

Daniel Leitner

Potenziale eines PKW-Wasserstoffmotors mit kryogener Saugrohrenblasung

DISSERTATION

zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor der Technischen Wissenschaften

Technische Universität Graz

Fakultät für Maschinenbau und Wirtschaftswissenschaften
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

Betreuung: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder
Begutachtung: Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Günter Merker



2012

Kurzfassung

In der vorliegenden Arbeit werden die Potenziale der kryogenen Gemischbildung an einem PKW-Wasserstoffmotor mit Saugrohreinblasung untersucht. Die am Forschungsmotor entwickelten H_2 -Brennverfahren sind nicht immer uneingeschränkt auf Vollmotoren übertragbar. Speziell auf Seiten der Gasdynamik und des Ladungswechsels können die Effekte von Mehrzylindermotoren nicht ohne Weiteres abgebildet werden. Als Basismotor für die Untersuchungen wurde daher ein moderner 4-Zylinder Ottomotor (Hubraum 1.6 dm^3) für den Betrieb mit kryogenem Wasserstoff adaptiert.

Zur Aufnahme der H_2 -Injektoren und für die Gemischbildung von Ansaugluft und tiefkaltem Wasserstoff wurde ein Kryo-Saugrohr gefertigt. Die konstruktive Gestaltung wurde im Hinblick auf die Montagefreundlichkeit, das Packaging und die Isoliereigenschaft getroffen. Als Werkstoff wurde ein hochisolierender Kunststoff eingesetzt, welcher die Wärmeeinträge in den tiefkalten Kraftstoff minimiert.

Um größtmögliche Freiheitsgrade bei der Gestaltung des Brennverfahrens zu gewährleisten, wurde das Serienmotorsteuergerät durch ein seriennahes Entwicklungssteuergerät ersetzt. Es wurden auch die Ventiltriebsvariabilitäten in die neue Motorsteuerung integriert und damit weitere Freiheitsgrade im Ladungswechsel ermöglicht.

Es wurden theoretische Grundlagen der Turboaufladung in Kombination mit H_2 -Brennverfahren erarbeitet und mithilfe der 1D-Ladungswechselsimulation ein geeigneter Turbolader ausgewählt. Es konnte gezeigt werden, dass zur Erreichung der hochgesteckten Vollastziele ein $\lambda=1$ -Betrieb bei konstant tiefer Einblasetemperatur angestrebt werden sollte. Mit der 1D-Ladungswechselsimulation kann weiters die sogenannte Gemisch-Aufheizung verifiziert werden, welche den Liefergrad beeinflusst. Bei kryogener Einblasung kann es beim Ladungswechsel zu einer signifikanten Erwärmung des Gemisches und damit zu einer Minimierung der Zylinderfüllung kommen. Die Reduzierung der Aufheizung stellt somit einen weiteren Entwicklungsschwerpunkt dar, um das Vollastpotenzial zu erhöhen.

Für die experimentellen Untersuchungen wurde der Versuchsträger am Prüfstand aufgebaut. Zur Bereitstellung kryogener Einblasetemperaturen ($T_{H_2} < -150 \text{ °C}$) wurde am Prüfstand ein Kraftstoffkühlsystem mit flüssigem Stickstoff installiert. Der aus der Auslegung der Aufladung geforderte $\lambda=1$ -Betrieb an der Vollast führte zur Entwicklung innovativer Steuerzeitenstrategien, weil bei Wasserstoffmotoren mit äußerer Gemischbildung die sogenannten Rückzündungen das Vollastpotenzial wesentlich beeinflussen können. Durch die Kombination eines späten Einlassbeginns und der Scavenging-Strategie konnte gezeigt werden, dass einerseits die anvisierte Nennleistung von 100 kW dargestellt und andererseits das Low-End-Torque von 200 Nm bei 2000 min^{-1} erreicht werden kann.

Mithilfe gemessener NO_x -Motorkennfelder und einer durchgeführten Fahrzeuglängsdynamiksimulation konnte gezeigt werden, dass ein Potenzial zur Einhaltung der SULEV-Abgasnorm möglich ist. Dafür wurde ein eigenständiges Emissionskonzept umgesetzt.

Der positive Einfluss der kryogenen Gemischbildung auf den Wirkungsgrad des vollkommenen Motors wurde ebenfalls dargestellt und anhand der Verlustanalyse beschrieben. Durch ein kühles Gemisch entstehen zusätzlich Vorteile bzgl. des Klopfverhaltens. Damit werden vor allem bei höheren Lasten - im Vergleich zur warmen Gemischbildung - wirkungsgradoptimalere Zündwinkel ermöglicht.

Die Umsetzung fahrzeugtauglicher Steuererätfunktionen führte zu innovativen Ansätzen, wie z.B. die mitteldruckbasierte Lastregelung. Damit konnten die teilweise massiven Zylinderunterschiede im Kryobetrieb elegant ausgeglichen und alle daraus einhergehenden Vorteile genutzt werden.

Abstract

In the present study, the potentials of a cryogenic external mixture formation with hydrogen on a passenger car engine are investigated. For that purpose, a modern 4-cylinder gasoline engine with a displacement of 1.6 liter was adapted. The base engine is featured with a variable valve train, which was used to optimize the gas exchange. To ensure highest flexibility of the combustion process, the original engine control unit had to be replaced by a free programmable device. The cryogenic mixture formation takes place in a specially designed mixture formation unit, which is arranged between the original intake manifold and the cylinder head. Construction and design were optimized in terms of packaging, ease of assembly and high insulation. The high insulating property is necessary to minimize the heat input into the cryogenic fuel.

Furthermore, the theoretical fundamentals of turbo-charging of hydrogen engines were developed. The use of the one-dimensional (1D) gas-exchange simulation was necessary to find a turbocharger-geometry in order to achieve the full load objectives. The 1D-simulation of gas exchange was also used to verify the heating of the cold air-fuel mixture during the intake stroke, which affects the volumetric efficiency of the cylinder. Therefore, the heating reduction was another main focus in order to improve the full load behavior.

To provide cryogenic temperatures on the test bench, a cooling system with liquid nitrogen was installed. To prevent the occurrence of backfiring, valve-timing strategies like scavenging or a so-called „late intake open“ were applied. Thus, the desired power density and low-end torque could be reached.

A special emission concept has shown, that a potential for compliance with the SULEV exhaust standard is possible.

The positive influence of the cryogenic mixture formation on the efficiency of the perfect engine has also been shown with reference to the loss analysis. Further advantages with respect to the knock behavior could be demonstrated with cold mixtures.

The development of new functionalities for the engine control unit led to innovative approaches like the indicated pressure based load control. This compensates the large cylinder differences during the cryogenic operation.

Vorwort

Der vorliegende Dissertation entstand im Rahmen meiner Arbeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der Technischen Universität Graz.

Für die Ermöglichung und Betreuung dieser Arbeit möchte ich mich beim Vorstand des Institutes, Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder, bedanken. Weiters gilt mein Dank Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Günter Merker für die Übernahme der Zweitbegutachtung.

Meinen Kolleginnen und Kollegen danke ich für die gute Zusammenarbeit, Hilfsbereitschaft, Unterstützung, die anregenden Diskussionen und für das sehr angenehme Arbeitsklima.

Meinen Eltern möchte ich für die Unterstützung im Laufe meiner gesamten Ausbildung danken.

Meiner Freundin Magdalena danke ich ebenfalls für die volle Unterstützung in allen Belangen.

Eidesstattliche Erklärung

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

Graz, am 02.03.2012

Daniel Leitner

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Wasserstoff als Kraftstoff	1
1.2	Aufgabenstellung	2
2	Prüfstands Aufbau	5
2.1	Prüfstandskomponenten	5
2.1.1	Messtechnik	7
2.1.2	Kraftstoffversorgung	8
2.1.3	Betriebsmittelkonditionierung	11
2.2	Versuchsträger N18B16	12
2.3	Injektorprüfstand	15
2.3.1	Leckagemessung	16
2.3.2	Durchflussmessung	17
2.4	Motor- und Prüfstands inbetriebnahme	17
2.4.1	Inbetriebnahme Basismotor (N18B16)	17
2.4.2	Inbetriebnahme Wasserstoffmotor (N18H16)	18
3	Konstruktion und Auslegung	23
3.1	Motoradaptierungen für H ₂ -Betrieb	23
3.1.1	Motormechnik	23
3.1.2	Motorelektrik	28
3.2	Kryo-Gemischbildungseinheit	31
3.2.1	Anforderung/Funktion	31
3.2.2	Designkonzepte	31
3.2.3	Konzeptauswahl	35
3.2.4	Werkstoffwahl	36
3.2.5	Konstruktion und Fertigung	36
3.2.6	Konstruktionsdetails	38
3.2.7	Funktionserprobung	39
3.3	Gemischtemperatur	41
3.4	1D-Ladungswechselsimulation	44
3.4.1	Einsatzmöglichkeiten und Herausforderungen	45
3.4.2	Modellierung des Versuchsträgers	45
3.4.3	Modellierung der Gemischtemperatur	45

3.4.4	Modellierung des Twin-Scroll-Turboladers	49
3.4.5	Verifikation	49
3.5	Verfahren zur Vollaststeigerung	50
3.5.1	Aufladung	50
3.5.2	Kryogene Gemischbildung	52
3.5.3	Maßnahmen gegen Rückzündungen	54
3.5.4	Beimengung von Methan oder Benzin	55
3.6	Gemisch-Aufheizung	57
3.6.1	Wandkontakt	59
3.6.2	Restgase	60
3.6.3	Optimierungsstrategien	61
3.7	Abgasturboaufladung	62
3.7.1	Theoretische Überlegungen	63
3.7.2	Verdichtereigenschaften	67
3.7.3	Turbineneigenschaften	68
3.7.4	Vorauslegung	72
3.7.5	Turboladerauswahl	77
3.7.6	Volllastsimulation bei $\lambda = 1.0$	78
3.7.7	Volllastsimulation bei $\lambda = 2.0$	82
4	Experimentelle Untersuchungen	83
4.1	Kryobetrieb	83
4.1.1	Definition	83
4.1.2	Saugrohrwerkstoffe	83
4.1.3	Einblasestrategien	88
4.1.4	Einblasetemperatur	89
4.2	Verbrennungsanomalien	90
4.3	Volllastuntersuchungen	93
4.3.1	Volllastziele	93
4.3.2	Entwicklungsschritte	93
4.3.3	Strategie „Später Einlass öffnet“	95
4.3.4	Optimierung Verdichtungsverhältnis	98
4.3.5	Scavenging-Strategie	101
4.3.6	Rohrdüse	104
4.3.7	Kombinationen aller Strategien	104
4.4	Warme Gemischbildung	106
4.5	Einfluss des Zündwinkels	109
4.6	Emissionskonzepte	110
4.6.1	Voruntersuchungen	111
4.6.2	Umsetzung	113
4.6.3	Fahrzeugsimulation	117

4.7	Schadensdokumentation	119
4.7.1	Triebwerk	119
4.7.2	Kryo-Gemischbildungseinheit	120
4.7.3	Zylinderdrucksensoren	121
5	Wirkungsgrad und Verlustanalyse	123
5.1	Theoretische Grundlagen	123
5.2	Einfluss des Verdichtungsverhältnisses	125
5.2.1	Niedriglast	125
5.2.2	Hochlast	126
5.3	Einfluss der Wastegate-Stellung	127
5.4	Einfluss der Gemischtemperatur	128
5.5	Einfluss der Aufladestrategie	130
5.6	Vergleich mit Benzin	133
5.7	Vergleich mit Methan	134
6	Steuergerätefunktionsentwicklung	137
6.1	Grundfunktionalitäten	137
6.2	Qualitätsregelung	138
6.2.1	Drehmomentbasierte Funktionsstruktur	138
6.2.2	Mitteldruckbasierte Funktionsstruktur	139
6.3	Quantitätsregelung	144
6.3.1	Saugrohrfüllungsmodell	144
7	Zusammenfassung und Ausblick	147
7.1	Zusammenfassung	147
7.2	Ausblick	150
	Literaturverzeichnis	151

Abkürzungen und Formelzeichen

Abkürzungen

AGB	Äußere Gemischbildung
ATL	Abgasturbolader
CAD	Computer Aided Design
CAN	Controller Area Network
CFD	Computational Fluid Dynamics
CNC	Computerized Numerical Control
COV	Coefficient of Variation
DI	Direct Injection
ECU	Electronic Control Unit
EOC	End of Compression
EU	Europäische Union
FEM	Fenite Elemente Methode
FTP	Federal Test Procedure
HC	Kohlenwasserstoff
HFM	Hot-film air-mass meter
HTL	Höhere Technische Lehranstalt
HVA	Hydraulischer Ventilspiel Ausgleich
KW	Kurbelwinkel
KWB	Kurbelwellensegmentbereich
LLK	Ladeluftkühler
LW	Ladungswechsel
ML	Mechanischer Lader
MPI	Multi Point Injection
MFB50	Mass Fraction Burnt 50%
NEDC	New European Driving Cycle
OEM	Original Equipment Manufacturer
OT	Oberer Totpunkt
PC	Personal Computer
PHEM	Passenger car and Heavy duty Emission Model
ppm	parts per million
PCTFE	Polychlorotriflourethylene
SHP	Starting High Pressure
SULEV	Super Ultra Low Emission Vehicle

UT	Unterer Totpunkt
VANOS	Variable Nockenwellen-Spreizung
VL	Volllast
VTG	Variable Turbinengeometrie
VVT	Variabler Ventiltrieb (Valvetronic)
LWOT	Ladungswechsel-OT
ZOT	Zünd-OT
ZZP	Zündzeitpunkt
1D	Eindimensional
0D	Nulldimensional

Lateinische Formelzeichen

$A_{T_{\text{eff}}}$	effektiver Strömungsquerschnitt der Turbine	$[\text{m}^2]$
c_p	spezifische Wärmekapazität	$[\text{kJ}/\text{kgK}]$
c_x	Luftwiderstandsbeiwert	$[-]$
$dQ_B/d\varphi$	Brennverlauf	$[\text{J}/^\circ\text{KW}]$
H_G	Gemischheizwert	$[\text{MJ}/\text{m}^3]$
H_u	unterer Heizwert	$[\text{MJ}/\text{kg}]$
h_V	Ventilhub	$[\text{mm}]$
$I_{\text{Zünd}}$	Strom in der Primärzündspule	$[\text{A}]$
L_{st}	stöchiometrischer Luftbedarf	$[\text{kg}_L/\text{kg}_B]$
\dot{m}	Massenstrom	$[\text{kg}/\text{s}]$
\dot{m}_B	Brennstoffmassenstrom	$[\text{kg}/\text{s}]$
\dot{m}_L	Luftmassenstrom	$[\text{kg}/\text{s}]$
M_D	effektives Drehmoment	$[\text{Nm}]$
n	Drehzahl	$[\text{min}^{-1}]$
p	Druck	$[\text{bar}]$
p_{Lade}	Ladedruck	$[\text{bar}]$
P_e	effektive Leistung	$[\text{kW}]$
p_e	effektiver Mitteldruck	$[\text{bar}]$
p_i	indizierter Mitteldruck	$[\text{bar}]$
$p_{i_{\text{Luft}}}$	Luftpartialdruck	$[\text{bar}]$
p_r	Reibmitteldruck	$[\text{bar}]$
p_{Saugrohr}	Saugrohrdruck	$[\text{bar}]$
Q_B	Summenbrennverlauf	$[\text{J}]$
R	spezifische Gaskonstante	$[\text{J}/\text{kg K}]$
T	Temperatur	$[\text{°C}]$
V_c	Kompressionsvolumen	$[\text{m}^3]$
V_h	Hubvolumen	$[\text{m}^3]$
V_{Saugrohr}	Saugrohrvolumen	$[\text{m}^3]$
W	Arbeit	$[\text{J}]$

Griechische Formelzeichen

$\Delta\eta_{rL}$	Verlust durch reale Ladung	[-]
$\Delta\eta_{u,rV}$	Verlust durch unvollst. und reale Verbrennung	[-]
$\Delta\eta_{WW}$	Verlust durch Wandwärmeübergang	[-]
$\Delta\eta_{LW}$	Verlust durch Ladungswechsel	[-]
$\Delta\eta_m$	Mechanischer Verlust	[-]
ε	Verdichtungsverhältnis	[-]
η	Wirkungsgrad	[-]
η_e	effektiver Wirkungsgrad	[-]
η_i	indizierter Wirkungsgrad	[-]
η_m	mechanischer Wirkungsgrad	[-]
η_V	Wirkungsgrad des vollkommenen Motors	[-]
κ	Isentropenexponent	[-]
λ	Luftverhältnis	[-]
λ_a	Luftaufwand	[-]
λ_l	Liefergrad	[-]
ρ	Dichte	[kg/m ³]
φ	Kurbelwinkel	[°KW]

1 Einleitung

Der anthropogene Klimawandel ist auf die Freisetzung von hohen Mengen an klimaschädlichen Gasen wie z.B. CO_2 zurückzuführen. Zur Vermeidung bzw. zur Verlangsamung des aktuellen Klimawandels und damit zur Sicherung unseres Wohlstandes kommen verschiedenste, alternative Kraftstoffe in Betracht. Die Verknappung von fossilen Energien und die Abhängigkeit von Rohölimporten spielt ebenfalls eine wesentliche Rolle. In gebundener Form ist das Element Wasserstoff nahezu unbegrenzt verfügbar. Eine Anwendung in technologisch ausgereiften Verbrennungsmotoren stellt einen möglichen mittelfristigen Weg für die Zukunft dar, um eine nachhaltige Wasserstoffwirtschaft zu etablieren. Zurzeit ist aber für die Erzeugung, Speicherung und den Transport mit erhöhtem technischen und finanziellen Aufwand zu rechnen. Trotzdem könnte ein CO_2 -neutraler Weg durch die regenerative Herstellung des Wasserstoffs sichergestellt werden.

1.1 Wasserstoff als Kraftstoff

Wasserstoff ist durch seine spezifischen Eigenschaften sehr gut für den Einsatz im Verbrennungsmotor geeignet. Aufgrund der weiten Zündgrenzen und der kurzen Brenndauern resultieren Vorteile auf den Motorbetrieb. Da bei der Verbrennung von Wasserstoff kein Ruß entstehen kann, ergeben sich weitere Freiheitsgrade bei der Gestaltung des Brennverfahrens. Im Laufe der letzten zehn Jahre der Wasserstoffforschung am Institut wurden unterschiedlichste Brennverfahrenskonzepte am 1-Zylinder Forschungsmotor untersucht. Neben einer ottomotorischen Verbrennung mit innerer und äußerer Gemischbildung wurden auch Verfahren mit dieselähnlicher Verbrennung erforscht. Dabei wurden verschiedenste Meilensteine in der Entwicklung erreicht, wie z.B. höchste Leistungsdichten und Wirkungsgrade (siehe z.B. Dissertationen [15] und [31]).

Auch eine Mischung von Wasserstoff und Erdgas bzw. Methan eröffnet neue Synergiepotenziale und wurde in diversen Forschungsprojekten untersucht (beispielhaft angeführt seien [6] und [29]).

Aufgrund der geringen Dichte von Wasserstoff kommen verschiedene Arten der Speicherung im Fahrzeug in Betracht. Neben einer Speicherung unter Hochdruck (zurzeit bis zu 700 bar bei Wasserstoffanwendungen [6]) kann Wasserstoff auch im flüssigen Zustand bei kryogenen Temperaturen mitgeführt werden. Die Kryotechnologie (von altgriechisch [kryos] „Frost, Eis“) deckt in etwa den Temperaturbereich unter -150°C ab. Die Speicherung in chemischen oder physikalischen Verbindungen befindet sich zurzeit noch im Forschungsstadium.

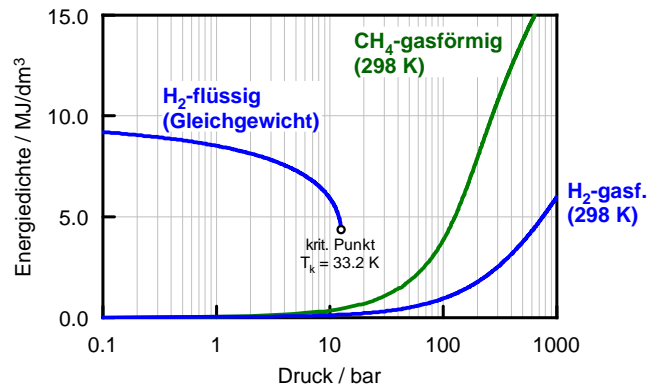


Abbildung 1.1: Energiedichten von Wasserstoff und Methan bei verschiedenen Zuständen [23]

In Abbildung 1.1 sind die volumetrischen Energiedichten von Wasserstoff und Methan bei verschiedenen Zuständen dargestellt. Das Speichervolumen berücksichtigt noch nicht den systembedingten Raumbedarf durch den Fahrzeugtank.

Eine flüssige Speicherung bringt Vorteile in der mitgeführten Energiedichte, allerdings muss dieser Vorteil mit erhöhtem technologischen Aufwand erkaufte werden (Verflüssigung, Isolierung). Weiters ist noch der sogenannte „Boil-off“-Verlust, also das kontrollierte Abdampfen zur Druckbegrenzung, zu beachten. Zurzeit werden in der Forschung Kryodruckspeicher untersucht, welche wesentlich weniger Abdampfverluste aufweisen und einen verlustfreien Fahrzeugbetrieb für typische Kundenprofile ermöglichen [4]. Die Flüssigspeicherung von Wasserstoff liegt in etwa bei Energiedichten, wie sie heutzutage bei modernen Erdgasantrieben - mit Hochdruckspeicherung bei 200 bar - vorliegen (vgl. grüne Linie in Abbildung 1.1). Damit sind kundenrelevante Fahrzeugreichweiten auch mit Wasserstoff möglich. Im BMW Hydrogen 7, welcher als Kleinserie gebaut wurde, kommt ebenfalls diese Art der Speicherung zur Anwendung. Allerdings wird zur Tankentnahme der Wasserstoff erwärmt [3]. Die Hochdruckspeicherung kommt nur bei extrem hohen Drücken in die Nähe der Energiedichten der Flüssigspeicherung. Liegt der Wasserstoff tiefkalt im Fahrzeug vor, lässt sich damit eine kryogene Gemischbildung sinnvoll umsetzen. Dabei wird der tiefkalte Wasserstoff ins Saugrohr eingebracht, was zusätzlich Vorteile im Vollastpotenzial des Motors erwarten lässt.

