz A.E.: The hydrogen-fueled internal combustion engine: a technical review. *International Journal of Hydrogen Energy* 31 1292-1305, 2006
- [29] Wimmer, A.; Wallner, T.; Ringler, J.; Gerbig, F.: H<sub>2</sub>-Direct Injection – A Highly Promising Combustion Concept. *SAE Paper 2005-01-0108*, 2005
- [30] Yip, H.L.; Srna, A.; Yuen, A.C.Y.; Kook, S.; Taylor, R.A.; Yeoh, G.H.; Medwell, P.R.; Chan, Q.N.: A Review of Hydrogen Direct Injection for Internal Combustion Engines: Towards Carbon-Free Combustion. *Applied Sciences*. 2019, 9, 4842
- [31] Zechmeister, A.: Klimaschutzbericht 2020. Umweltbundesamt GmbH Wien, ISBN 978-3-99004-558-9, 2020
- [32] Zentrum Wasserstoff.Bayern (H<sub>2</sub>.B): Positionspapier des Wasserstoffbündnis Bayern zur bayerischen Wasserstoffwirtschaft. 2020

## Anhang

### Kondensationstemperatur

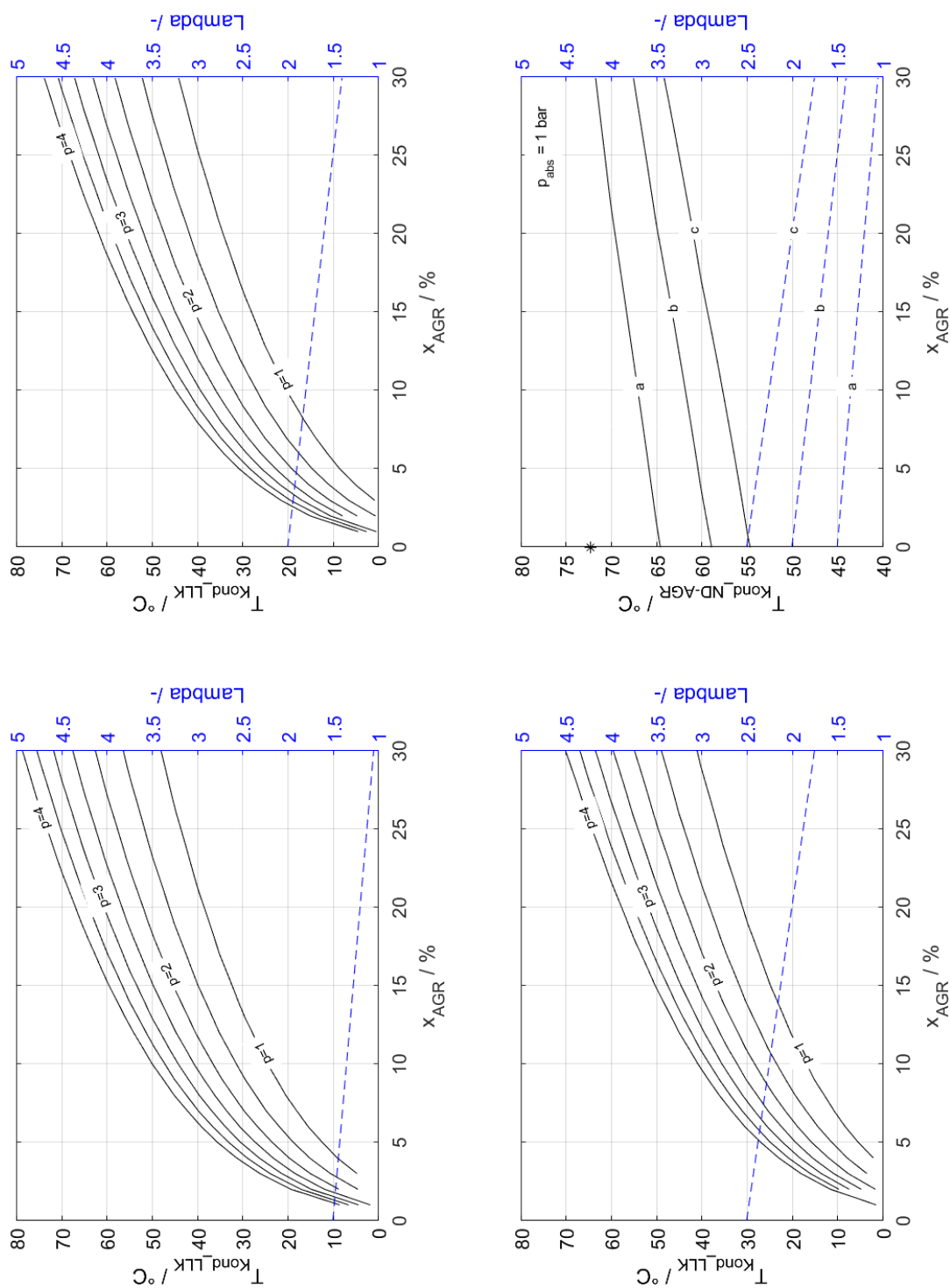
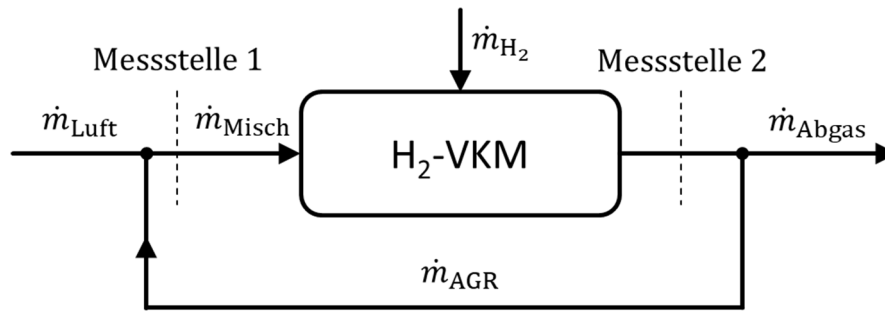


Abbildung 0-1: Kondensationstemperatur  $f(p, \lambda, x_{\text{AGR}})$

## Herleitung der Formel zur Berechnung der AGR-Rate



Misch	Mischluft (Frischlufte + AGR)
Luft	Frischlufte
AGR	Abgasrückführung, Zusammensetzung wie Abgas

Abbildung 0-2: Messstellen für die AGR-Raten Berechnung

$$x_{AGR} = \frac{\dot{m}_{AGR}}{\dot{m}_L + \dot{m}_{AGR}}$$

$$\dot{m}_{Misch} = \dot{m}_{Luft} + \dot{m}_{AGR}$$

$$\dot{m}_{O_2\_Misch} = \dot{m}_{O_2\_Luft} + \dot{m}_{O_2\_AGR}$$

$$\dot{m}_{O_2\_Misch} = \dot{m}_{Misch} \cdot x_{O_2\_Misch}$$

$$(\dot{m}_{Luft} + \dot{m}_{AGR}) \cdot x_{O_2\_Misch} = \dot{m}_{Luft} \cdot x_{O_2\_Luft} + \dot{m}_{AGR} \cdot x_{O_2\_AGR}$$

Umformen auf:

$$\dot{m}_{AGR} \cdot x_{O_2\_AGR} = (\dot{m}_{Luft} + \dot{m}_{AGR}) \cdot x_{O_2\_Misch} - \dot{m}_{Luft} \cdot x_{O_2\_Luft}$$

Beide Seiten mit  $(-\dot{m}_{AGR} \cdot x_{O_2\_Luft})$  erweitern:

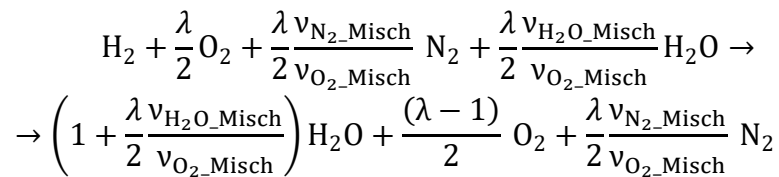
$$\dot{m}_{AGR} \cdot (x_{O_2\_AGR} - x_{O_2\_Luft}) = (\dot{m}_{Luft} + \dot{m}_{AGR}) \cdot x_{O_2\_Misch} - (\dot{m}_{Luft} + \dot{m}_{AGR}) \cdot x_{O_2\_Luft}$$