1.2 Aufgabenstellung

Am Forschungsmotor entwickelte H₂-Brennverfahren sind nicht immer uneingeschränkt auf Vollmotoren übertragbar. Speziell auf Seiten der Gasdynamik und des Ladungswechsels können die Effekte von Mehrzylindermotoren nicht ohne Weiters abgebildet werden. Dies kann aber wesentliche Auswirkungen auf das Brennverfahren besitzen.

Die Dissertation wurde im Rahmen eines A3-Förderprojektes durchgeführt. Inhalt dieses Projektes mit dem Namen H2CPI (Hydrogen Cryogenic Port Injection) ist die

Entwicklung eines H_2 -Brennverfahrens mit kryogener Saugrohreinblasung. Dabei soll für die Untersuchungen ein moderner PKW-Verbrennungsmotor mit 4 Zylindern verwendet werden. Es soll das Potenzial eines derartigen Brennverfahrens hinsichtlich Volllast, Effizienz und Emissionen ermittelt werden. Eine Wasserstoffverbrennungskraftmaschine mit äußerer Gemischbildung hat grundsätzlich den Nachteil eines niedrigen Gemischheizwertes, wodurch das Mitteldruckniveau von konventionellen Motoren nicht erreicht wird. Im Falle einer kryogenen Einblasung des Wasserstoffs ins Saugrohr vermischt sich die angesaugte Luft mit dem tiefkalten Wasserstoff. Dies bewirkt eine starke Abkühlung und somit eine Steigerung der Dichte. Dadurch steigt der Gemischheizwert und damit der erreichbare Mitteldruck. Ziel ist es, die theoretischen Potenziale durch die kryogene Gemischbildung an einem modernen, kleinvolumigen Motor mit Aufladung auszuloten. Die sogenannte Kaltfahrphase ist eine Eigenheit der kryogenen Gemischbildung. Bei einem Kaltstart ist der flüssig gespeicherte Wasserstoff im Tank des Fahrzeugs tiefkalt vorhanden. Die Kraftstoffleitungen vom Tank zu den Einblaseventilen haben jedoch annähernd Umgebungstemperatur. Sie werden erst im Betrieb durch den tiefkalten Wasserstoff aus dem Tank abgekühlt. Das heißt, der eingeblasene Kraftstoff ist direkt nach dem Kaltstart des Motors nur bei Umgebungstemperatur vorhanden und kühlt sich erst während des Betriebes ab. Das langfristig gesteckte Ziel ist, dass der Fahrzeugnutzer keinerlei Auswirkungen der Kaltfahrphase zu spüren bekommt.

Die experimentellen Untersuchungen am Motorprüfstand sollen durch die eindimensionale Ladungswechselsimulation begleitet werden und bilden ebenfalls einen Schwerpunkt in dieser Arbeit. Damit soll die Vorauslegung des Aufladekonzeptes und ein weitreichendes Systemverständnis unterstützt werden. Die fahrzeugtaugliche Umsetzung von Steuergerätefunktionen, welche für den Kryobetrieb zum Teil neu entwickelt werden müssen, stellt ebenfalls ein Projektziel dar.

2 Prüfstands Aufbau

Für die Zielsetzung von H2CPI wurde ein Motorprüfstand konzipiert und aufgebaut. Die durch das vorliegende Projekt neu definierten Rahmenbedingungen, nämlich die Entwicklung eines innovativen H₂-Brennverfahrens, machten eine umfangreiche Neukonzeption des Prüfstandes nötig. Im vorliegenden Kapitel wird auf die einzelnen Komponenten der Prüfstandsausrüstung näher eingegangen. Weiters wurde im Anschluss des Prüfstandsaufbaus eine Inbetriebnahme mit dem Serien-Benzinmotor, welcher als Versuchsträger diente, vollzogen. Damit konnte eine Überprüfung des Systems bezüglich Sicherheit und Funktionsfähigkeit der neu installierten Komponenten durchgeführt werden. Nach einer erfolgreichen Basisvermessung des Serienmotors konnte mit den Motordaptierungen für den H₂-Betrieb begonnen werden. Die durchgeführten Adaptionen sind in Abschnitt 3.1 ausführlich erklärt. Abbildung 2.1 zeigt den fertigen Aufbau am Prüfstand 4 des Institutes. Nicht im Bild ist das erforderliche Kraftstoffkühlsystem, welches ebenfalls im Prüfraum Platz fand.

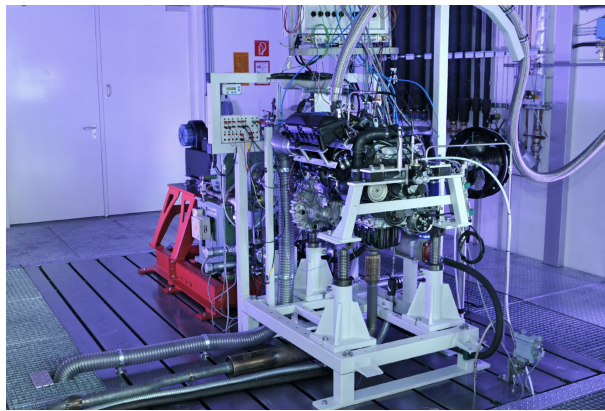


Abbildung 2.1: Versuchsträger am Motorprüfstand

2.1 Prüfstandskomponenten

In Abbildung 2.2 ist ein Schema der Prüfstandskonfiguration dargestellt. Es wurde ein sogenannter Tandembetrieb installiert, welcher für die Untersuchung und Entwicklung neuer Brennverfahren unumgänglich ist. Dabei wird die eigentliche Leistungsbremse durch eine zusätzliche Elektromaschine ergänzt. Beim Tandembetrieb überwacht und steuert

die Tandemsteuerung das Zusammenspiel von Leistungsbremse und Elektromaschine in der Form, dass die durch die Brennverfahrensentwicklung gestellten Anforderungen erfüllt sind. Dazu zählen die Drehzahlregelung und die Schleppfähigkeit des Verbrennungsmotors.

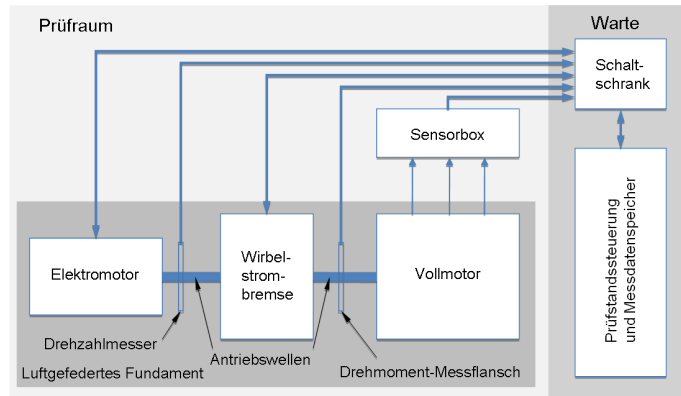


Abbildung 2.2: Prüfstandskonfiguration [21]

Als Leistungsbremse kommt die Wirbelstrombremse FE260S mit Wasserkühlung von Borghi und Saveri zum Einsatz (siehe Abbildung 2.3). Die Elektromaschine Typ MQA22 (Asynchron-Servomotor) von der Firma Lenze wurde unter der Randbedingung ausgelegt, dass das Schleppmoment des Verbrennungsmotors unter allen Umständen bis zur maximalen Drehzahl aufgebracht werden kann. Sie unterstützt zusätzlich im Generatorbetrieb, bis zu einer gewissen Drehmomentschwelle, die Wirbelstrombremse. Als mechanische Verbindung wurde eine Gleichlaufgelenkwelle zwischen Verbrennungsmotor und Wirbelstrombremse, sowie eine elastischen Klauenkupplung auf der Seite der E-Maschine verwendet. Der für die Tandemsteuerung benötigte Drehmomentmessflansch ist am Flansch zwischen Wirbelstrombremse und Verbrennungsmotor angebracht. Alle Wellenverbindungen sind mit einem massiven Wellenschutz gesichert.

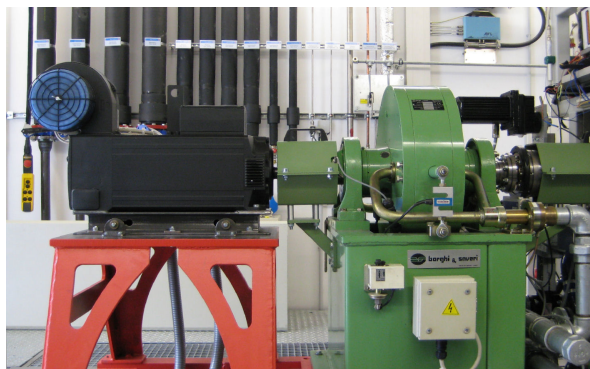


Abbildung 2.3: Tandemanordnung mit Elektromaschine Typ MQA22 (links) und Wirbelstrombremse Typ FE260S (rechts)

2.1.1 Messtechnik

Drehmomentmessung

Für die Messung des Motordrehmomentes wurde der Drehmomentmessflansch T40 von HBM verwendet. Über Messbrücken im Rotor wird das gemessene Drehmoment über Induktion in den Stator des Messflansches übertragen und an die Prüfstandssteuerung geschickt.

Indizierung (schnelle Messdaten)

Die Entwicklung neuer H_2 -Brennverfahren an einem Vollmotor stellt grundsätzlich hohe Anforderungen an die Indizierertechnik, damit alle zylinderindividuellen Einflüsse erfasst werden können. Weiters ist die Indizierung eine Grundvoraussetzung für thermodynamische Analysen. Sie dient auch während der Applikationsphase zur Erkennung und Zuordnung von Rückzündungen ins Saugrohr, welche bei äußerer Gemischbildung mit Wasserstoff auftreten können. Das Mehrkanal-Indiziersystem AVL Indiset 642 besitzt zwei Datenerfassungsmodule mit je acht analogen Eingangskanälen. Damit stehen, durch eine GigaBit Ethernet Schnittstelle zum Prüfstands-PC, insgesamt 16 hochauflösende Eingangskanäle zur Verfügung. Für die Vermessung des Versuchsträgers mit Benzin wurde die Zylinderdruckindizierung mit einem Zündkerzenadapter am Zylinder 1 durchgeführt. Für den Wasserstoffbetrieb werden alle 4 Zylinder über die Bohrung der Benzininjektoren indiziert. Weiters konnten die Signale von Zündung und Injektoransteuerung oder Ähnlichem, mithilfe einer Strommesszange problemlos und schnell in die Datenerfassung integriert werden. Zusätzlich wurde zwischen dem Prüfstandsrechner, welcher die langsamen Messdaten aufzeichnet und dem Indizier-PC ein bidirektionaler Messdatenaustausch eingerichtet. Damit stehen die langsamen Messdaten auch im „schnellen“ Indizierfile und umgekehrt zur Verfügung. Der Winkelaufnehmer für die Zuordnung der Signale zum Kurbelwinkel wurde an der Vorderseite des Motors verbaut. Die Einpassung des oberen Totpunktes erfolgte mittels einer OT-Sonde am Zylinder 1. Zusätzlich wird ein weiterer Signalausgang des Drehmomentmessflansches für die Indizierung genützt. Damit kann das abgegebene Drehmoment über dem Kurbelwinkel dargestellt werden.

Luftmassenmessung

Für die Messung der angesaugten Luftmasse des Motors wurde ein Sensyflow FMT700-P von ABB installiert, welcher auf dem thermischen Prinzip des Heißfilm-Anemometers beruht. Dieses Messverfahren ermöglicht es, direkt den Luft-Massendurchfluss zu ermitteln. Dadurch entfällt prinzipbedingt eine Korrektur von Druck- und Temperatureinflüssen. Um auch dynamische Zustände am Prüfstand darzustellen, z.B. schnelle Lastwechsel des Motors, besitzt dieses Messsystem ein sehr schnelles Ansprechverhalten. Die gesamte Messeinheit inkl. Beruhigungsstrecke wurde vom Hersteller liegend kalibriert und auch in dementsprechender Lage im Zwischenboden des Prüfstandes integriert. Für die Ausle-

gung des Messbereiches des Luftmassenmessers wurde der im Benzinbetrieb auftretende maximale Luftdurchsatz berücksichtigt.

Druck- und Temperaturmesstechnik (langsame Messdaten)

Prinzipiell wurden alle relevanten Drücke und Temperaturen am Motor erfasst und an die Prüfstandssteuerung übermittelt und gespeichert. In der sogenannten Sensorbox, welche über dem Motor platziert ist, befinden sich die Analog-Digital-Wandler für die Druck- und Temperatursensoren der langsamen Messtechnik. Über ein Bussystem werden diese Signale ständig gescannt und der Prüfstandssteuerung übergeben. Weiters befinden sich in der Sensorbox diverse Analog-Out-Module zur Ansteuerung von einzelnen Stellgliedern. Abbildung 2.4 gibt einen Überblick über die verbauten Messstellen am Versuchsträger. Jeder Messstelle ist an der Sensorbox ein eindeutiger Steckplatz zugeordnet, welcher aber bei Bedarf geändert und konfiguriert werden kann.

Weiters werden einige dieser Messstellen gezielt für die Überwachung des Motors eingesetzt. Beispielhaft sei hier die Kühlmittelaustrittstemperatur erwähnt, welche über einen definierten Maximalwert über die Prüfstandssteuerung ein Überhitzen des Motors durch Abschalten verhindert. Dies gilt sinngemäß auch für Kühlmitteldruck, Öldruck sowie Öltemperatur.

Messung des Luftverhältnisses

Für die Ermittlung des Luftverhältnisses im Wasserstoffbetrieb wird erfahrungsgemäß auf das berechnete Lambda aus Luft- und Kraftstoffmasse zurückgegriffen, weil vor allem im mageren Bereich die Lambdasonde vom korrekten Wert abweicht. Zur Verifizierung wurde zusätzlich eine Breitbandlambdasonde LSU 4.9 von Bosch, in Kombination mit dem Lambdameter LA4 von ETAS eingesetzt.



















































Abgasanalyse

Für die Messung der Abgaszusammensetzung wird die Abgasanalyse CEB2 von der Firma AVL verwendet. Damit können vor und nach dem Katalysator alle wichtigen Abgasbestandteile (O_2 , CO_2 , CO , NO_x , HC) ermittelt werden. Die im Wasserstoffbetrieb auftretenden unverbrannten Anteile werden separat mittels eines H-Sense von V&F Instruments gemessen. Dieser arbeitet nach dem Prinzip der Massenspektroskopie und ist für die Erfassung von Wasserstoffemissionen ausgelegt.

2.1.2 Kraftstoffversorgung

Der vorhandene Kraftstoffpfad für die Druckversorgung mit Wasserstoff des Prüfstandes 4 musste vor allem auf der Niederdruckseite erweitert werden. Es musste ein geeigneter

2.1 Prüfstandskomponenten

Steckplatz 10 CA3GS  4 pol. male Zündung Start Relais KI.15	Steckplatz 11 CA3GS  4 pol. male 12 V Eingang Ladekontrolle	Steckplatz 12 CA6GD  7 pol. female E-Gas 1	Steckplatz 13 CA6GD  7 pol. female E-Gas 2	Steckplatz 14 CA6GS  7 pol. male A-IN	Steckplatz 15  BNC - BNC 1 Pult Warte	Steckplatz 16  BNC - BNC 2 Pult Warte	Steckplatz 17  BNC - BNC 3 Pult Warte	Steckplatz 18  BNC - BNC 4 Pult Warte	Steckplatz 19  BNC - BNC 5 Pult Warte
Steckplatz 20 CA6GD  7 pol. female PT 100 T-PT1	Steckplatz 21 CA6GD  7 pol. female PT 100 T-PT2	Steckplatz 22 CA6GD  7 pol. female PT 100 T-PT3	Steckplatz 23 CA6GD  7 pol. female PT 100 T-PT4	Steckplatz 24 CA6GD  7 pol. female PT 100 T-PT5	Steckplatz 25 CA6GD  7 pol. female PT 100 T-PT6	Steckplatz 26 CA6GD  7 pol. female PT 100 T-PT7	Steckplatz 27 CA6GD  7 pol. female PT 100 T-PT9	Steckplatz 28 CA6GD  7 pol. female PT 100 T-PT10	Steckplatz 29 CA6GD  7 pol. female PT 100 T-PT10
SB_AI_04_TPT1 T_Raum T_Raum	SB_AI_05_TPT2 -	SB_AI_06_TPT3 T_KM_Aus1	SB_AI_07_TPT4 T_Cryo H2 Cryo Temp	SB_AI_08_TPT5 T_HOEK Temp. Ölkanal	SB_AI_09_TPT6 T_22 Saugrohr	SB_AI_10_TPT7 T_21 nach LLLK	PWM_Regler	SB_AI_12_TPT9 T_20 nach Verdichter	SB_AI_13_TPT10 T_10 vor Verdichter
Steckplatz 30  TC Typ K T-TC1	Steckplatz 31  TC Typ K T-TC2	Steckplatz 32  TC Typ K T-TC3	Steckplatz 33  TC Typ K T-TC4	Steckplatz 34  TC Typ K T-TC5	Steckplatz 35  TC Typ K T-TC6	Steckplatz 36  TC Typ K T-TC7	Steckplatz 37  TC Typ K T-TC8	Steckplatz 38  TC Typ K T-TC9	Steckplatz 39  TC Typ K T-TC10
SB_AI_14_TTC1 T_31 Abgaskümmer Zyl. 1+4	SB_AI_15_TTC2 T_41 nach Turb.	SB_AI_16_TTC3 T_40 nach Kat.	SB_AI_17_TTC4 T_Handfühler	SB_AI_18_TTC5 T_KM_Ein1 Kühlmittel 1	SB_AI_19_TTC6 T_KM_Ein2 Kühlmittel 2	SB_AI_20_TTC7 T_KM_Aus2	SB_AI_21_TTC8 ReserveTC2	SB_AI_22_TTC9 ReserveTC3	SB_AI_23_TTC10 ReserveTC4
Steckplatz 40  p 0...10 bar rel. SB_AI_24_P10 p_HOEK 1) Motorhauptölkanal	Steckplatz 41  p 0...2.5 bar rel. SB_AI_25_P11 p_Quarz 1)	Steckplatz 42  p 0...2.5 bar rel. p_41 1) nach Turbine	Steckplatz 43  p 0...4 bar rel. SB_AI_27_P13 p_21 2) nach LLLK	Steckplatz 44  p 0...4 bar rel. SB_AI_31_P17 p_KM 2) Motorkühlmitteldruck	Steckplatz 45  p Sub-D 9 pol. female 0...4 bar rel. nach Verdichter	Steckplatz 46  p Sub-D 9 pol. male 0...1.6 bar rel. vor Verdichter	Steckplatz 47  p 0...1.6 bar rel. 3) Abgas	Steckplatz 48  p 0.75...1.25 bar abs. 5) Umgebungsdruck	Steckplatz 49  h 4 pol. male P 12
Steckplatz 50  4 pol. female Pult Warte	Steckplatz 51  4 pol. female Pult Warte	Steckplatz 52  7 pol. female Pult Warte	Steckplatz 53  7 pol. female Pult Warte	Steckplatz 54  Reserve	Steckplatz 55  Binder 680 8 pol. female Pult Warte	Steckplatz 56  4 pol. female Reserve	Steckplatz 57  4 pol. female Reserve	Steckplatz 58  4 pol. female Reserve	Steckplatz 59  4 pol. female Reserve

- 1) PMA Messumformer P30
- 2) Conatex Drucktransmitter Typ PTM
- 3) Jumo dTrans P30
- 4) WIKA Transmitter ECO-1
- 5) PMA Messumformer P40

Abbildung 2.4: Steckplatzbelegung der Sensorbox

Niederdruckregler eingebaut werden, um den für die H₂-Injektoren benötigten Versorgungsdruck von 5 bar bereitzustellen. Die aufwändige und durchdachte Sicherheitsmatrix des bestehenden Hochdrucksystems konnte weitestgehend übernommen werden und bedurfte nur einer Erweiterung um den Kryopfad. Dieses System beinhaltet diverse pneumatisch betätigte Abschaltventile und soll eine möglichst hohe Sicherheit garantieren. Im Falle eines Notstopps kann so die Wasserstoffversorgung zum Motor sehr schnell unterbrochen werden. Zur Ermittlung der Dichtheit des Gesamtsystems wurde eine Druckhalteprüfung durchgeführt.

Die Kraftstoffverbrauchsmessung erfolgte über einen auf dem Coriolis-Prinzip arbeitenden Massenstromsensor. Dieser misst prinzipbedingt die durchströmende Masse von Medien und kann für Benzin wie auch für Wasserstoff verwendet werden. Abbildung 2.5 zeigt schematisch den Aufbau des gesamten Kraftstoffsystems inkl. dem Kryopfad. Das System ist so konzipiert, dass neben dem Kryopfad auch ein warmer Kraftstoffpfad besteht, sodass beliebig zwischen kryogener und warmer Einblasung gewechselt werden kann. Anschließend wird der Wasserstoff über eine Vakuumleitung zum Motor geführt.

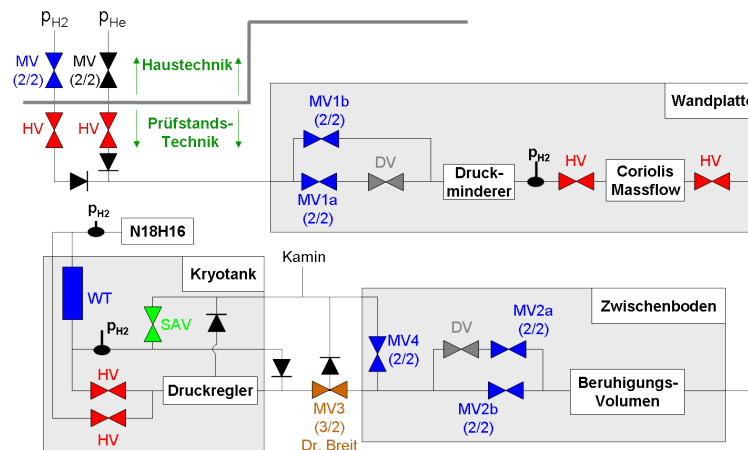


Abbildung 2.5: Installierte Wasserstoffdruckversorgung

Kraftstoffkühlsystem

Für die Bereitstellung von tiefkalten Kraftstoff wurde ein System verwendet, welches im Rahmen des HyICE-Projektes [13] seitens BMW entwickelt und gebaut wurde. Dieses System konnte ohne wesentliche Änderungen übernommen werden und wurde in die Druckversorgung des Prüfstandes integriert (siehe Abbildung 2.5). Durch einen Wärmetauscher, in dem sich flüssiger Stickstoff bei einer Siedetemperatur von etwa -192 °C bei Umgebungsdruck befindet, wird der Wasserstoff in einer Druckleitung mit einem Druck von 5 bar geleitet. In Abbildung 2.6 ist ein Schnitt durch den Kryobehälter dargestellt. Mehrere Rohrwindungen tauchen in das Bad mit flüssigen Stickstoff und kühlen den im Rohr befindlichen Wasserstoff ab. Über eine vakuumisolierte Leitung wird der kryogene

Wasserstoff zum Motor geleitet. Der Nachteil dieses Systems ist, dass sich prinzipbedingt auch der Wärmeübergang je nach Durchsatzmenge verändert. Dies hat unterschiedliche Wasserstofftemperaturen am Austritt zur Folge. In weiterer Folge sind die Wärmeverluste im Vakuumschlauch ebenfalls abhängig von der Durchsatzmenge. Konkret nimmt der Wärmeverlust mit sinkendem Durchsatz zu, weil die Verweildauer größer wird. Beide Faktoren ergeben einen starken Einfluss der Durchflussmenge auf die erreichbaren Wasserstofftemperaturen am Motor. Eine detaillierte Betrachtung dieser physikalischen Zusammenhänge ist in einer eigenen Diplomarbeit [25] behandelt worden und dort zu entnehmen. Die minimal erreichten Temperaturen im Motorbetrieb mit diesem Kühlsystem sind in Abschnitt 4 dargestellt.

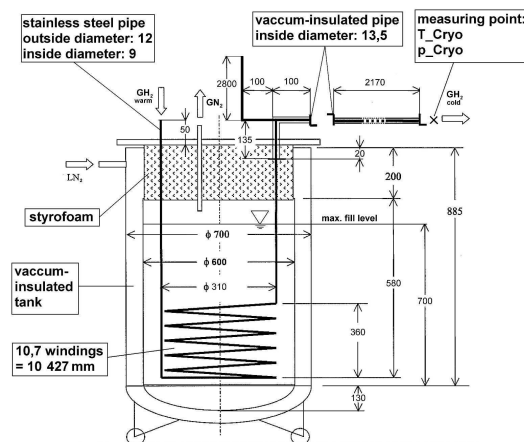


Abbildung 2.6: Verwendetes Kryokühlsystem

2.1.3 Betriebsmittelkonditionierung

Für die Konditionierung von Kühlmittel und Ladeluft des Motors wurden neue Einheiten konzipiert und aufgebaut (siehe Abbildung 2.7).

Für die Auslegung der Ladeluftkonditionierung flossen die Randbedingungen des original verbauten Ladeluftkühlers des Motors mit ein. Dabei spielt speziell der massenstromabhängige Druckverlust über dem Kühler eine Rolle. Auch die Leitungslängen der Saugstrecke wurden beibehalten, um die Saugrohrdynamik nicht wesentlich zu beeinflussen. Die Auswahl fiel letztendlich auf einen Ladeluftkühler aus dem Marinebereich, welcher für eine Kühlung mit Meerwasser konzipiert wurde. Die Randbedingung eines mit dem fahrzeugseitigen Ladeluftkühler vergleichbaren Druckverlustes auf der Luftseite, konnte in Abstimmung mit dem Hersteller sehr zufriedenstellend gelöst werden. Die eigentliche Regelung der Ladelufttemperatur erfolgt durch ein elektrisch betätigtes Stellventil, welches den Zufluss von Kühlwasser aus der Haustechnik regelt. Ein in den

Prüfstandsrechner integrierter Software PID-Regler übernimmt dabei die Ansteuerung der Stellventile in der Form, dass die gewünschte Ladelufttemperatur erreicht wird.

Die Auslegung der Kühlmittelkonditionierung erfolgte unter ähnlichen Gesichtspunkten wie die der Ladeluftkonditionierung. Um zusätzlich einen platzsparenden Aufbau zu realisieren wurde ein kompakter Wasser-Wasser-Plattenwärmetauscher eingesetzt. Der Strömungswiderstand liegt deutlich unter dem, im Fahrzeug eingesetzten Wärmetauscher und gewährleistet damit die ordnungsgemäße Funktion der motorseitigen Wasserpumpenförderung. Die Regelung der Kühlmittelintrittstemperatur in den Motor erfolgt in gleicher Weise wie die Regelung der Ladeluft. Das Kennfeldthermostat wurde durch elektrische Ansteuerung während des Benzinbetriebs kontinuierlich geöffnet. Damit wird das vom Motor austretende heiße Kühlmittel ständig über den Plattenwärmetauscher geschickt und der Temperaturregelkreis der Konditionierung dadurch wesentlich vereinfacht. Für die weiteren Untersuchungen am Prüfstand wird das Thermostat mechanisch geöffnet. Damit wird auch ohne elektrische Ansteuerung immer eine Durchströmung über den großen Kühlmittelkreislauf, also über den Plattenwärmetauscher, gewährleistet.

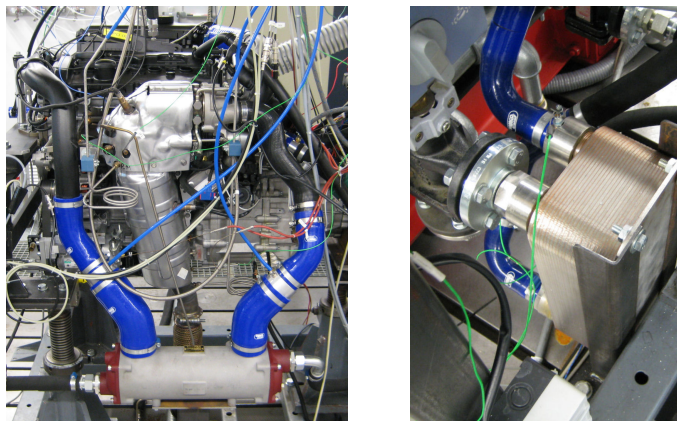


Abbildung 2.7: Ladeluft- (links) und Kühlmittelkonditionierung (rechts)

2.2 Versuchsträger N18B16

Als Versuchsträger diente ein Vierzylinder-Ottomotor von BMW mit Benzindirekteinspritzung und Abgasturboaufladung, welcher für die MINI-Baureihe eingesetzt wird. Zum Zeitpunkt des Motoraufbaues am Prüfstand befand sich dieser noch in einer Vorentwicklungsphase. Der Hubraum beträgt 1.6 Liter und die gemessene Leistung im Benzinbetrieb liegt bei 150 kW. Es ist ein Twin-Scroll-Abgasturbolader verbaut. Neben Phasenstellern auf beiden Nockenwellen hat der Motor zusätzlich eine einlassseitige, stufenlose Ventilhubverstellung. Die Motorbezeichnung ist N18B16.

Aufgrund fertigungstechnischer Toleranzen wurden vom verwendeten Motor wichtige geometrische Daten seitens BMW individuell vermessen. Dies betrifft das Verdichtungs-

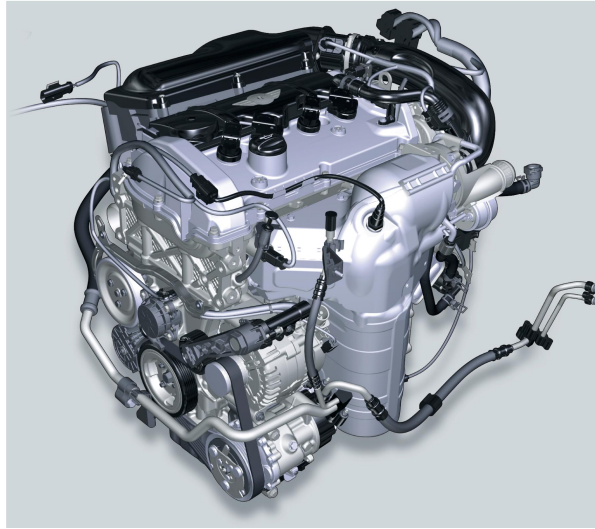


Abbildung 2.8: BMW N18B16

verhältnis und die Pleuellänge. Die Desachsierung des Kolbenbolzen ist in die Richtung der Einlassseite verschoben. Ausgesuchte technische Daten des verwendeten Motors sind in Tabelle 2.1 zusammengefasst.

Abbildung 2.9 zeigt einen Schnitt durch das Gehäuse des Twin-Scroll-Turboladers. Die Abgaskanäle von Zylinder 1 und 4 sowie von Zylinder 2 und 3 werden getrennt zur Turbine geführt. Die im Benzinbetrieb bestehenden Vorteile dieser Technologie sind ein besseres Ansprechverhalten der Turbine und eine Minimierung des Restgasgehaltes. Dies lässt sich auch vorteilhaft für den Wasserstoffbetrieb nutzen (siehe Kapitel 4).



Abbildung 2.9: Schnitt durch das Turbinengehäuse [22]

Der Motor verfügt über einen vollvariablen, mechanische Ventiltrieb. Damit kann der Ventilhub der Einlassventile stufenlos von 0.2 mm bis zu 9.1 mm verstellt werden. Abbildung 2.10 und Tabelle 2.2 zeigen den Aufbau der Valvetronic samt Teilebezeichnung. Durch Verstellung der Exzenterwelle über den Stellmotor wird die Kinematik der Schleppebelbetätigung derart verändert, dass sich ein variabler Ventilhub einstellen lässt.

Tabelle 2.1: Technische Daten des N18B16

Technische Daten		
Hubraum	cm ³	1598
Hub/Bohrung	mm/mm	85.7/77
Bauart		R4
Zündreihenfolge		1-3-4-2
Zylinderabstand	mm	84
Verdichtungsverhältnis		10.4:1
Pleuellänge	mm	138.54
Kolbenbolzendesachsierung	mm	0.8
max. Leistung	kW	135
bei	1/min	5500
max. Drehmoment	Nm	240
bei	1/min	1700 bis 3500
Abgasnorm		EURO5
Normverbrauch	l/100 km	5.9

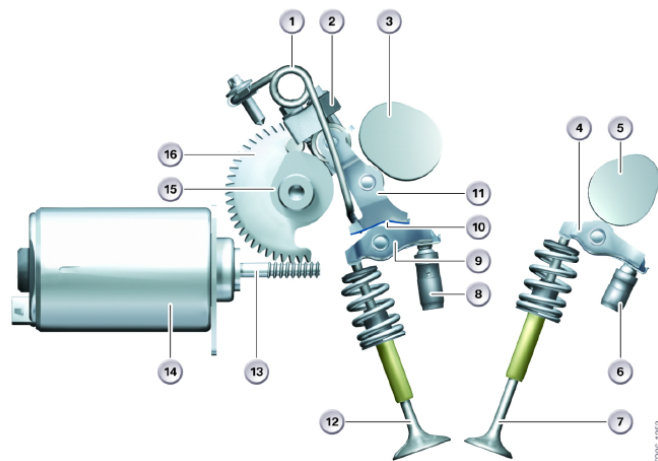


Abbildung 2.10: Mechanismus der BMW Valvetronic [22]

Tabelle 2.2: Bauteile der Valvetronic

Index	Erklärung	Index	Erklärung
001	Drehfeder	009	Rollenschlepphebel
002	Aufnahme	010	Rampe
003	Einlassnockenwelle	011	Zwischenhebel
004	Rollenschlepphebel	012	Einlassventil
005	Auslassnockenwelle	013	Schneckenwelle
006	HVA Auslass	014	Stellmotor
007	Auslassventil	015	Exzenterwelle
008	HVA	016	Exzenterwelle Zahnrad

In Abbildung 2.11 sind die Ventilhubverläufe der BMW Valvetronic dargestellt. Die Kinematik der Verstellung ist so ausgelegt, dass die Spreizung der Ventilhubkurve konstant bleibt. Dieser Umstand führt bei einer Verkleinerung des Einlassventilhubes zu einer Verschiebung der Öffnungszeit des Einlassventils in Richtung spät. Diese Eigenschaft wurde bewusst genutzt um Rückzündungen effektiv zu vermeiden. Diese sogenannte Strategie des „späten Einlass öffnet“ wird in Abschnitt 4 näher beschrieben.

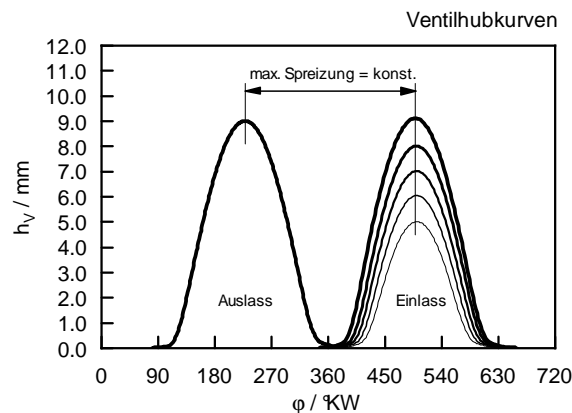


Abbildung 2.11: Ventilhubkurven bei maximaler Spreizung und verschiedenen Einlassventilhuben

2.3 Injektorprüfstand

Zur Einblasung des tiefkalten Wasserstoffes in das Ansaugsystem des Motors kommen die von der Hörbiger Valve Tech GmbH gelieferten Injektoren des Typs GV7C zum Einsatz. Vor dem Einbau der Prototypen-Injektoren in den Motor wurde zur Sicherstellung

der Gebrauchssicherheit ein eigener Injektorprüfstand aufgebaut. Dabei wurde im ersten Schritt die Dichtheit bei Beaufschlagung mit umgebungswarmen Wasserstoff überprüft und vermessen. In weiterer Folge wurden die Injektoren auch mit kryogenem Wasserstoff getestet und hinsichtlich ihrer Durchfluss-Charakteristik bewertet. Die daraus resultierenden Kennfelder werden für die Grundbedatung der Motorsteuerung verwendet.

2.3.1 Leckagemessung

Die Leckageverluste wurden durch eine Druckhalteprüfung ermittelt. Damit können die Ergebnisse mit der vom Hersteller angegebenen Spezifikation von einer maximalen Leckage von $<1 \text{ NI/h}$ bei einer Druckbeaufschlagung von 5 bar und 2 bar verglichen werden.

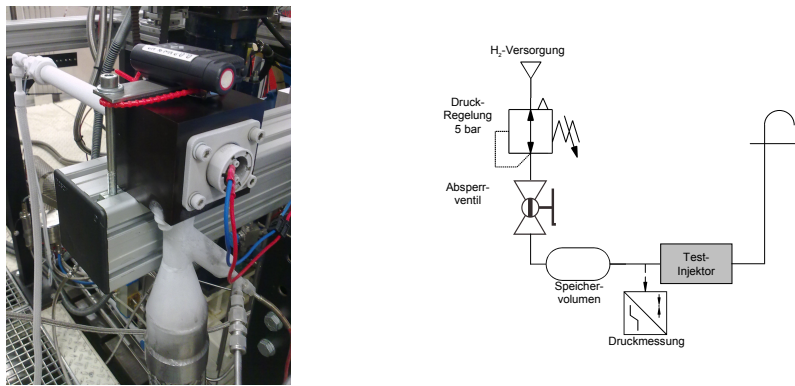


Abbildung 2.12: Injektorprüfstand (links) und Schaltplan der Leckageprüfung (rechts)

Der Prüfling wurde für den Leckagetest mit 5 bar beaufschlagt und für etwa 30 Zyklen bei 16.6 Hz bestromt (Einblasedauer 4 ms). Anschließend wurde der Injektor im stationären, geschlossenen Zustand durch ein Kugelventil von der Druckversorgung getrennt (Abbildung 2.12). Der von einer eventuelle Leckage verursachte Druckabfall wird von der Sensorik erfasst und während der Messung aufgezeichnet. Der Massen- bzw. Volumenstrom der Leckage kann aus dem Druckgradienten und dem Speichervolumen des Systems errechnet werden. Externe Leckagen am Injektorgehäuse wurden mittels eines Wasserstoffdetektors und Lecksuchspray ermittelt. Für den Motorbetrieb werden die Injektoren mit einem Versorgungsdruck von 5 bar betrieben. Daher wurde der Druckgradient nach einer kurzen Phase der Stabilisierung des Systems bei 5 bar ausgewertet. Alle gelieferten Injektoren wurden der Leckagemessung unterzogen. Die daraus abgeleiteten Werte des Volumenstroms (siehe Tabelle 2.3) wurden mit der angegebene Spezifikation verglichen und ggf. vom Hersteller nachgebessert.

Eine geringfügige äußere Leckage konnte bei den Injektoren Nr.007, Nr.013 und Nr.016 festgestellt werden. Mit einem Wasserstoffdetektor wurde im Bereich der elektrischen Anschlüsse eine Konzentration von $>10 \text{ ppm}$ ermittelt. Der Injektor Nr.009 wies eine starke äußere Leckage auf. Diese führte zu starker Blasenbildung bei Anwendung des Lecksuchsprays und auch zu einem raschen Druckabfall. Die Injektoren Nr. 005, 010,

Tabelle 2.3: Gemessene Leckageströme aller gelieferten Injektoren

Injektor Nr.	Leckage Nl/h	Injektor Nr.	Leckage Nl/h
001	0.56	011	0.71
002	2.33	012	0.60
003	3.29	013	2.24
004	2.20	014	3.14
005	0.29	015	1.83
006	0.79	016	0.82
007	1.74	017	1.29
008	0.77	018	0.82
009	13.88	019	0.46
010	0.47	020	2.52

012 und 019 wurden für die Inbetriebnahme des Motors gewählt und einer weiteren Durchflussmessung unterzogen.

2.3.2 Durchflussmessung

Für die kryogenen Durchflussmessungen wurde der bereits erwähnte Kraftstoffkühler von BMW verwendet. Zur Bestimmung der Zustandsgrößen im Kraftstoffsystem sind Drucksensoren im Hochdruckteil des Systems und am Injektoranschluss, sowie eine Temperaturmessstelle vor dem Injektor integriert. Die Erfassung der Umgebungsbedingungen wie auch die Datenauswertung und Protokollierung erfolgt durch die Prüfstands-Infrastruktur. Die Dichtheit des Systems wurde abschließend sowohl durch eine Druckhalteprüfung, als auch mittels eines hochempfindlichen Wasserstoffdetektors sichergestellt. In Abbildung 2.13 ist beispielhaft ein Injektor-Kennfeld dargestellt. Neben der Einblasedauer $t_{\bar{s}}$ wurde auch die Kraftstofftemperatur T_{H_2} variiert und dabei die Einblasemenge gemessen. Dies ist vor allem für die Kaltfahrphase entscheidend.

2.4 Motor- und Prüfstands-inbetriebnahme

2.4.1 Inbetriebnahme Basismotor (N18B16)

Nach dem durchgeführten Aufbau aller Komponenten wurde eine Kennfeldvermessung des Basismotors mit Benzin durchgeführt. Damit konnten alle systemrelevanten Funktionen des Prüfstandes, wie z.B. die Sicherheit, Tandemsteuerung, Indizierung, Kühlmittelkonditionierung, Ladeluftkonditionierung, etc. überprüft werden. Abbildung 2.14 zeigt die Messergebnisse aus der Basisvermessung des Motors im Serienzustand. Ausführliche-

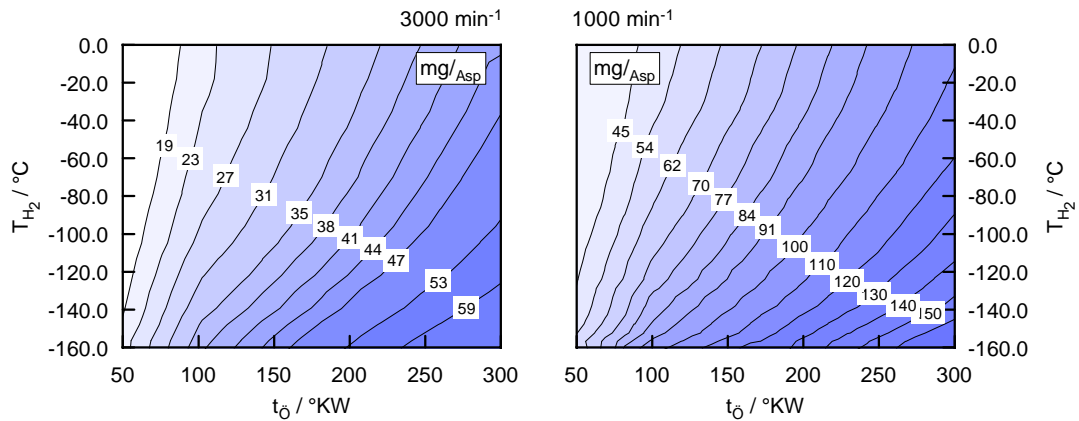


Abbildung 2.13: Messdaten der Durchflussmenge eines Injektors über der Kraftstofftemperatur

re Darstellungen der Messergebnisse des N18B16 sind einer eigenen Diplomarbeit [21] zu entnehmen.