$$x_{AGR} = \frac{\dot{m}_{AGR}}{\dot{m}_{Luft} + \dot{m}_{AGR}} = \frac{x_{O_2\_Misch} - x_{O_2\_Luft}}{x_{O_2\_AGR} - x_{O_2\_Luft}}$$

$$x_{AGR} = \frac{v_{O_2\_Misch} \cdot \frac{M_{O_2}}{M_{Misch}} - v_{O_2\_Luft} \cdot \frac{M_{O_2}}{M_{Luft}}}{v_{O_2\_AGR} \cdot \frac{M_{O_2}}{M_{AGR}} - v_{O_2\_Luft} \cdot \frac{M_{O_2}}{M_{Luft}}}$$

Für die AGR-Raten-Bestimmung kann jede beliebige Spezies verwendet werden. Die einzige Voraussetzung ist die Kenntnis der Konzentration der Spezies in der Umgebung, nach der Mischstelle (Frischlufte + AGR) und im Abgas. Für die vorige Herleitung wurde die Sauerstoffkonzentration verwendet. Die Bestimmung der molaren Masse der Mischlufte und der Abgase erfolgt iterativ, da diese direkt von der AGR-Rate abhängen. Grundlage für die Berechnung der molaren Massen ist die Reaktionsgleichung der vollständigen Verbrennung von Wasserstoff. Hierfür wird die Kenntnis des Verbrennungsluftverhältnisses vorausgesetzt.

### Reaktionsgleichung:



Aus der Verbrennung folgt:

$$\begin{aligned} v_{\text{O}_2\text{-AGR}} &= \frac{\frac{\lambda - 1}{2}}{\left[ 1 + \frac{\lambda}{2} \frac{v_{\text{H}_2\text{O-Misch}}}{v_{\text{O}_2\text{-Misch}}} \right] + \left[ \frac{\lambda - 1}{2} \right] + \left[ \frac{\lambda}{2} \frac{v_{\text{N}_2\text{-Misch}}}{v_{\text{O}_2\text{-Misch}}} \right]} \\ v_{\text{N}_2\text{-AGR}} &= \frac{\frac{\lambda}{2} \frac{v_{\text{N}_2\text{-Misch}}}{v_{\text{O}_2\text{-Misch}}}}{\left[ 1 + \frac{\lambda}{2} \frac{v_{\text{H}_2\text{O-Misch}}}{v_{\text{O}_2\text{-Misch}}} \right] + \left[ \frac{\lambda - 1}{2} \right] + \left[ \frac{\lambda}{2} \frac{v_{\text{N}_2\text{-Misch}}}{v_{\text{O}_2\text{-Misch}}} \right]} \\ v_{\text{H}_2\text{O-AGR}} &= \frac{1 + \frac{\lambda}{2} \frac{v_{\text{H}_2\text{O-Misch}}}{v_{\text{O}_2\text{-Misch}}}}{\left[ 1 + \frac{\lambda}{2} \frac{v_{\text{H}_2\text{O-Misch}}}{v_{\text{O}_2\text{-Misch}}} \right] + \left[ \frac{\lambda - 1}{2} \right] + \left[ \frac{\lambda}{2} \frac{v_{\text{N}_2\text{-Misch}}}{v_{\text{O}_2\text{-Misch}}} \right]} \end{aligned}$$

$$M_{\text{AGR}} = \sum v_i \cdot M_i$$

Mischung von AGR und Frischlufte:

$$v_{i\text{-Misch}} = \left( x_{\text{AGR}} \cdot \left( v_{i\text{-AGR}} \cdot \frac{M_{i\text{-Misch}}}{M_{\text{AGR}}} - v_{i\text{-Luft}} \cdot \frac{M_{i\text{-Misch}}}{M_{\text{Luft}}} \right) + v_{i\text{-Luft}} \cdot \frac{M_{i\text{-Misch}}}{M_{\text{Luft}}} \right) \cdot \frac{M_{\text{Misch}}}{M_{i\text{-Misch}}}$$