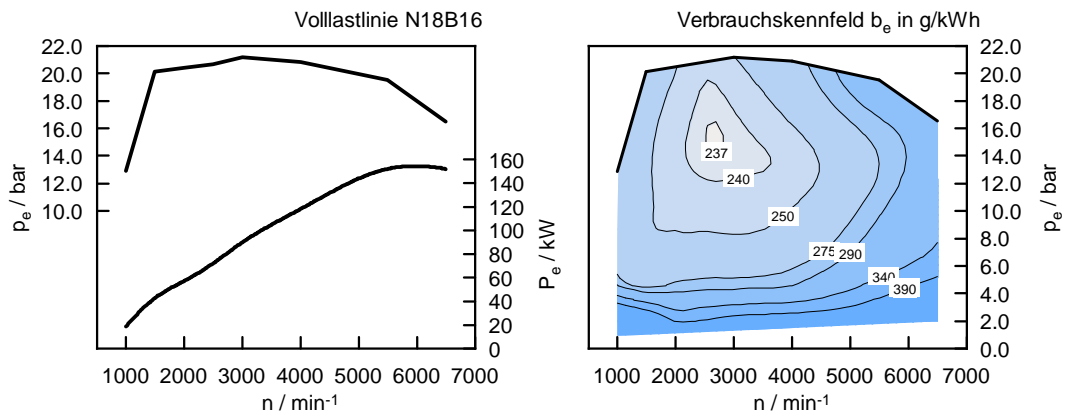


Abbildung 2.14: Gemessene Leistungskurve und Kennfeld des spezifischen Kraftstoffverbrauches

2.4.2 Inbetriebnahme Wasserstoffmotor (N18H16)

Zur Verbesserung der Deutlichkeit wurde die Motorbezeichnung in dieser Arbeit nach den wasserstoffspezifischen Umbaumaßnahmen, welche im nächsten Abschnitt genau dokumentiert sind, von N18B16 auf N18H16 geändert. Die Inbetriebnahme mit Wasserstoff und dem Entwicklungs-Motorsteuergerät erfolgte im ersten Schritt nicht kryogen, da zum Zeitpunkt der Inbetriebnahme nur der Prototyp der Kryo-Gemischbildungseinheit

aus Aluminium zur Verfügung stand. Relevante Funktionen im ersten Steuergeräte-Funktionsstand waren Zündung, Einblaseparameter und die Ansteuerung der Drosselklappe.

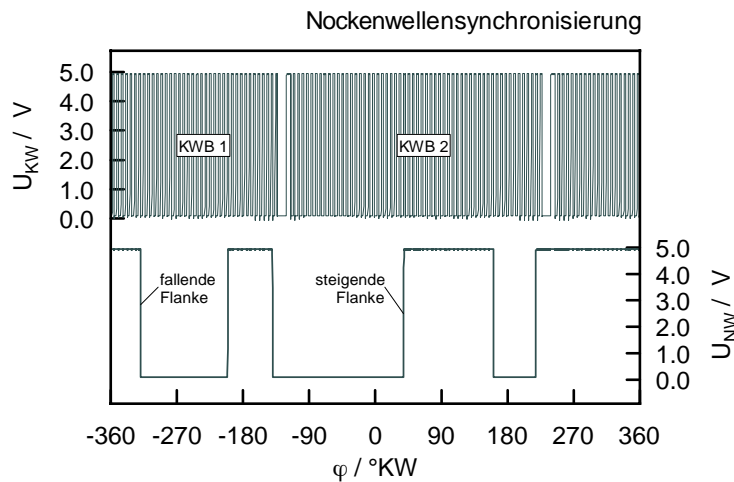


Abbildung 2.15: Indizierdaten von Kurbelwellen- und Nockenwellengeber

Die Synchronisation zwischen Kurbelwelle und Nockenwelle erfolgt mithilfe der beiden Nockenwellensensoren und dem Kurbelwellensensor. Als Kurbelwellensensor besitzt der N18B16 ein 60-2 Geberrad, die Nockenwellensensoren sind als 3-Finger-Geberrad ausgeführt. Im Steuergerät befindet sich ein Algorithmus, der die steigenden und fallenden Flanken des Nockenwellengebers mit dem Signalverlauf der Kurbelwelle vergleicht. Durch die Zuordnung der jeweiligen Flanken in jedem Kurbelwellensegmentbereich (KWB 1 oder KWB 2) kann die Lage der Nockenwelle eindeutig bestimmt werden (siehe Abbildung 2.15).

Vor der Einblasung von Wasserstoff wurde die Ansteuerung und Funktionalität der Injektoren im Schleppbetrieb noch einmal mit Stickstoff ausführlich getestet. Nach erfolgreicher Funktionsüberprüfung konnte die Inbetriebnahme mit Wasserstoff erfolgen.

In Abbildung 2.16 sind die gemittelten Indizierdaten des ersten Betriebspunkts mit Wasserstoff abgebildet. Als Drehzahl wurde 1000 min^{-1} im leicht angedrosselten Betrieb gewählt. Neben dem Zylinderdruck und dem Heizverlauf von allen 4 Zylindern ist auch das Ansteuersignal der Zündspulen von Zylinder 1 aufgetragen. Der Zündzeitpunkt lag bei $5^\circ KW$ nach ZOT, der Einblasebeginn bei $350^\circ KW$ vor ZOT. Unter diesen Randbedingungen ergab sich mit stöchiometrischem Luftverhältnis ein indizierter Mitteldruck von 5.1 bar.

Zylinder 3 in Abbildung 2.16 scheint im Vergleich zu den übrigen Zylindern mit reduzierter Last zu fahren. Aufschluss darüber geben die dazugehörigen Einzelzyklen. In Abbildung 2.17 sind einzelne Zyklen aus diesem Betriebspunkt dargestellt. Man sieht einen Verbrennungsaussetzer von Zylinder 3, welcher jedoch regelmäßig stattfand. Bei

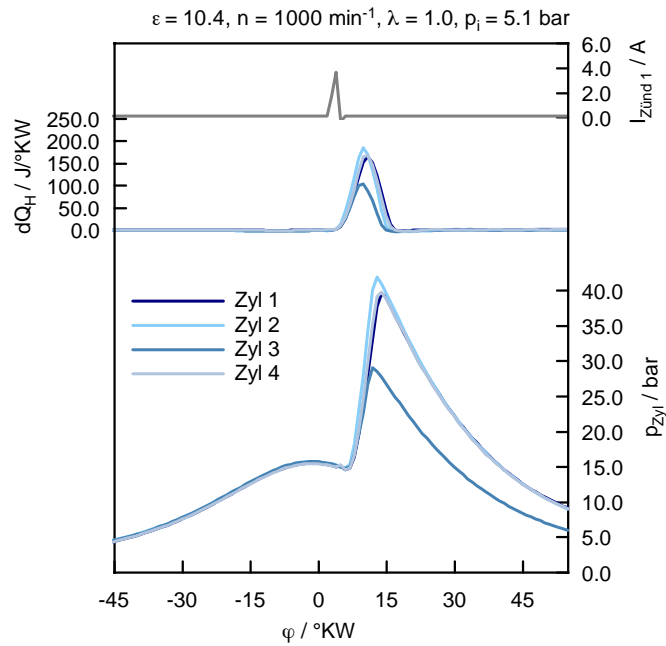


Abbildung 2.16: Gemittelte Indizierdaten des ersten Betriebspunktes mit Wasserstoff

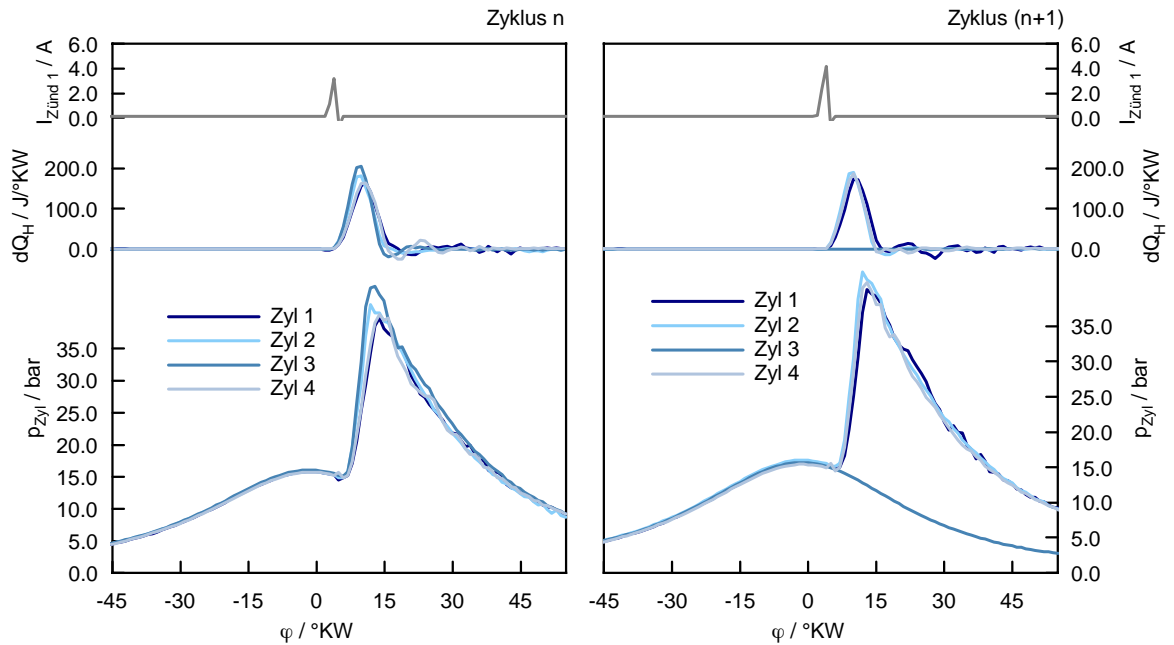


Abbildung 2.17: Einzelzyklenverläufe des ersten Betriebspunktes

genauerer Untersuchung konnte festgestellt werden, dass die Zündung von Zylinder 3 nur bei jedem zweiten Arbeitstakt zündete. Das Problem konnte noch während der Inbetriebnahme auf die Motorsteuerung eingegrenzt werden. Wie auch aus den Einzelzyklen zu sehen ist, sind bei niedriger Motordrehzahl die sogenannten Pfeifenschwingungen des Zylinderdrucksignales auffallend. Durch eine Mittelung der Indizierdaten können diese aber vollständig geglättet werden, wie in Abbildung 2.16 eindeutig zu sehen ist. Damit wurde die Inbetriebnahme des Motors mit Wasserstoff erfolgreich umgesetzt.

3 Konstruktion und Auslegung

Neben Motorhardwareänderungen für den Wasserstoffbetrieb und der Konstruktion einer Gemischbildungseinheit zur Aufnahme der Wasserstoffinjektoren spielt auch die Anwendung der 1D-Ladungswechselsimulation für die Auslegung eine wichtige Rolle. Damit können verschiedenste Einflüsse untersucht werden, wie z.B. die Gemischaufheizung auf den Liefergrad, welche die Füllung des Motors beeinflussen. In diesem Kapitel wird auch Augenmerk auf die Auslegung eines geeigneten Aufladekonzeptes zur Erreichung der Vollastziele gelegt.

3.1 Motoradaptierungen für H₂-Betrieb

In diesem Abschnitt wird auf die baulichen Änderungen eingegangen, welche für einen sicheren Wasserstoffbetrieb grundsätzlich notwendig sind. Zu beachten ist die sehr geringe Schmierfähigkeit von Wasserstoff im Vergleich zu anderen Gasen, sowie die hohe Tendenz zur Materialversprödung und Diffusion [6]. Damit sind hohe Anforderungen an alle kraftstoffführenden Bauteile gestellt. Die Konstruktion der Kryo-Gemischbildungseinheit dient zur Aufnahme der Injektoren und wird in einem eigenen Abschnitt behandelt.

3.1.1 Motormechanik

In diesem Abschnitt wird auf die Änderungen seitens der Motormechanik eingegangen, welche für einen sicheren und zuverlässigen H₂-Betrieb notwendig sind.

Injektoren

Die Kernkomponenten für einen Kryobetrieb sind neben der hochisolierenden Aufnahme die Injektoren selbst. Die Firma Hörbiger Ventilwerke in Wien entwickelte für das EU-Projekt HyICE kryotaugliche Wasserstoffinjektoren. Die am N18H16 verwendeten Injektoren sind mit denen der letzten Generation aus HyICE ident und entsprechen somit der selben Funktionsweise. Es wurden bei den damaligen Untersuchungen keine Mängel seitens der Injektoren festgestellt und auf Grund der Kostenfrage bzw. der fehlenden Notwendigkeit wurde auf eine Änderung verzichtet. Grundlegende Tests für die Beständigkeit und Funktionalität im kryogenen Bereich sind im Bericht „Design and characteristics of final generation cryogenic injector - Deliverable D2.3C“ des HyICE-Projektes [13] dokumentiert und zu entnehmen.

Injektor-Dichtkonzepte Das Ventil besitzt ausschließlich Radialdichtungen, da diese erfahrungsgemäß eine geringere Schwankung der Einbaumaße aufweisen und somit die geforderte Dichtheit erfüllen. Mittels der Fasen an der Außengeometrie des Injektors ist es möglich, die Tieftemperaturdichtungen im Falle einer Beschädigung auszutauschen. Der Ein- und Ausbau kann ebenso ohne nennenswertem Aufwand erfolgen, da der Injektor rotationssymmetrisch und selbstzentrierend ausgelegt ist. Eine Eingreifnut ist für die Demontage aus der Gemischbildungseinheit vorgesehen. Das Ventil selbst dichtet mittels eines Dichtpaares, genannt Ventilsitz und Ventilplatte, wobei die Letztere die bewegte Komponente ist. Die Platte wird durch einen Magneten bewegt, der diese bei Ansteuerung hebt und den Querschnitt der Gasströmung frei gibt. Eine Feder sorgt im Schadensfall für den geschlossenen Zustand des Injektors, damit der Motor nicht geflutet wird. An der Gaszuführung befindet sich noch ein Filter mit einer Durchlässigkeit bis zu $7\ \mu\text{m}$ und hält Fremdkörper vom Inneren des Ventils fern, um eine Beschädigung der Dichtleisten zu verhindern.

Die Dichtung hat die Aufgabe, über den gesamten im Motorbetrieb vorherrschenden Temperaturbereich, eine zuverlässige Abdichtung gegen die Gemischbildungseinheit nach außen zu erfüllen. Ein Querschnitt der Dichtung ist in Abbildung 3.1 zu sehen. Der Aufbau der Dichtung besteht aus einer innenliegenden Edelstahlfeder, die für nahezu konstanten Anpressdruck über den gesamten Temperaturbereich sorgt. Als Werkstoff kommt PCTFE (Polychlorotrifluorethylene) zum Einsatz, welches lt. Hersteller für einen Temperatureinsatzbereich von -204°C bis 150°C geeignet ist.



Abbildung 3.1: PCTFE-Tieftemperaturdichtung

Der Hersteller der Dichtringe, welche neben den Injektoren auch bei anderen kraftstoffführenden Teilen zum Einsatz kam, ist die GFD GmbH in Deutschland.

Betätigungs-Magnet Der im Vergleich zur vorhergehenden Version neu eingesetzte Magnet zur Betätigung des Injektors besitzt eine deutlich gesteigerte Leistung, bei geringerem Einbauraum und höherer Fertigungsgenauigkeit. Weiters ist auch durch die Implementierung eines Federkontaktes, zwischen dem massiven Kupfer- und dem Stiftkontakt des Magneten, eine deutlich bessere Abdichtung nach außen möglich. Der Magnet ist kleiner und erlaubt ein kompakteres Ventildesign. Dickere und geringere Windungen führen zu einem geringeren Widerstand, was vorteilhaft für die Leistung der Endstufen der Injektoransteuerung ist. Der Anschluss des Magneten von außen erfolgt



Abbildung 3.2: Makroaufnahme der PCTFE-Dichtung

mittels einer M 2.5 mm Gewindebohrung, an der die Kabelkontakte mit handelsüblichen Kontaktschuhen befestigt werden können. Die Abdichtung des Kontaktes wurde durch ein Zweikomponenten-Epoxyharz realisiert.

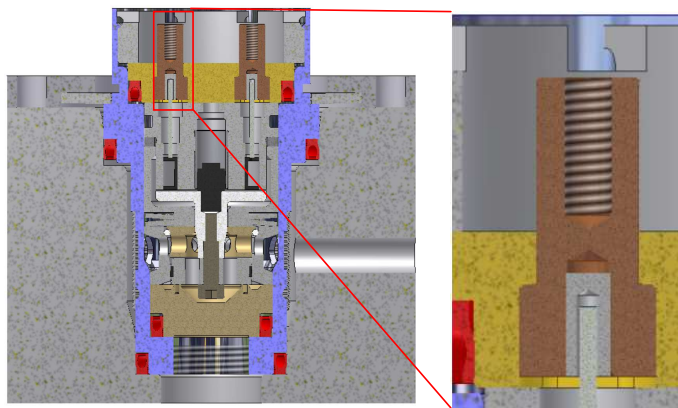


Abbildung 3.3: Querschnitt durch das 3D-Modell des Injektors

Adapter Zylinderdrucksensor

Aufgrund der zu erwartenden Rückzündproblematik im Wasserstoffbetrieb bei äußerer Gemischbildung, welche unter anderem durch die Zündkerzen verursacht werden kann, sollte für die Brennverfahrensentwicklung eine möglichst seriennahe Zündkerze verwendet werden. Eine Zylinderdruckindizierung über Zündkerzenadapter war für den Wasserstoffbetrieb somit von vornherein ausgeschlossen. Der Brennraumzugang für die Zylinderdrucksensoren erfolgte deshalb über die Injektorbohrungen im Zylinderkopf für den Benzinbetrieb (Direkteinspritzung). Hierfür wurden 4 Indizieradapter mit Bohrungen für die Zylinderdrucksensoren gefertigt. Die Sensoren werden über Gewinde mit

Konstruktiv wurde die Änderung des Verdichtungsverhältnisses durch bearbeitete Kolben umgesetzt. Um den Kolbenboden nicht zu sehr zu schwächen wurde eine Zylinderkopfdichtung mit 0.2 mm Übermaß eingesetzt. Damit reichte es, vorwiegend die Kolbenkrone abzdrehen.

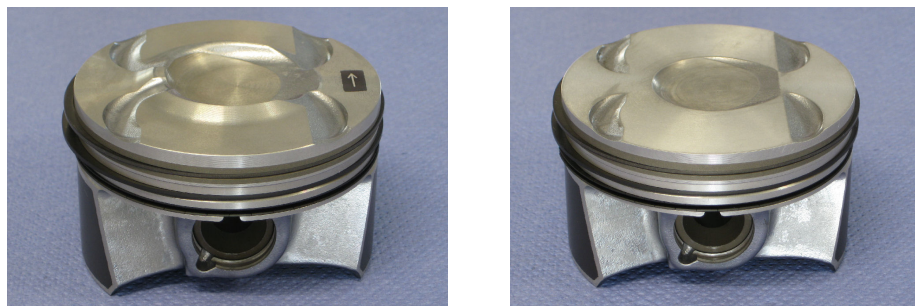


Abbildung 3.5: Basis-Kolben vor und nach der Bearbeitung

Benzin-Hochdruckpumpe

Für den Wasserstoffbetrieb wird die Benzin-Hochdruckpumpe nicht benötigt. Dabei wurde die Hochdruckpumpe, welche von der Einlassnockenwelle angetrieben wird, abgebaut und mit einem Blindflansch verschlossen. Dies führt zu einer Verminderung der mechanischen Reibung des Motors.

Kurbelgehäuseentlüftung

Das bei Wasserstoffverbrennungsmotoren auftretende Blow-by-Gas aus der Kurbelgehäuseentlüftung birgt ein gewisses Sicherheitsrisiko. Dieses Risiko besteht darin, dass unverbrannter Wasserstoff ins Kurbelgehäuse gelangt, sich dort ansammelt und dabei ein zündfähiges Gemisch bilden könnte. Aus diesem Grund wurde für den Prüfstandsbetrieb die Kurbelgehäuseentlüftung des Motors modifiziert. Der N18B16 verfügt standardmäßig über ein unterdruckgeregeltes System, welches in Abbildung 3.6 prinzipiell dargestellt ist. Die Zuführung der Blow-by-Gase wurde nach der Drosselklappe verschlossen. Damit kann zusätzlich das Rückzündungspotenzial verringert werden, weil sich die Anzahl der Öltröpfchen im Saugrohr als Zündherd verringert. Die zweite Zuführung zum Motor vor dem Verdichter wurde nach Außen in die Abgasabsaugung des Prüfstandes geführt. Damit bleibt die Funktion des Druckregelventils im Ventildeckel erhalten, und die gesamten Blow-by-Gase werden an dieser Stelle abgeführt. Zusätzlich wurde mit einem Blow-by-Meter der Volumenstrom gemessen. Die Messung des Volumenstroms kann dann z.B. als Indikator für den Verschleißzustand herangezogen werden. Für einen Fahrzeugeinsatz sind weiterführende Maßnahmen notwendig, weil das Blow-by-Gas nicht nach außen abgeführt werden darf.

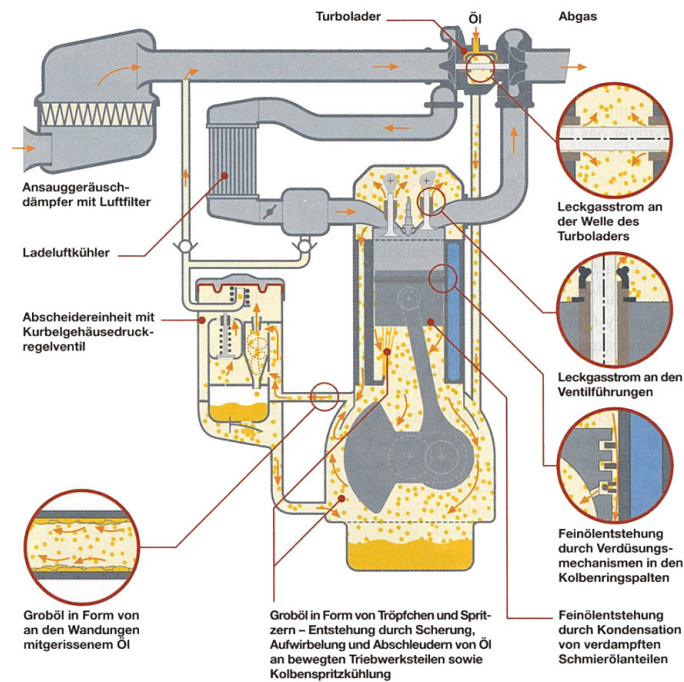


Abbildung 3.6: Beispiel für ein unterdruckgeregeltes Kurbelgehäuseentlüftungssystem [34]

3.1.2 Motorelektrik

Die Entwicklung eines neuen H₂-Brennverfahrens setzt die Möglichkeit voraus, alle Motorparameter frei zu verstellen und auch eigene Funktionen zu entwickeln. Dafür wurde das serienmäßige Steuergerät durch ein seriennahes Entwicklungs-Motorsteuergerät der Firma AFT Atlas Fahrzeugtechnik GmbH ersetzt, um damit höchstmögliche Freiheitsgrade bei der Gestaltung des Brennverfahrens zu gewährleisten.

PROtronic-Motorsteuerung

Die PROtronic genannte Plattform ist mit einer modellbasierten Funktionssoftware ausgestattet. Damit können relativ einfach und schnell neue innovative Funktionen umgesetzt und getestet werden (siehe dafür Kapitel 6).

In Abbildung 3.9 ist die PROtronic-Motorsteuerung samt aller Sensoren und Aktoren dargestellt. Zu sehen sind auch die zusätzlich eingebundenen Sensoren für die Wasserstofftemperatur und den -druck. Damit sollte eine Dichtekorrektur, zur Einblasedauerbestimmung, ermöglicht werden. Neben einfachen Grundfunktionalitäten wurde auch die Funktion der Valvetronic in die PROtronic übertragen. Aufgrund der komplexen Steuerungsfunktionen des VVT-Systems wurde auf eine funktionelle Umsetzung direkt in der Systemsoftware der PROtronic verzichtet. Stattdessen wurde ein separates VVT-Steuergerät über eine CAN-Schnittstelle an die PROtronic angeschlossen. Die eigent-



Abbildung 3.7: PROtronic-Motorsteuerung

liche Regelung des Vorganges übernimmt dabei das VVT-Steuergerät, die Anforderung wird über den Bus an die PROtronic gesendet. Damit stand die volle Funktionalität der Verstellung des Einlassventilhubes zur Verfügung.

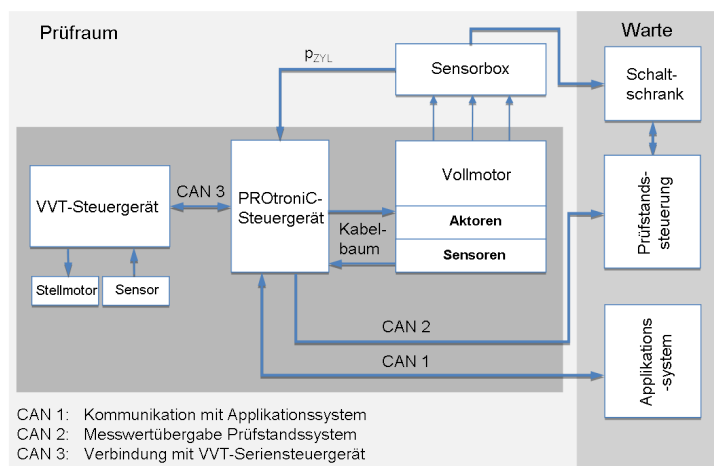


Abbildung 3.8: Vernetzung der PROtronic-Motorsteuerung am Prüfstand

In Abbildung 3.8 ist die Vernetzung der PROtronic im Prüfstandssystem dargestellt. Neben der Kommunikation mit dem VVT-Steuergerät ist eine Verbindung mit dem Applikations- und Prüfstandssystem notwendig. Damit können alle relevanten Daten aus der PROtronic mitgemessen und die Applikation durchgeführt werden.

Kabelbaum

Die Verwendung einer anderen Motorsteuerung bedingt eine Anpassung des serienmäßigen Kabelbaums. Grundlegende Anpassungen wurden seitens der BMW Forschung und Technik getätigt. Mithilfe einer sogenannten Breakout-Box, welche den Zugang zu ein-

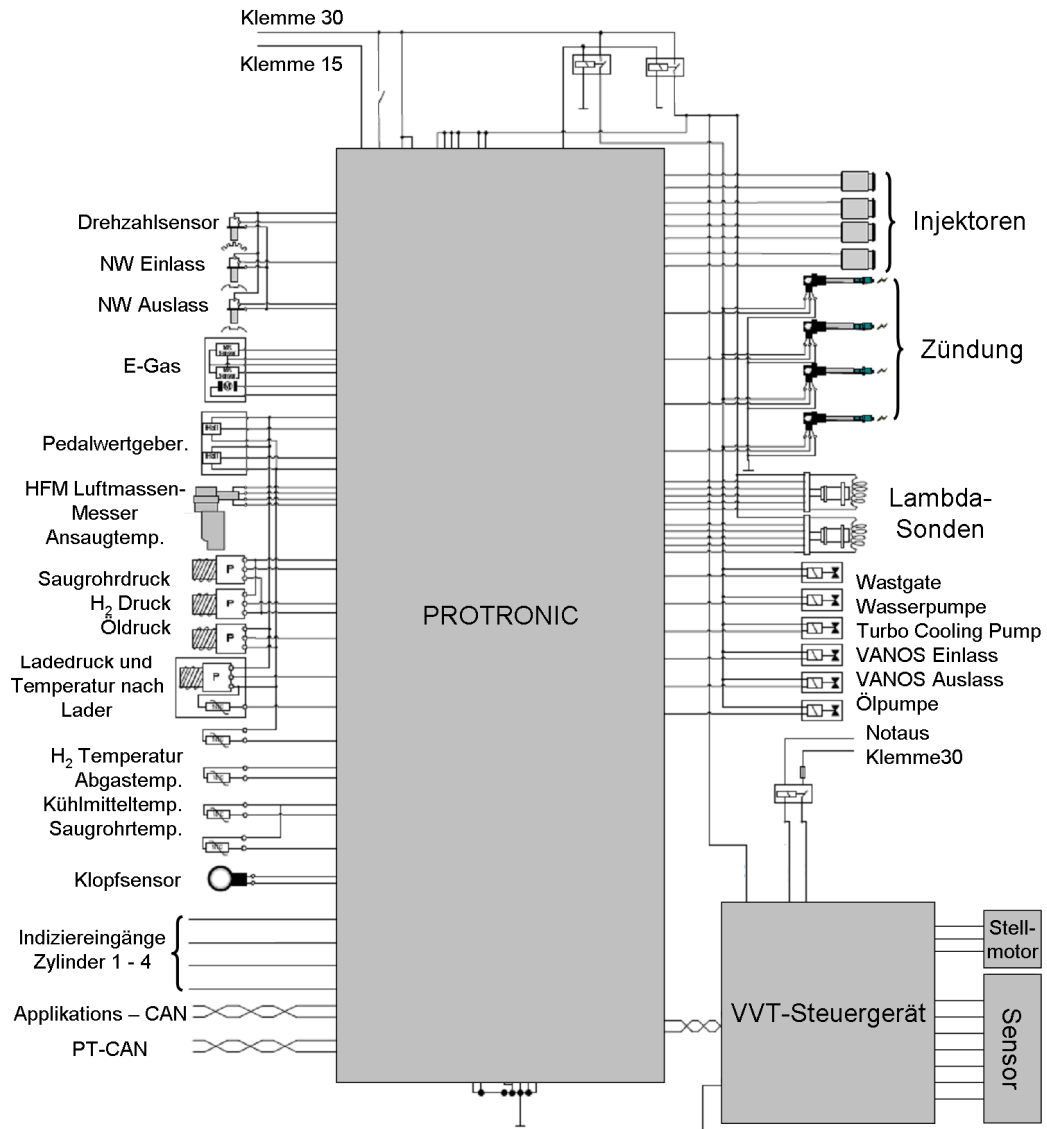


Abbildung 3.9: Anschlussplan der PROtronic-Motorsteuerung

zelenen Pins am Steuergerät erleichtert, konnten zusätzliche Sensoren und Aktoren auch nachträglich angeschlossen werden.

3.2 Kryo-Gemischbildungseinheit

Die Integration der H₂-Injektoren in das serienmäßige Saugsystem des Motors erfolgte mittels einer Gemischbildungseinheit. Die zwischen dem Ansaugkrümmer und dem Zylinderkopf montierte Einheit, nimmt neben den Injektoren auch Sensorik zur Erfassung der Zustandsgrößen der Frischladung auf. Im Nachfolgenden wird auf die Konstruktion und Fertigung, sowie anschließende Erprobung im Motorbetrieb eingegangen. Auch einige wichtige Designmerkmale werden näher beschrieben.

3.2.1 Anforderung/Funktion

Erhöhte Ansprüche an die Konstruktion werden durch die Forderung nach einer möglichst geringen Ladungstemperatur gestellt. Diese soll durch die Minimierung des Wärmeeintrags in den Kraftstoff- und Frischluftstrom erzielt werden. Aufgrund der tiefkalten Kraftstoffeinbringung resultieren Temperaturdifferenzen innerhalb der Bauteile, welche Längenänderungen bzw. Spannungen im Material verursachen können. Weiters muss durch die konstruktive Gestaltung eine Vereisung der Düsenbohrungen aufgrund der Luftfeuchtigkeit im Frischluftstrom im Bereich der Austrittsbohrung des tiefkalten Kraftstoffes und anderer kalter Bauteiloberflächen verhindert werden. Zur Erfüllung der gestellten Anforderungen konnte bei der Konzeptfindung und Konstruktion auf Erfahrungen zurückgegriffen werden, die beim Aufbau und Betrieb eines Einzylinder-Forschungsmotors mit kryogenem Wasserstoff bei der BMW Forschung und Technik GmbH im Rahmen des EU-Förderprojektes HyICE gewonnen werden konnten (siehe [13]).

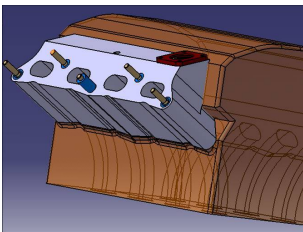
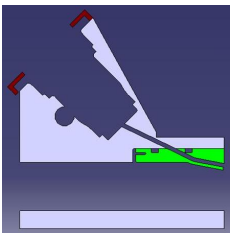
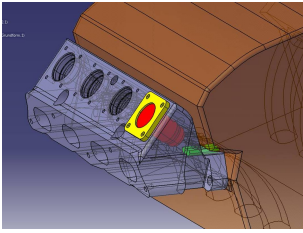
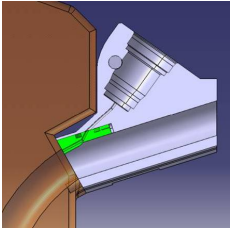
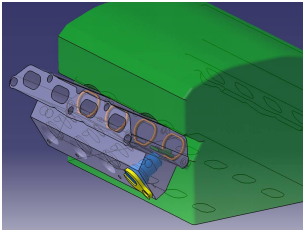
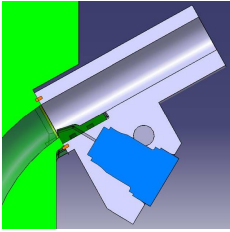
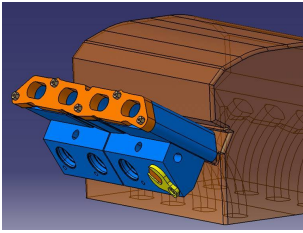
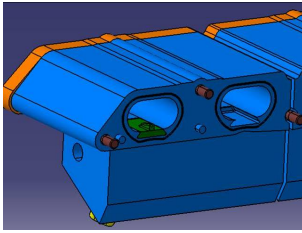
3.2.2 Designkonzepte

Eine Realisierung dieser Anforderungen ist in verschiedenen Ausführungen möglich. So ist eine Montage der Injektoren sowohl hängend als auch stehend denkbar. Im Hinblick auf den Prüfstandsbetrieb des Versuchsträgers ist die Wartungs- und Montagefreundlichkeit der Injektoren und der Sensorik zu beachten. Dennoch soll ein kompaktes Packaging auch eine Fahrzeugintegration ermöglichen. Für jede Konfiguration ist zu berücksichtigen, dass an kalten Oberflächen aus der Ansaug- oder Umgebungsluft ausfallendes Kondenswasser abgeleitet bzw. von Funktionselementen abgehalten werden soll. Temperaturgradienten und unterschiedliche Längenausdehnungskoeffizienten der Materialpaarungen können Spannungen innerhalb der Bauteile hervorrufen. Diese können durch eine mehrteilige Bauweise oder durch das Erlauben von Ausgleichsbewegungen an der Füge-stelle vermindert werden. Eine mehrteilige Bauweise macht allerdings eine Verzweigung

der Wasserstoffversorgung notwendig. Aus Bauraum- und Fertigungsgründen kann diese Verzweigung und die daran anschließende Leitung nicht mit einer Vakuumisolierung ausgeführt werden, was einen erhöhten Wärmeeintrag nach sich zieht.

Im Rahmen einer Designstudie wurden hinsichtlich der Einbaulage der Injektoren und auch der weiteren konstruktiven Detaillierungen, verschiedene Konzepte untersucht und bewertet. Diese Studie wurde in einer Diplomarbeit an der HTL Steyr durch Thomas Fischer und Alexander Haan (Betreuer: DI Dr. Martin Kaufmann von der BMW Motoren GmbH Steyr), durchgeführt. Dabei wurden mögliche Konfigurationen hinsichtlich ihrer Realisierbarkeit und Praxistauglichkeit untersucht (Tabelle 3.1).

Tabelle 3.1: Variantenstudien

<p>Variante 1 Injektoren hängend, einteilige Ausführung, parallele Anschlussflansche</p>		
<p>Variante 2 Injektoren hängend, einteilige Ausführung, geneigte Anschlussflansche</p>		
<p>Variante 3 Injektoren stehend, einteilige Ausführung, parallele Anschlussflansche</p>		
<p>Variante 4 Injektoren stehend, zweiteilige Ausführung, parallele Anschlussflansche</p>		

Die untersuchten Varianten basieren auf der Verwendung des Werkstoffs Tecasint 1011 (siehe Abschnitt 3.2.4) und der Integration einer mittels Wärmebrücke zum Zylinderkopf beheizten Einblasedüse (siehe Abschnitt 3.2.6).

Variante 1

Diese Variante ist als prismatisches Zwischenstück zwischen Krümmerflansch des Zylinderkopfes und der bestehenden Sauganlage konzipiert. Die Einblasung erfolgt durch die obenliegenden, stehend montierten Einblaseventile, die so für Wartungsarbeiten gut zugänglich sind. Die Baulänge ist bestimmt durch den notwendigen Bauraum für die Injektoren und dem Vorsprung des Zylinderkopfes in Richtung Ventildeckel. Eine Verlängerung der Ansaugstrecke hat jedoch neben Druckverlusten auch Auswirkungen auf das Saugrohrvolumen und die Gasdynamik und ist daher nach Möglichkeit gering zu halten. Auch die Längen der Versorgungsbohrungen vom Injektorausstritt bis zur Düsenöffnung sind im Hinblick auf das Totvolumen zu minimieren. Damit soll eine präzise Zudosierung gewährleistet werden. Um die Baulänge nicht weiter zu vergrößern, ist daher die in die Gemischbildungseinheit integrierte H₂-Versorgungsbohrung auf der motorabgewandten Seite vorgesehen. Allerdings sind der Bauraum und die Zugänglichkeit in diesem Bereich durch die angeschlossene Sauganlage und den Luftfilterkasten eingeschränkt. Durch die rechtwinkelige Lage der Flanschflächen zur Kanalrichtung kann eine gemeinsame Montage der Gemischbildungseinheit und der Sauganlage auf verlängerten Stehbolzen realisiert werden. Diese Bauweise ermöglicht einen reduzierten Wartungsaufwand, weil ein rascher Zugriff zu den Zylinderdrucksensoren der Indizier-Messanlage gewährleistet ist. Diese sind für den Wasserstoffbetrieb an Stelle der serienmäßigen Benzininjektoren unterhalb der Einlasskanäle verbaut.

Die stehende Montage der Einblaseventile verhindert, dass Kondenswasser in die Düsenöffnung und in den Injektor eintreten kann. Das Absetzen von Wasser aus der Umgebungsluft am aus der Gemischbildungseinheit am herausragenden Ventilgehäuse muss für eine derartige Konfiguration durch konstruktive Maßnahmen verhindert werden.

Variante 2

Bei grundsätzlich identischer Konfiguration wurden in der Variante 2 die Flanschebenen um 14,5° gegenüber der Strömungsrichtung geneigt. Dadurch können die Injektoren etwas näher am Zylinderkopf platziert werden und die Kraftstoff-Versorgungsbohrung auf die dem Motor zugewandten Seite der Injektoren verlegt werden. Dies ist im Hinblick auf die Kraftstoffversorgung mittels der vakuumisolierten Versorgungsleitung günstig. Durch die Annäherung der Injektoren an den Zylinderkopf ist eine Reduktion der zusätzlichen Saugrohrlänge und der Länge der Versorgungsbohrungen der Einblasedüsen möglich. Für eine Fahrzeugintegration ist der gegenüber Variante 1 geringere Platzbedarf durch die motornähere Anordnung der Sauganlage und des Luftfilterkastens günstig. Allerdings sind Druckverluste durch die Umlenkung der Strömung und die damit verbundene Einschnürung des Strömungskanalquerschnittes zu erwarten. Um diesen Effekt quantifizieren zu können, wurde mittels einer dreidimensionalen CFD-Simulation, unter der Annahme von realitätsnahen Betriebsbedingungen, der Druckabfall bei einer stationären Durchströmung errechnet. Je Knick ist demnach ein nur geringfügiger Totaldruckverlust

von 0.7 mbar zu erwarten (siehe Abbildung 3.10). Durch die Neigung der Flanschebenen muss für die Befestigung der Sauganlage an der Gemischbildungseinheit eine zusätzliche Verschraubung vorgesehen werden. Die Montage an verlängerten Stehbolzen ist nicht möglich.

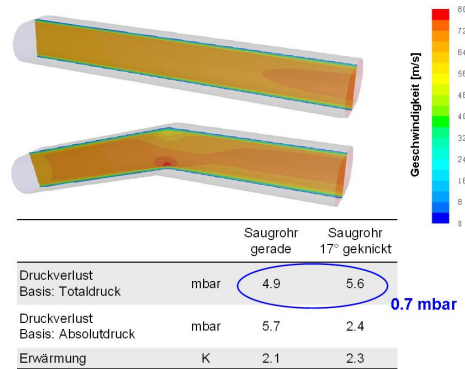


Abbildung 3.10: CFD-Simulation des Druckverlustes im geknickten Kanal bei Hochlast (Randbedingungen: 4000 min^{-1} , $\lambda = 1$, $p_e = 23 \text{ bar}$)

Variante 3

In Variante 3 ist eine stehende Montage der Injektoren von unten in die Gemischbildungseinheit vorgesehen. Diese Konfiguration bewährte sich bereits im Projekt HyICE und weist besonders kurze Wege vom Injektor zur Düsenbohrung auf. Auch die zusätzliche Saugrohrlänge kann in dieser Konfiguration besonders kurz ausfallen. Allerdings ist die Zugänglichkeit der Injektoren in dieser Bauweise stark eingeschränkt. Diese kann jedoch verbessert werden, indem die Bauhöhe der Gemischbildungseinheit vergrößert und so freier Bauraum zwischen Motor und Sauganlage geschaffen wird. So kann die Demontage der Injektoren sowie Wartungsarbeiten ohne Abbau der Sauganlage ermöglicht werden. Für den Prüfstandsbetrieb wäre eine Ausführung in hoher Bauweise denkbar, die nach Abschluss der Applikationsarbeiten, im Hinblick auf ein kompaktes Packaging für die Fahrzeugintegration nachträglich adaptiert und in der Bauhöhe reduziert wird. Durch die untenliegenden Injektoren wird aber die Zugänglichkeit zu den Zylinderdrucksensoren stark eingeschränkt, was bei einem Tausch erheblichen Aufwand verursacht. Durch die stehende Montage der Injektoren fließt Kondenswasser, das sich außen am Gehäuse bildet, ohne weitere Maßnahmen ab. Allerdings kann Wasser, das sich in der ansteigenden Leitung vom Injektor zur Düsenbohrung bildet, in den Injektor fließen. Aufgrund der Ausnehmungen für die Montage der Benzin-Einspritzventile im Serienzustand, ist die nutzbare Fläche unterhalb der Öffnung des Einlasskanals reduziert. So ist die Unterbringung der für die Wärmeübertragung in den Düseninsatz notwendigen Kontaktfläche und einer Dichtfläche in diesem Bereich ohne einen Materialauftrag am Zylinderkopf nicht möglich (Abbildung 3.11).

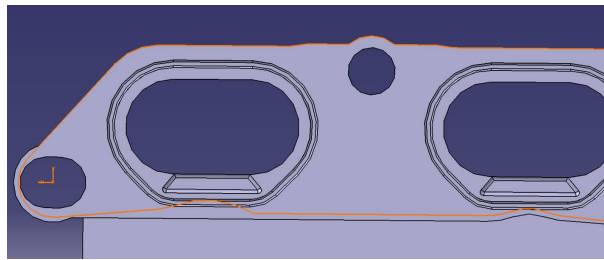


Abbildung 3.11: Flanschfläche der Gemischbildungseinheit (grau) und Umriss der nutzbaren Dichtfläche am Zylinderkopf (orange)

Variante 4

Die Möglichkeit einer zweiteiligen Bauweise wurde in Variante 4 betrachtet. Dafür dient Variante 3, mit von unten eingebauten Injektoren, als Basis. Durch die Halbierung der Baulänge gegenüber den zuvor gezeigten Varianten können auch die für Materialspannungen verantwortlichen Differenzen in der Längendehnung durch Temperaturänderung halbiert werden. Durch eine Lagefixierung in der Segmentmitte können so die aufzunehmenden Wege an den Befestigungspunkten auf ein Viertel der gesamten Längenänderungsdifferenz reduziert werden. Die Befestigung am Zylinderkopf kann bei parallelen Flanschen (Varianten 1 und 3) mittels verlängerter Stehbolzen erfolgen. Der Flansch der Sauganlage kann dabei als Niederhalter der beiden Segmente der Gemischbildungseinheit dienen. Ausgleichsbewegungen werden zur Aufnahme der Längenänderung durch Langlöcher erlaubt. Die Aufteilung der Kraftstoffversorgung auf die Segmente kann aus konstruktiven sowie aus Bauraumgründen nicht vakuumisoliert ausgeführt werden.

Die Versorgungsleitung kann auch außerhalb der Gemischbildungseinheit gelegt werden. Um den Wärmeeintrag in den zugeführten Kraftstoff gering zu halten, muss diese vakuumisoliert ausgeführt werden. Der zur Verfügung stehende Bauraum im Fahrzeug ist aber begrenzt. Auch die Zugänglichkeit zu den einzelnen Injektoren wird durch eine externe Versorgungsleitung eingeschränkt. Da für die Führung des tiefkalten Kraftstoffes und der gekühlten Ladung besondere Anforderungen an die Isolierwirkung des Werkstoffes der Gemischbildungseinheit gestellt werden, scheint eine getrennt isolierte Versorgungsleitung nicht zweckmäßig.

3.2.3 Konzeptauswahl

Zur Konzeptauswahl wurden Prototypen aus extrudiertem Polystyrol gefertigt. Diese ermöglichen die Kontrolle der Zugänglichkeit zu den Injektoren. Eventuelle Kollisionen der Anbauteile mit der Gemischbildungseinheit können so direkt am Versuchsträger überprüft werden. Wie vorhin beschrieben, zeigt sich beim Einbau der Injektoren von unten (Variante 3) die Notwendigkeit, die Gemischbildungseinheit in ihrer Baulänge zu vergrößern, um so freien Zugang für die Wartung und die Demontage der Einblaseventile zu ermöglichen. Für die Varianten 1 und 2 ergibt sich durch die Montage von oben eine

hohe Wartungsfreundlichkeit.

Ein weiteres Kriterium für die Konzeptauswahl ist die Zugänglichkeit der Zylinderdrucksensoren. Diese ist ebenfalls bei den Varianten 1 und 2 gegeben. Allerdings ermöglicht Variante 2 die Versorgungsbohrung der Injektoren und somit auch die Wasserstoffzuführung auf die dem Motor zugewandten Seite der Ventile zu legen. Dadurch können Kollisionen mit dem Luftfilterkasten vermieden werden und die Demontage der Injektorniederhalter wird erleichtert.

Das Packaging fällt in Variante 2 deutlich kompakter aus als in Variante 1. Die Knicke der Strömungsführung bewirken eine motornahe Position der Sauganlage und somit eine geringe Gesamthöhe des Aggregates. Auch aufgrund der problemlosen Realisierbarkeit des Dichtkonzeptes, der kurzen Strömungswege für Frischluft und Kraftstoff, sowie der errechneten geringen Druckverluste durch die zusätzlichen Umlenkungen wurde die Entscheidung zu Gunsten der Variante 2 getroffen.

3.2.4 Werkstoffwahl

Die Forderung an die Gemischbildungseinheit, den Wärmeeintrag in die Frischladung zu minimieren, wird neben der konstruktiven Gestaltung insbesondere durch die Wahl des Werkstoffes erfüllt. So weist der verwendete Hochleistungskunststoff Terasint 1011 der Ensinger Sintimid GmbH eine Wärmeleitfähigkeit von nur 0.22 W/mK auf (Aluminium 236 W/mK). Dies ermöglicht eine weitgehend thermische Entkopplung des tiefkalten Kraftstoffes vom Zylinderkopf bzw. der Umgebung. Diese niedrige Wärmeleitfähigkeit ist zwar nicht ungewöhnlich für Kunststoffe, im Hinblick auf die Wärmeausdehnung können mit diesem Material aber die Wärmespannungen entscheidend reduziert werden. Der Grund liegt im vergleichsweise niedrigen Wärmeausdehnungskoeffizienten für Kunststoffe, welcher in der Nähe von Aluminium liegt (siehe Tabelle 4.1).

Wie aus Ergebnissen zu Wärmestromrechnungen aus Tabelle 3.2 hervorgeht, wird durch den Injektor selbst der Kraftstoff betragsmäßig am meisten aufgeheizt. Das Edelstahlgehäuse des Injektors wirkt wie eine Art Wärmebrücke zur Umgebung.

3.2.5 Konstruktion und Fertigung

Die Ausarbeitung der Konstruktion, sowie die Anfertigung von Fertigungszeichnungen wurden ebenso wie die Variantenstudie, weitgehend durch Thomas Fischer und Alexander Haan im Rahmen ihrer Diplomarbeit durchgeführt. Aufgrund fertigungstechnischer Beschränkungen ergab sich von Seiten der Ensinger Sintimid GmbH als Erzeuger des Halbzeuges aus Terasint 1011 die Auflage, die Gemischbildungseinheit aus einem maximal 100 mm dicken Rohmaterial zu fertigen. Auch die Anforderungen zur Fertigung der Gemischbildungseinheit auf einem CNC-Bearbeitungszentrum - ebenfalls durch die Ensinger Sintimid GmbH durchgeführt - mussten bei der Konstruktion berücksichtigt werden.

Tabelle 3.2: Wärmestromrechnungen mittels FEM-Simulation zur Beurteilung der Isoliereigenschaften der Gemischbildungseinheit aus Tecasint [13]

Wärmequelle	Komponente	Wärmestrom
Zylinderkopf	Flansch	7.2 W
	Bolzen unten	7.5 W
	Bolzen oben	3.6 W
Umgebung	Einheit	15.4 W
	Injektor	30.6 W
resultierender Wärmestrom auf Kryogas	Einlasskanal	6.7 W
	Injektor	-60.2 W
	H ₂ -Rail	-15.1 W
Check-Summe		-4.3 W

Die Änderungen am Zylinderkopf zur Montage der Gemischbildungseinheit mussten möglichst gering gehalten werden. Daher wurde der Anschluss an den Befestigungspunkten der originalen Sauganlage vorgesehen. Die Lagefixierung mittels eines Zylinderstiftes erfolgt, wie oben für eine mehrteilige Variante beschrieben, in der Mitte der Einheit. So muss an den Befestigungspunkten maximal der halbe Weg der thermisch bedingten Längenänderungen aufgenommen werden. Lediglich die Bohrung für diesen Zylinderstift muss nachträglich am Flansch des Zylinderkopfes gesetzt werden. Die Anschlussmaße des Zylinderkopfflansches wurden praktisch unverändert auf die Einlassseite der Gemischbildungseinheit übertragen. So kann die Sauganlage ohne weitere Maßnahmen an dieser befestigt werden. Auch das Dichtkonzept des Serienmotors kann für diese Kontaktstelle übernommen werden. Da dieses Dichtkonzept grundsätzlich den gleichen Anforderungen wie an der Kontaktfläche zwischen Gemischbildungseinheit und Zylinderkopf genügen muss, wurde deren Prinzip auch auf diese Fügestelle übertragen.

Der Werkstoff Tecasint gehört zur Familie der aromatischen Polyimide. Diese sind nicht schmelzbar und daher nicht auf den üblichen Maschinen zur Kunststoffverarbeitung formbar. Es werden daher Verfahren der Pulvermetallurgie zur Formgebung herangezogen. Zum Herstellen von Halbzeugen geht man von Polyimid-Kunststoff in Pulverform aus, der durch ein Drucksinterverfahren verdichtet wird. Dazu kann man das Pulver kaltisostatisch vorverdichten und in einem zweiten Schritt unter Temperatureinwirkung druckverdichten. Dies erfolgt dann in geschlossenen, allseitig beheizten Blockwerkzeugen bei mittlerem Druck und oberhalb der Glasübergangtemperatur. Wegen der schlechten Wärmeleitfähigkeit des Kunststoffmaterials müssen bis zum völligen Verdichten und Verglasen naturgemäß lange Durchwärmezeiten in Kauf genommen werden. Bei einer zu langen Prozessführung besteht sowohl das Risiko der thermischen Schädigung, als auch der Verhinderung der Bildung der dreidimensionalen Netzwerkstruktur. Beides führt zu

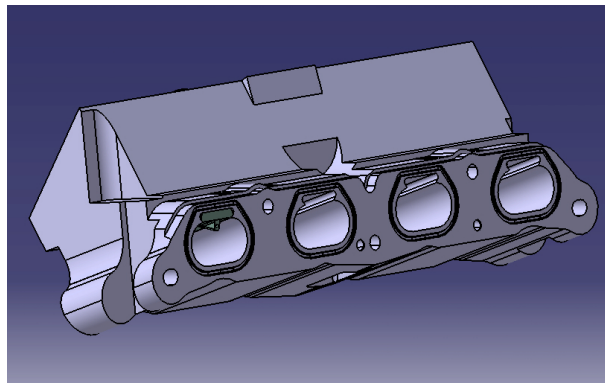


Abbildung 3.12: CAD-Modell der Gemischbildungseinheit mit Blick auf die Flanschfläche zum Zylinderkopf

reduzierter mechanischer Festigkeit des Blockes bzw. zu steigenden Materialspannungen. Das ausgewählte Pulver wurde mit den optimierten Sinterparametern verarbeitet. Nachgeschaltet wurde ein mehrstündiger Temperprozess um ggf. noch enthaltene Restspannungen zu entfernen. [Ensinger Sintimid GmbH]



Abbildung 3.13: Kryo-Gemischbildungseinheit aus Terasint

3.2.6 Konstruktionsdetails

Die thermische Anbindung der Kraftstoffdüsen zur Verhinderung von Vereisungen ist mittels der Düseneinsätze aus Aluminium realisiert worden. Diese werden in Führungsnuten der Gemischbildungseinheit eingesetzt (siehe Abbildung 3.14). Vorgespannte Blattfedern sorgen für einen sicheren Kontakt zum Zylinderkopf. Die Wärmeleitpaste an der Kontaktstelle verbessert die Wärmeeinleitung in den Düseneinsatz weiter. Die Ausrichtung der Düsenbohrung erfolgte unter Verwendung von Geometrieangaben direkt in Richtung des Einlassventils. Durch die modulare Bauweise ist aber auch eine Variation der Düsengeometrie, durch Wechseln der Einsätze möglich (Abbildung 3.15). Der Durchtritt der Versorgungsbohrung durch die Kontaktfläche zwischen Gemischbildungseinheit und Düseneinsatz wird durch federelastische Dichtelemente, welche von der GFD

GmbH geliefert werden, abgedichtet. Die Dichtelemente sind im Hinblick auf die Eignung für tiefkalten Wasserstoff aus dem Kunststoff PCTFE gefertigt und werden durch Edelstahlfedern gestützt.



Abbildung 3.14: Aufnahme der Düseneinsätze



Abbildung 3.15: Düseneinsatz (mit Blattfeder)

Auch die weiteren Dichtstellen der Wasserstoffführung sind mit Dichtelementen aus PCTFE ausgeführt. So werden auch die Injektoren durch die Hörbiger ValveTec mit Radialdichtungen von GFD ausgestattet. Die Lagefixierung der Injektoren erfolgt mittels Niederhaltern. Beim Zusammenbau muss die Montagekraft zum Einführen der Dichtringe in ihren Sitz aufgebracht werden. Die Lagefixierung der Injektoren in der tiefstmöglichen Position im Sackloch wird durch ein Tellerfederpaket sichergestellt. Zum Fernhalten von Kondenswasser sind die Niederhalter geschlossen ausgeführt, Dichtringe an den Kontaktflächen zur Gemischbildungseinheit und abgedichtete Kabeldurchführungen der elektrischen Anschlüsse verschließen den Raum oberhalb der Injektoren (Abbildung 3.16).

3.2.7 Funktionserprobung

Für die Funktionserprobung der Sauganlage und des Motors wurde ein Prototyp der Gemischbildungseinheit aus - im Vergleich zu Tecasint 1011 kostengünstigem - Aluminium gefertigt. Mit dieser Einheit ist eine Inbetriebnahme des Motors mit warmem Wasserstoff möglich. Die Fertigung des Aluminium-Prototypen sowie der Düseneinsätze wurde

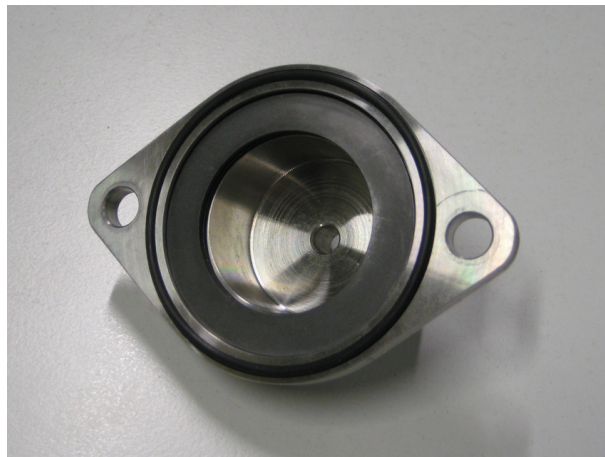


Abbildung 3.16: Injektorniederhalter mit Tellerfeder-Paket und Dichtring

durch die Firma mfk-tech - Werkzeugbau- und Fertigungstechnik GmbH durchgeführt. Im Hinblick auf die Möglichkeit der nachträglichen Bearbeitung und des Materialauftrags durch Schweißen wurde eine Al-Mg-Si-Legierung gewählt (Abbildung 3.17).

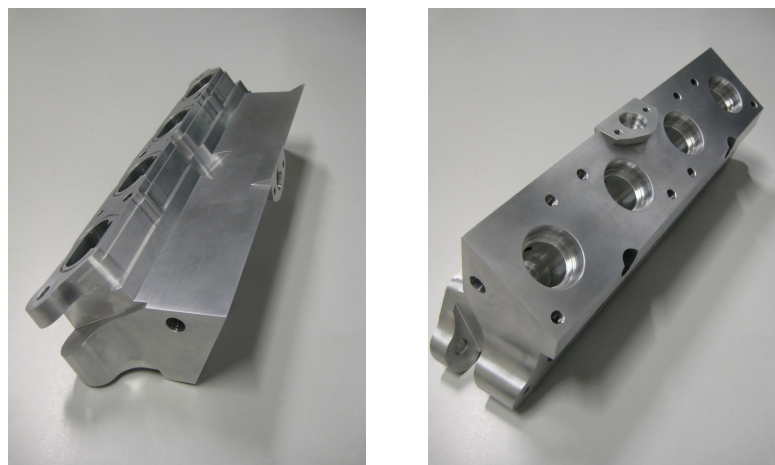


Abbildung 3.17: Aluminium-Prototyp der Gemischbildungseinheit

Nach der Erstellung der CAD-Daten der Gemischbildungseinheit wurde bei der BMW Forschung und Technik GmbH durch Zusammenführen dieses Modells mit dem CAD-Modell des Motors ein Digital Mock-Up durchgeführt. Dieses erlaubt, frühzeitig Kollisionen von Bauteilen zu erkennen, bzw. die Fertigung von Prototypen freizugeben (Abbildung 3.18).

Die in Kapitel 2.4.2 beschriebene Inbetriebnahme des Motors im Wasserstoffbetrieb wurde mit dem Aluminium-Prototypen der Gemischbildungseinheit durchgeführt (siehe Abbildung 3.19). Auch erste Messergebnisse konnten in dieser Konfiguration erzielt werden. Im Betrieb mit warmen Wasserstoff konnte das gewählte Saugrohrkonzept sei-

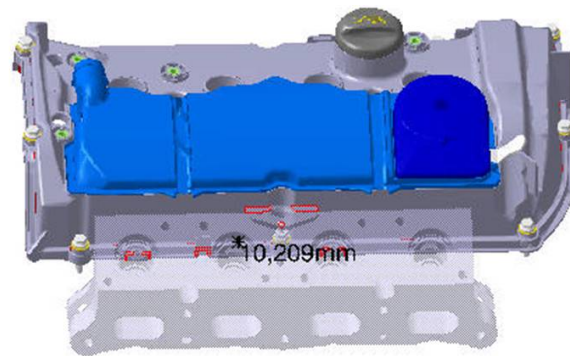


Abbildung 3.18: Digital Mock-Up zur Analyse von Bauteilkollisionen

ne Funktionsfähigkeit unter Beweis stellen und damit die Freigabe zur Fertigung der eigentlichen Tecasint-Variante erreicht werden.

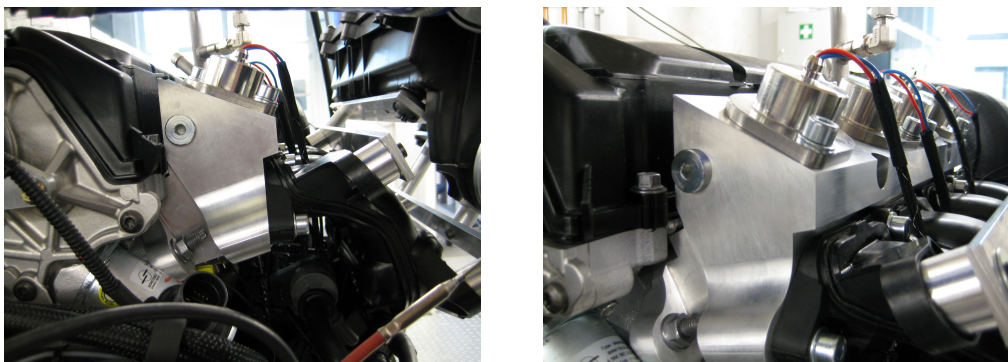


Abbildung 3.19: Zusammenbau am Versuchsträger

3.3 Gemischtemperatur

Für die Berechnung wichtiger Motorkenngrößen muss der Zustand der Frischladung vor dem Einlassventil bekannt sein. Das ist bei einer kryogenen Gemischbildung nur rechnerisch möglich. Die genaue messtechnische Erfassung stellt sich als schwierig dar, weil der Zustand im Saugrohr durch den intermittierenden Einblasevorgang von tiefkalten H_2 höchst instationär ist. Es ist davon auszugehen, dass eine vollständige Vermischung mit der Luft im Saugrohr noch nicht vorliegt. Im Zuge dessen wurde zur Berechnung des Zustandes der Frischladung ein Programm geschrieben, welches durch messbare Einzelgrößen am Versuchsträger (Ladedruck, Ladelufttemperatur, Luftverhältnis, Einblase-temperatur) die Mischungstemperatur berechnet. Ist die Gemischtemperatur bekannt, kann z.B. der Liefergrad bestimmt und die Gemischaufheizung oder der Gemischheizwert

ermittelt werden. Auch für die Berechnung des Wirkungsgrades des vollkommenen Motors ist die Kenntnis über die Gemischttemperatur entscheidend. Für die Lösung dieses Problems wurde mit dem Softwarepaket MATLAB das Programm „CryoTemp“ entwickelt. Es wurden NASA-Polynome mit 7 Koeffizienten für die Berechnung der Stoffwerte verwendet, welche aus dem Internet als „Freeware“ erhältlich sind [2, 33]. Für die Berechnung wird ein adiabates, offenes (isobares) System angenommen, siehe Abbildung 3.20.

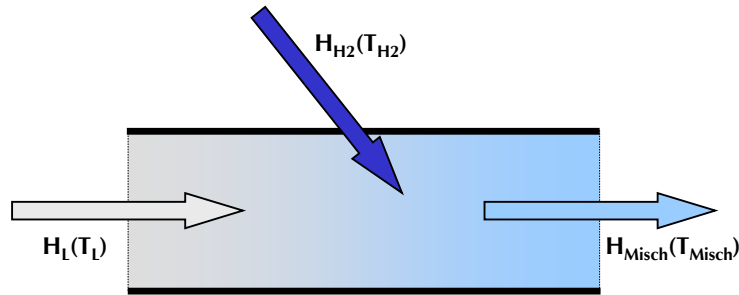


Abbildung 3.20: Schematische Darstellung der Mischtemperaturberechnung

Ausgehend vom ersten Hauptsatz der Thermodynamik für ein offenes System ergibt sich folgende Gleichung:

$$H_L(T_L) + H_{H_2}(T_{H_2}) = H_{Misch}(T_{Misch}) \quad (3.1)$$

Gesucht ist hier jedoch nicht H_{Misch} , sondern T_{Misch} . Bei der Verwendung von Stoffwertetabellen kann dieses Problem nur iterativ gelöst werden. Durch die Verwendung von Polynomen ist eine analytische Lösung möglich. In Abbildung 3.21 ist die Mischtemperatur für jeweils $\lambda = 1.0$ und $\lambda = 2.5$ über der Wasserstofftemperatur abgebildet. Die Mischtemperatur steigt naturgemäß mit steigender H_2 - und Lufttemperatur an. Als Einblasedruck wurden 5 bar gewählt. Somit ist die minimale Kraftstofftemperatur bei gasförmiger Einblasung 28 K, womit sich eine minimale Gemischttemperatur im stöchiometrischen Betrieb von 220 K ergibt, bei einer Lufttemperatur von 290 K (17 °C). Geht man von einer flüssigen H_2 -Einspritzung aus ($T_{H_2} = 27$ K) kann auch die Verdampfungswärme genutzt werden und die Mischtemperatur sinkt noch einmal beträchtlich.

Mit steigendem Luftverhältnis nähert sich die Mischtemperatur der Lufttemperatur an, wodurch unter gegebenen Randbedingungen bei einem Magerbetrieb die Mischtemperaturen deutlich höher sind als im stöchiometrischen Betrieb. Mit den Mischtemperaturen aus Abbildung 3.21 wurden die dazugehörigen Gemischheizwerte berechnet. Der Gemischheizwert errechnet sich nach Gleichung 3.2:

$$H_G = \rho_G \cdot \frac{H_u}{1 + \lambda \cdot L_{st}} \quad (3.2)$$

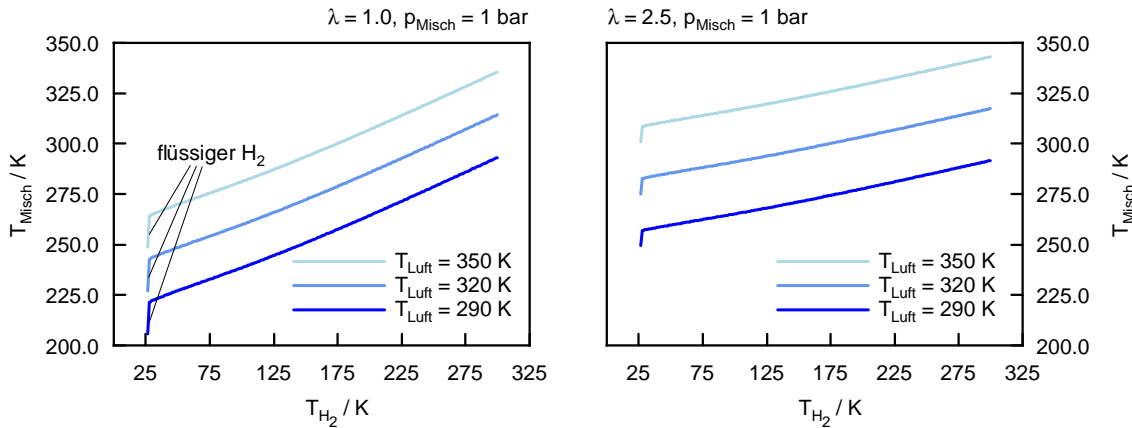


Abbildung 3.21: Temperatur des Kraftstoff-Luft-Gemischs in Abhängigkeit von λ und T_{Luft}

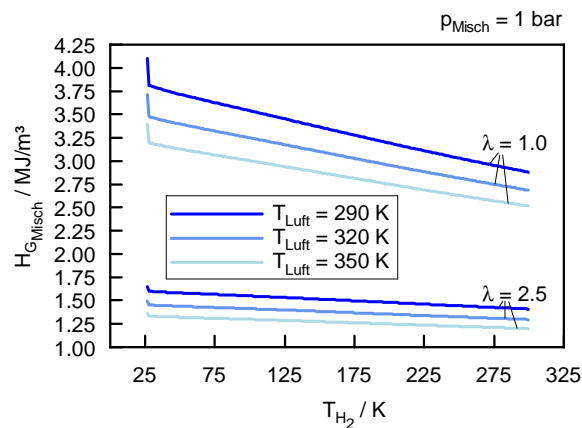


Abbildung 3.22: Gemischheizwerte in Abhängigkeit von λ und T_{Luft}

Aufgrund der Abhängigkeit des Gemischheizwertes von der Dichte, welche wiederum eine Funktion der Temperatur ist, steigt der Gemischheizwert mit sinkender Gemischttemperatur. Der höchste Gemischheizwert im stöchiometrischen Betrieb ergibt sich demnach bei tiefkalter, flüssiger Einspritzung mit der niedrigsten Lufttemperatur und erreicht einen Wert von 4.1 MJ/m^3 , was das Niveau von gemischansaugenden Benzinmotoren übertrifft ($H_{G_{\text{Benzin}}} = 3.6 \text{ MJ/m}^3$). Mit steigendem Luftverhältnis sinkt der Gemischheizwert. Es sinkt auch der relative Vorteil von kryogener Gemischbildung im Vergleich zur warmen Gemischbildung. Während im stöchiometrischen Betrieb der Gemischheizwert durch die kryogene Einblasung um 23% im Vergleich zur warmen Einblasung steigt, steigt er bei $\lambda = 2.5$ nur mehr um 14%.

Ein weiterer Motivationsfaktor für die Entwicklung von „CryoTemp“ war die Tatsache, dass mit konventionellen Ladungswechselprogrammen die Abbildung von tiefkalter Einblasung nicht möglich ist. Diese ist jedoch für die korrekte Abbildung der Zylinderfüllung und des Ladungswechsels essentiell, da einerseits die Dichte korrekt abgebildet werden muss und andererseits die Saugrohrdynamik von der Saugrohrtemperatur abhängt. Die Schallgeschwindigkeit wird nämlich wesentlich von der Mischtemperatur beeinflusst, wie in Abbildung 3.23 zu sehen ist. Die Einbindung von „CryoTemp“ in die 1D-Ladungswechselsimulation wird in Kapitel 3.4 beschrieben.

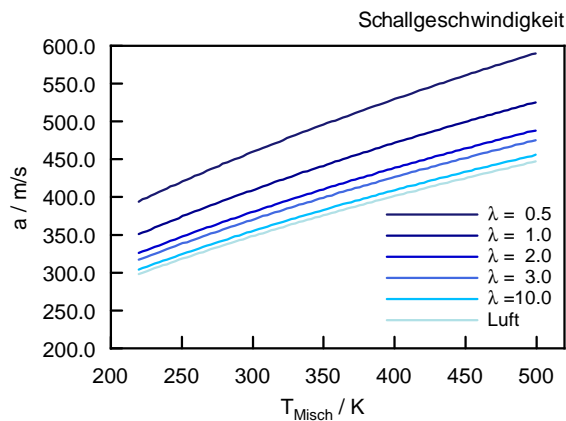


Abbildung 3.23: Schallgeschwindigkeit als Funktion von T_{Misch} und λ

3.4 1D-Ladungswechselsimulation

Als unterstützende und begleitende Maßnahme wird parallel zu den Prüfstandsuntersuchungen eine 1D-Ladungswechselsimulation mithilfe des Programms AVL BOOST durchgeführt. Primäres Ziel ist grundsätzlich die Darstellung kryogener Betriebspunkte mit einem konventionellen Ladungswechselprogramm. Dies muss hier gesondert erwähnt werden, weil für Standardanwendungen die Kraftstofftemperatur prinzipiell nicht berücksichtigt wird. Da aber im kryogenen Betrieb die Temperatur des eingeblasenen Kraftstoffs wesentlichen Einfluss auf die Thermodynamik des Motors besitzt, müssen für eine dementsprechende Berücksichtigung neue Ansätze entwickelt werden. Weiters kann die Simulation für die Vorauslegung optimaler Steuerzeiten und für die Ermittlung von Restgasgehalten im Zylinder, welche unter Umständen Einfluss auf Verbrennungsanomalien haben, eingesetzt werden. Ebenfalls soll die 1D-Ladungswechselsimulation zur Vorauslegung eines geeigneten Aufladekonzeptes herangezogen werden.

3.4.1 Einsatzmöglichkeiten und Herausforderungen

Die Vorteile einer 1D-Simulation sind der überschaubare Detaillierungsgrad des Motormodells, kurze Rechenzeiten und schnelle Simulationsergebnisse. Auch vielfältige Parametervariationen können damit schnell durchgeführt werden. Damit kann ein umfangreiches Systemverständnis entwickelt werden, weil verschiedenste Wechselwirkungen auf das Brennverfahren in kürzester Zeit berechnet werden können. Herausforderungen für die Simulation einer kryogenen H_2 -Gemischbildung sind zum Einen die Berücksichtigung der tiefkalten Einblasetemperatur und zum Anderen die korrekte Abbildung des Wärmeübergangs im nulldimensionalen Brennraum, mit den zur Verfügung stehenden Wärmeübergangsmodellen. Durch einen intensiven Abgleich von Prüfstandsmessdaten mit den Simulationsergebnissen ist eine ausreichende Genauigkeit möglich.

3.4.2 Modellierung des Versuchsträgers

Für zufriedenstellende Simulationsergebnisse müssen alle relevanten Einflüsse möglichst gut abgebildet werden. Im Zuge einer eigenen Diplomarbeit [21] wurde für den N18B16 ein 1D-Modell für den Benzinbetrieb aufgebaut und verifiziert. In weiterer Folge wurde dieses Modell mit Messdaten vom H_2 -Betrieb abgeglichen. Die Kernaufgabe stellt die erwähnte Berücksichtigung der Wasserstoffeinblasetemperatur dar. In Abbildung 3.24 ist das erstellte BOOST-Modell graphisch dargestellt. Seitens BMW wurden für die Simulation umfangreiche Daten des Versuchsträgers zur Verfügung gestellt. Diese beinhalten alle benötigten Informationen zum Aufbau einer 1D-Ladungswechselrechnung, wie z.B. Ventilhubkurven, Motorgeometrien, Kennfelder diverser Verdichter und Turbinen, Durchflusskoeffizienten der Ein- und Auslasskanäle, etc.

3.4.3 Modellierung der Gemischtemperatur

Für die Modellierung der kryogenen Einblasung in das Saugrohr wurde ein Ansatz verwendet, der in diesem Abschnitt detailliert beschrieben wird. Dieser beruht auf der Annahme, dass sich die Temperatur eines durch ein Rohr strömenden Fluids, je nach Höhe des vorgegebenen Wärmeüberganges mehr oder weniger stark, an die Wandtemperatur annähert. Wird dieser Wärmeübergang extrem hoch eingestellt, nimmt damit auch das Fluid diese Wandtemperatur an. Dadurch gelingt zumindest in einem ersten Schritt eine Möglichkeit, im BOOST-Modell die Temperatur eines Fluids (in diesem Fall ein Gemisch aus Wasserstoff und Luft) gezielt zu beeinflussen. In Abbildung 3.25 wird am Beispiel des BOOST-Modells gezeigt, wie dieser Ansatz realisiert wurde. Ausgehend vom Sammler strömt die Frischluft bis zum Injektor. Dort wird der Wasserstoff eingebracht und anschließend über ein kurzes Rohrstück abgekühlt. Dieses entspricht in der durchströmten Geometrie der neu entwickelten Kryo-Gemischbildungseinheit (Kapitel 3.2). Dafür wird der Wärmeübergang im BOOST-Modell auf ein Maximum gesetzt, d.h. das durchströmende Fluid nimmt sofort die Wandtemperatur des Rohres an.

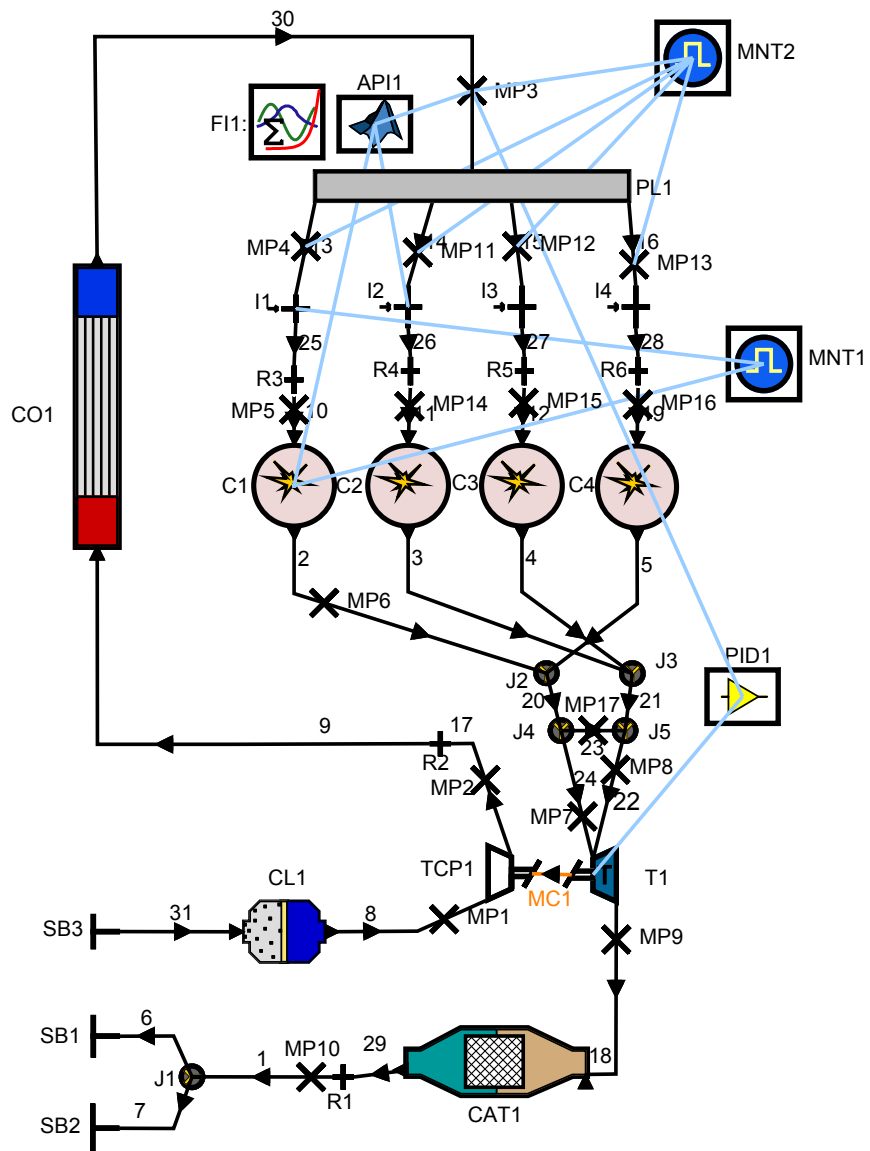


Abbildung 3.24: BOOST-Modell des Versuchsträgers für H₂-Betrieb (N18H16)

Diese Wandtemperatur muss nun noch auf jenen Wert gesetzt werden, welcher sich als Mischtemperatur von kryogenen Wasserstoff und Frischluft ergibt. Um nun den Aufwand für die Berechnung der Mischtemperatur für jeden Betriebspunkt zu minimieren, wurde eine Möglichkeit gesucht, eine rechnerische Umsetzung direkt in das BOOST-Modell zu integrieren. Ausgangspunkt war das in Kapitel 3.3 entwickelte MATLAB-Programm CryoTemp zur thermodynamischen Berechnung der Mischtemperatur.

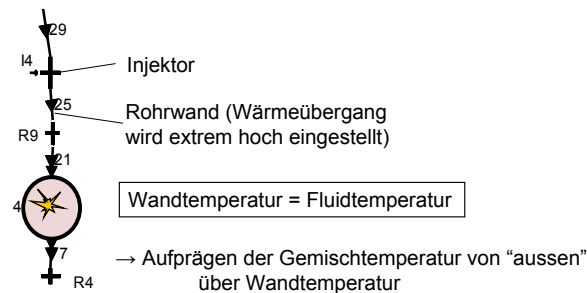


Abbildung 3.25: Modellierung der Mischtemperatur

Die in BOOST vorhandene Programmierschnittstelle API (Application Programming Interface) kann für eine Kopplung beider Programme verwendet werden. Dabei werden für jeden Berechnungszyklus aus dem BOOST-Modell jene Parameter ans MATLAB übergeben, welche die Mischtemperatur beeinflussen. Diese werden über den sogenannten Sensor kanal als Vector an die MATLAB-Software übergeben. In diesem Vector werden die Ladelufttemperatur T_L , das Luftverhältnis λ und die Wasserstoffeinblasetemperatur T_{H_2} zusammengefasst. Mit diesen Parametern wird im MATLAB-Programm CryoTemp für jeden Berechnungszyklus die Mischtemperatur T_{Misch} berechnet und über die API-Schnittstelle als Aktuator kanal an BOOST übergeben (siehe Abbildung 3.26). Dort wird diese Temperatur als Wandtemperatur T_W am Rohrstück vorgegeben und damit die Mischtemperatur auf das Wasserstoff-Luft-Gemisch übertragen.

Für den weiteren Berechnungsablauf muss noch berücksichtigt werden, dass der Beginn der MATLAB-Kopplung erst unmittelbar nach dem 5. Berechnungszyklus einsetzt. Dies führt zu dem Umstand, dass zwischen dem 5. und 6. Berechnungsschritt ein Temperatursprung einsetzt, welcher die weitere Berechnung in deren Stabilität beeinflusst und zu einem Abbruch führen kann. Dieser Temperatursprung resultiert aus der anfänglichen Initialisierung der Mischtemperatur, welche im Bereich der Umgebungstemperatur liegt und sich sehr vom errechneten Wert unterscheiden kann (in Abbildung 3.27 beispielhaft gezeigt). Aus diesem Grund ist es notwendig, die berechnete Mischtemperatur mit zunehmendem Simulationsfortschritt ausgehend von Umgebungstemperatur bis hin zum Endwert schrittweise anzunähern. Somit erreicht die Berechnung eine wesentlich höhere Stabilität.

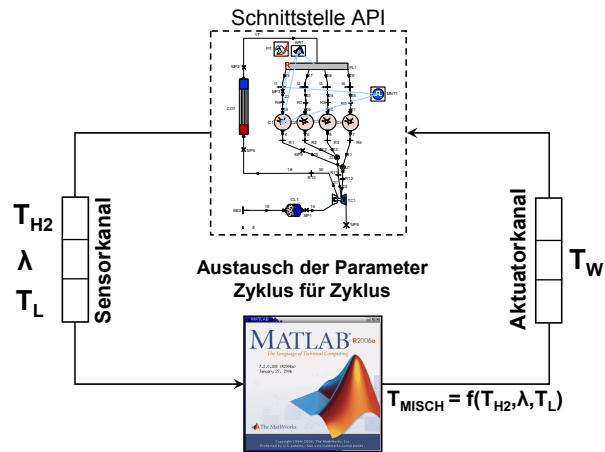


Abbildung 3.26: Kopplung der Programme BOOST und MATLAB mithilfe der API-Schnittstelle

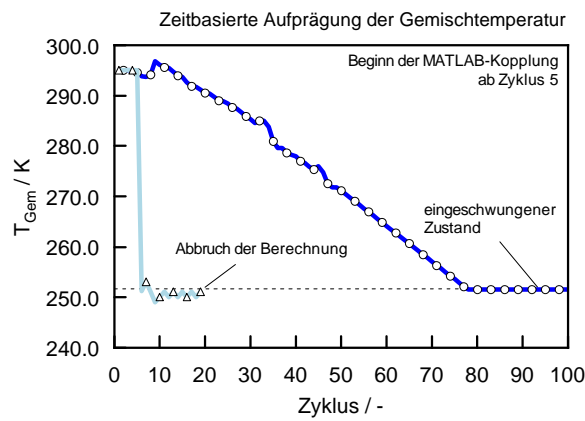


Abbildung 3.27: Stabilitätserhöhung der Berechnung durch kontinuierliche Annäherung der Mischtemperatur bis zum Endwert

3.4.4 Modellierung des Twin-Scroll-Turboladers

Bei einem Twin-Scroll-Turbolader werden die Abgase von jeweils zwei Zylindern durch einen zweiflutigen Abgaskrümmter getrennt zur Turbine geführt. Damit werden zumindest theoretisch die Druckschwingungen nicht zusammengefasster Zylinder voneinander isoliert. Erfahrungsgemäß zeigt sich aber eine gewisse Beeinflussung der Fluten durch die am Turbineneintritt überlaufenden Druckschwingungen. Dieses Verhalten muss natürlich auch in der Simulation berücksichtigt werden, weil damit das Betriebsverhalten des Turboladers entscheidend beeinflusst wird. Eine mögliche Abbildung dieses Verhaltens kann im BOOST-Modell über die modellierte Integration eines Verbindungsrohres zwischen den zwei Fluten des Krümmers erreicht werden, welches aber real nicht existiert (siehe Rohr Nr. 23 in Abbildung 3.24). Die Abgleichung erfolgt nun insofern, dass der indizierte Druckverlauf aus der Messung mit der Simulation übereinstimmt. Die Turbine und der Verdichter werden dabei mit den üblichen im BOOST zur Verfügung stehenden Modellen abgebildet und hier nicht näher besprochen.

3.4.5 Verifikation

Zur Veranschaulichung der Modellgüte zeigt Abbildung 3.28 Messdaten und Simulationsdaten eines Betriebspunktes. Die dargestellten Drücke im Zylinder, Saugrohr und Auspuff lassen auf eine gute Übereinstimmung des Modells mit dem realen Motorbetrieb schließen.

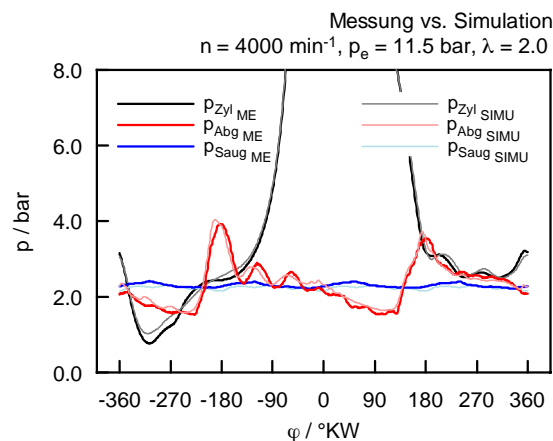


Abbildung 3.28: Vergleich der Drücke aus Messung und Simulation bei $n = 4000 \text{ min}^{-1}$ und $p_e = 11.5 \text{ bar}$ im H_2 -Betrieb

Mithilfe der oben erarbeiteten Modellierungen und Methoden konnte gezeigt werden, dass eine kryogene Einblasung abgebildet werden kann. Auch die Modellierung eines Twin-Scroll-Turboladers ist mit überschaubaren Mitteln gelungen. Damit lassen sich gute Übereinstimmungen mit dem realen H_2 -Betrieb darstellen. In weiterer Folge wurde

dieses Modell für die Bestimmung verschiedenster Einflussgrößen angewendet, wie z.B. zur Verifizierung der Gemischaufheizung und den Einfluss auf den Liefergrad. Auch die Vorauslegung des Aufladekonzeptes wurde damit vorgenommen. In den nachfolgenden Kapiteln werden diese eingehend erläutert.

3.5 Verfahren zur Vollaststeigerung

Die Verfahren zur Steigerung der Vollast stehen bei Verbrennungsmotoren neben der Erhöhung des Wirkungsgrades unmittelbar in Zusammenhang mit der Steigerung des Luftaufwandes und des Gemischheizwertes (siehe Gleichung 3.3).

$$p_e = \lambda_a \cdot H_G \cdot \eta_e \quad (3.3)$$

Weiters sind bei Wasserstoffmotoren mit äußerer Gemischbildung leistungsbeschränkende Rückzündungen möglich, welche das Vollastpotenzial beeinträchtigen. Nachfolgende Auflistung gibt einen Überblick über mögliche Verfahren zur Erhöhung der Vollast am Wasserstoffmotor:

1. Signifikante Erhöhung des Druckes im Saugrohr durch Aufladung
2. Signifikante Absenkung der Temperatur der Frischladung durch kryogene Gemischbildung
3. Vermeidung von Verbrennungsanomalien wie z.B. Rückzündungen durch innermotorische Maßnahmen
4. Beimengung von Methan oder Benzin

3.5.1 Aufladung

Die Erhöhung des Ladedrucks wird schon seit jeher genutzt, um die Leistungsdichte von Verbrennungsmotoren zu steigern. Ein Projektziel von H2CPI war, eine Spitzenleistung von 100 kW zu erreichen. Für eine Abschätzung des hierfür benötigten Ladedrucks in Abhängigkeit des Luftverhältnisses, wurden folgende Randbedingungen unterstellt:

- $V_H = 1.6 \text{ dm}^3$
- $n_{\text{Nenn}} = 5000 \text{ min}^{-1}$
- $300 \text{ K} \leq T_{\text{Ladeluft}} \leq 350 \text{ K}$
- $\eta_e = 0.3$
- $T_{\text{H}_2} = 300 \text{ K}$

In Abbildung 3.29 sind die Ergebnisse dieser Abschätzung dargestellt. Im stöchiometrischen Betrieb sind unter den obigen Annahmen moderate Ladedrücke unter 1 bar(r) erforderlich. Für ein Magerkonzept steigen mit zunehmenden Luftverhältnis auch die erforderlichen Ladedrücke proportional an. Bei $\lambda = 2.5$ beispielsweise wären Ladedrücke von deutlich über 2 bar(r) notwendig.

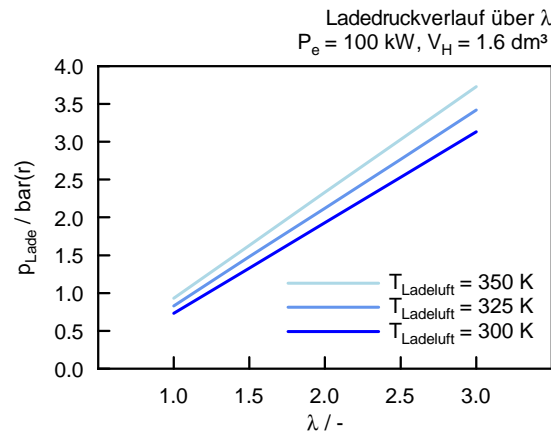


Abbildung 3.29: Erforderliche Ladedrücke unter gegebenen Randbedingungen

Die Bereitstellung des Ladedrucks kann mit verschiedenen Aufladekonzepten dargestellt werden. Neben einer Abgasturboaufladung sind auch Konzepte mit mechanischer Aufladung möglich. Als Vorteil der mechanischen Aufladung auf Seite des Ladungswechsels ist der geringe Abgasgegendruck zu nennen. Dies sollte sich positiv auf das Rückzündungsverhalten auswirken. In der Realität zeigt sich aber trotzdem, dass Rückzündungen nicht ohne Weiteres vermieden werden können. Dies bestätigen die Ergebnisse aus Abbildung 3.34 an einem PKW-Vollmotor mit mechanischer Aufladung und damit vergleichbaren Randbedingungen. Im Nennleistungspunkt konnte ein λ_{min} von nur 1.9 stabil umgesetzt werden. Ähnliche minimale Luftverhältnisse wurden auch bei einem ausgeführten H_2 -Turbomotor erreicht (siehe Abbildung 3.35). Damit ist bei mechanischer Aufladung nicht unbedingt mit einem Vorteil im Rückzündungsverhalten zu rechnen.

Mithilfe der Simulation wurde eine mechanische Aufladung unter realistischen Randbedingungen durchgeführt. Dafür wurde in das vorhandene BOOST-Modell (siehe Abbildung 3.24) ein Eaton-M45 Kompressor integriert. Der maximale Ladedruck ist bauartbedingt begrenzt, damit sind Ladedrücke größer als 2 bar(r) nicht darstellbar. Sieht man sich den simulierten Verlauf des effektiven Wirkungsgrades im Nennleistungspunkt an (siehe Abbildung 3.30), ist mit steigendem Lambda ein zunehmender Leistungsbedarf des Kompressoraggregates zu verzeichnen. Legt man ein minimal mögliches Lambda von 1.9 zugrunde, ist die Umsetzbarkeit eines solchen Konzeptes nicht gewährleistet. Dies liegt daran, dass die erforderlichen Ladedrücke nicht aufgebracht werden können und gleichzeitig der effektive Wirkungsgrad drastisch sinkt. Als geeignetes Aufladekonzept

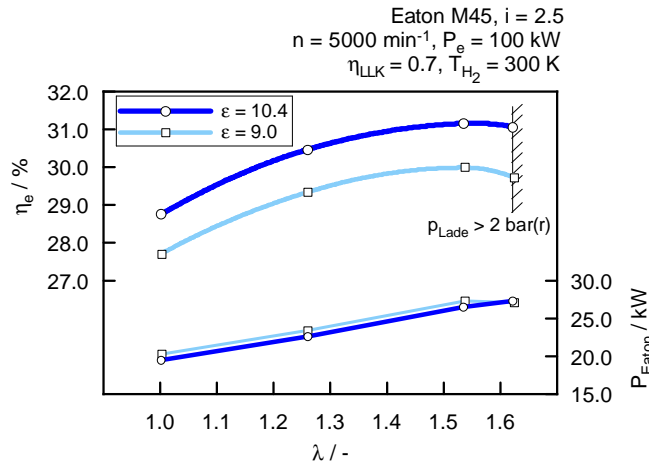


Abbildung 3.30: 1D-Ladungswechselsimulation - Effektiver Wirkungsgrad und erforderliche Laderleistung bei mechanischer Aufladung mittels Eaton M45

fiel deshalb die Wahl auf die Abgasturboaufladung, welche im Abschnitt 3.7 dokumentiert ist.

3.5.2 Kryogene Gemischbildung

Neben der Steigerung des Druckes kann eine hohe Gemischdichte auch über eine signifikante Temperatursenkung erreicht werden. Es lassen sich niedrige Gemischtemperaturen nur mit Wasserstoff zielführend erreichen, wie Abbildung 3.31 zeigt. Dabei wurden die Gemischtemperaturen berechnet, welche sich durch eine Mischung von tiefkaltem Methan bzw. Wasserstoff mit warmer Luft ergeben. Für die Mischung von Luft und Methan wird die vereinfachte Formel 3.4 verwendet. Diese gilt mit hinlänglicher Genauigkeit, weil die spezifische Wärmekapazität von CH_4 , im Gegensatz zur der von H_2 , im betrachteten Temperaturbereich annähernd konstant bleibt (siehe Abbildung 3.31). Die Stoffwerte wurden aus dem Programm REFPROP [28] entnommen.

$$T_{\text{Gemisch}} = \frac{m_{\text{Luft}} \cdot c_{p_{\text{Luft}}} \cdot T_{\text{Luft}} + m_{\text{CH}_4} \cdot c_{p_{\text{CH}_4}} \cdot T_{\text{CH}_4}}{m_{\text{Luft}} \cdot c_{p_{\text{Luft}}} + m_{\text{CH}_4} \cdot c_{p_{\text{CH}_4}}} \quad (3.4)$$

Dieser Umstand führte zur Entwicklung des Programmes „CryoTemp“, welches eine thermodynamisch korrekte Abbildung der H_2 -Gemischtemperatur gewährleistet. Bei einer Einblasetemperatur von 112 K (entspricht Siedetemperatur von CH_4 bei 1 bar) und einem Luftverhältnis von $\lambda = 1.0$, wird mit H_2 ein um rund 30 K kühleres Gemisch erzeugt. Reizt man hingegen das gesamte Potenzial von Wasserstoff und seiner niedrigen Siedetemperatur vollständig aus, sind die Vorteile noch höher. Sie liegen bei etwa 50 K

im Bereich von $\lambda = 1.0$.

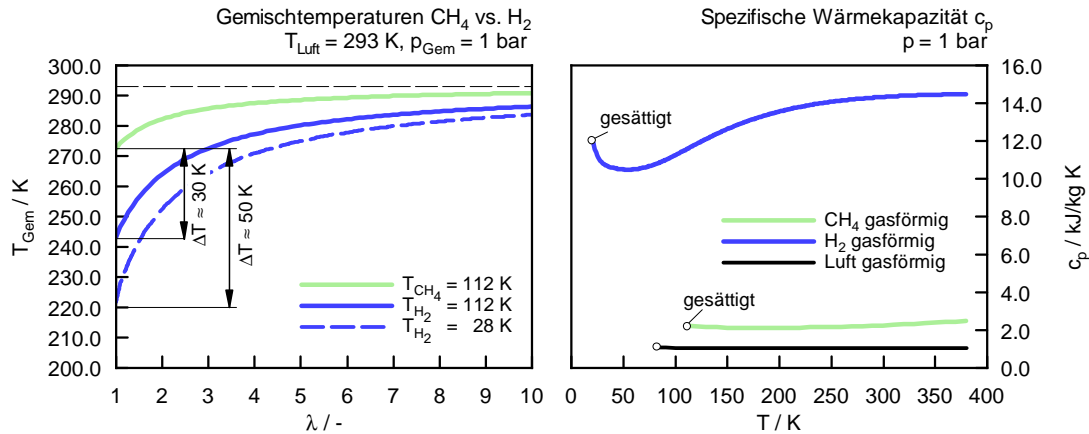


Abbildung 3.31: Vergleich der berechneten Gemischttemperaturen (isobar und adiabat) mit Luft zwischen CH_4 und H_2 , sowie Verlauf der spezifischen Wärmekapazitäten über der Temperatur

Der Grund für dieses hohe Abkühlungspotenzial von Wasserstoff liegt in der hohen spezifischen Wärmekapazität. Während z.B. bei Methangas die spezifische Wärme im betrachteten Temperaturbereich bei rund 2.2 kJ/kgK zu liegen kommt, muss bei Wasserstoff deutlich mehr Energie aufgebracht werden um ihn zu erwärmen ($c_{p_{\text{max}}} \approx 14 \text{ kJ/kgK}$). Durch diese Eigenschaft lassen sich damit im Vergleich zu Methan sehr kühle Gemische realisieren. Bei Ausnutzung der Siedetemperatur von H_2 von rund 28 K sind die Vorteile noch größer.

Die Gemischttemperaturen alleine geben jedoch noch keinen Rückschluss auf das Vollastpotenzial. Dafür wird der Gemischheizwert herangezogen. In Abbildung 3.32 sind für verschiedene Brennverfahrenskonzepte die dazugehörigen Gemischheizwerte dargestellt. Als Referenz dient das Benzin-Brennverfahren mit äußerer Gemischbildung. Wird der Wasserstoff bei normaler Umgebungstemperatur dem Saugrohr zugemischt, ergeben sich bei gegebenen Randbedingungen Einbußen von etwa 17% . Bei kryogener Einspritzung, hier wird der Wasserstoff flüssig eingebracht und damit auch die Verdampfungswärme berücksichtigt, kann theoretisch das höchstmögliche Potenzial genutzt werden. Dabei ergeben sich Vorteile im Vergleich zu Benzin von 15% im Gemischheizwert. Weiters wurde das Potenzial auch bei kryogener gasförmiger Einbringung berechnet. Hier sind die Vorteile wegen Wegfall der Verdampfungswärme geringer als bei flüssiger Einspritzung. Im Projekt H2CPI steht zur Kraftstoffkonditionierung ein Kühlsystem mit flüssigem Stickstoff zur Verfügung. Die Siedetemperatur bei Umgebungsdruck liegt mit 77 K deutlich über der von flüssigem Wasserstoff mit 28 K . In diesem Fall ergeben sich etwa gleich große Gemischheizwerte als mit dem Referenzkraftstoff. Dieser Potenzialabschätzung wurden konstante Randbedingungen zugrunde gelegt.

Liegt nun ein tiefkaltes Gemisch im Saugrohr vor, wird durch den Einströmvorgang

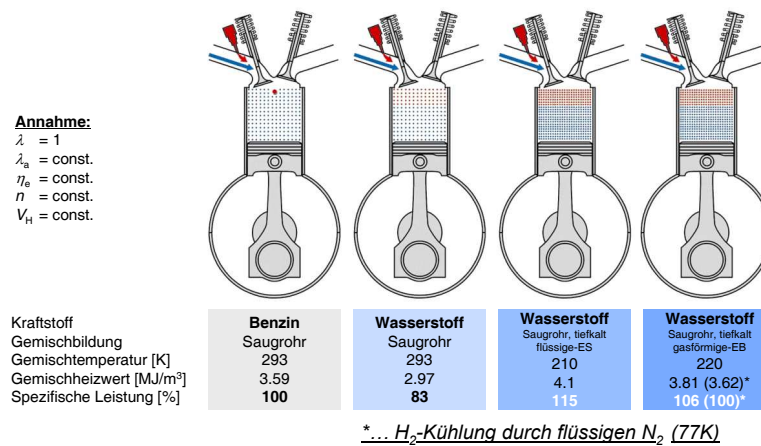


Abbildung 3.32: Theoretisches Volllastpotenzial bei kryogener Einblasung im Vergleich zu Benzin [15]

in den Zylinder die Temperatur weiter erhöht. Die Gemischaufheizung beeinflusst wesentlich die Füllung des Motors und damit das Volllastpotenzial. Neben konstruktiven Maßnahmen zur Vermeidung einer Aufheizung spielen auch Restgasgehalt und andere Parameter eine entscheidende Rolle. Der Quantifizierung der Aufheizung wurde ein eigener Abschnitt gewidmet (siehe Abschnitt 3.6).

3.5.3 Maßnahmen gegen Rückzündungen

Das Entstehen von Rückzündungen wird durch die spezifischen Eigenschaften von Wasserstoff begünstigt. Ein Blick auf Abbildung 3.33 zeigt die erforderlichen Zündenergien in Luft von H₂ im Vergleich zu CH₄. Zur besseren Übersichtlichkeit wurde die y-Achse logarithmisch skaliert. Die um eine Größenordnung niedrigere Zündenergie von H₂ birgt eine hohe Tendenz zu Rückzündungen vor allem bei $\lambda = 1.0$, weil dort die Zündenergie ein Minimum wird. Ein mageres Gemisch benötigt mehr Zündenergie, sodass in der Regel mit zunehmenden Luftverhältnis die Tendenz zu Rückzündungen abnimmt (siehe auch [9, 10]).

Allerdings sinkt mit zunehmendem Luftverhältnis der Gemischheizwert und damit das Volllastpotenzial. Aus diesem Grund müssen andere Maßnahmen zur Vermeidung von Rückzündungen getroffen werden, ohne dass das Volllastpotenzial beeinflusst wird.

Eine kryogene Einblasung hat prinzipiell den Vorteil, dass die Zündwilligkeit des kalten Gemisches gemäßig wird. Dies bestätigen auch die Ergebnisse von Untersuchungen an der Tokio City University. In einer Brennkammer mit einer beheizten Oberfläche als Zündherd wurden H₂-Luft-Gemische unterschiedlicher Temperaturen entzündet. Es stellte sich heraus, dass die Gemischtemperatur die erforderliche Oberflächentemperatur zur Entzündung beeinflusst [12]. Somit ist bei kryogener Gemischbildung mit leichten Verbesserungen im Rückzündungsverhalten zu rechnen.

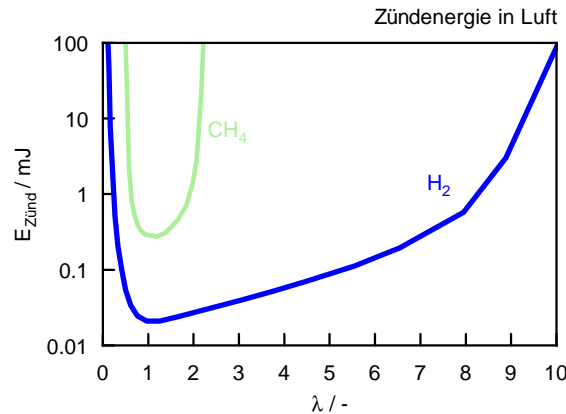


Abbildung 3.33: Vergleich der Zündenergien von H₂ u. CH₄ in Luft bei Normbedingungen [6]

Als eine sehr effektive Maßnahme hat sich eine neu entwickelte Steuerzeitenstrategie bewährt, welche im Abschnitt 4 näher beschrieben wird. Diese Strategie greift nicht auf der Seite des Gemisches - indem die erforderliche Zündenergie erhöht wird (z.B. durch Abmagern) - sondern auf der Seite relevanter Zündquellen, wie z.B. den Restgasen im Zylinder.

3.5.4 Beimischung von Methan oder Benzin

Methan hat im Vergleich zu Wasserstoff einen vielfach höheren Zündenergiebedarf. Durch eine Beimischung von Methan zum Wasserstoff (Mischgas) steigt demnach die Zündenergie des Gemisches je nach dem Mischungsverhältnis an. Damit lässt sich das Rückzündungsverhalten und auch der Gemischheizwert positiv beeinflussen. Beides führt zu beträchtlichen Vollaststeigerungen, wie Messungen an einem aufgeladenen PKW-Vollmotor in Abbildung 3.34 zeigen. Dabei wurde durch Zumischung von Methan, unter konstanten Randbedingungen (Ladedruck, Steuerzeiten, Einblasezeitpunkt, Verdichtungsverhältnis, etc.) eine kontinuierliche Steigerung des Mitteldruckes erreicht. Die angegebenen λ -Werte stellen die Grenze zu Rückzündungen dar. Im reinen H₂-Betrieb sind Werte von $\lambda = 1.6$ bis 1.9 ohne Rückzündungen, mit entsprechenden Auswirkungen auf die Vollast, darstellbar. Neben der Steigerung des Gemischheizwertes durch höheren Methananteil kann auch das Luftverhältnis weiter in Richtung $\lambda = 1.0$ verschoben werden (siehe Abbildung 3.34). Dies ist durch den schon erwähnten positiven Einfluss von Methan auf die Zündenergie zu erklären.

Eine andere Möglichkeit besteht in der unterstützenden Einspritzung von Benzin zum Wasserstoff (beides mit äußerer Gemischbildung). Auch hier kommen ähnliche Mechanismen wie bei Mischgasen (Minimierung von Rückzündungen, Erhöhung des Gemischheizwertes) zum Tragen. Zusätzlich wird im Saugrohr die Verdampfungswärme von Benzin

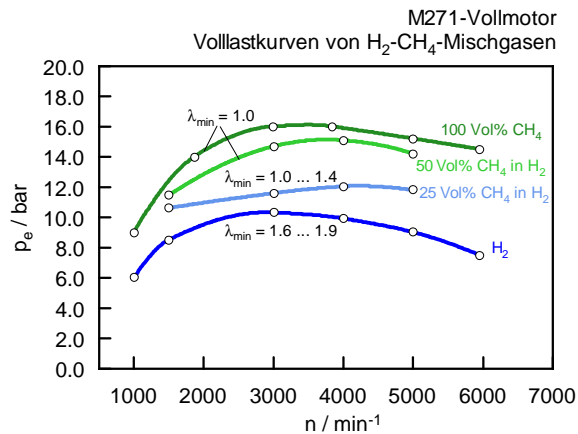


Abbildung 3.34: Volllastkurven von verschiedenen Mischgaszusammensetzungen an einem PKW-Vollmotor mit mechanischer Aufladung unter konstanten Randbedingungen [24, 30]

genutzt, um das Gemisch zu kühlen. Dies trägt ebenfalls zur Minimierung von Rückzündungen bei. Dieses Verfahren wurde an einem turboaufgeladenen, 4-Zylindermotor mit 2.0 dm^3 Hubraum (Motorbezeichnung 4G63) entwickelt und patentiert. In Abbildung 3.35 sind die Volllastkurven dargestellt, welche mit einem H_2 -Benzin-Mischbetrieb im Vergleich zu einem reinen H_2 -Betrieb erreicht wurden. Die Benzin-Beimengung entspricht maximal 35 % energetisch und wurde bis 3500 min^{-1} appliziert.

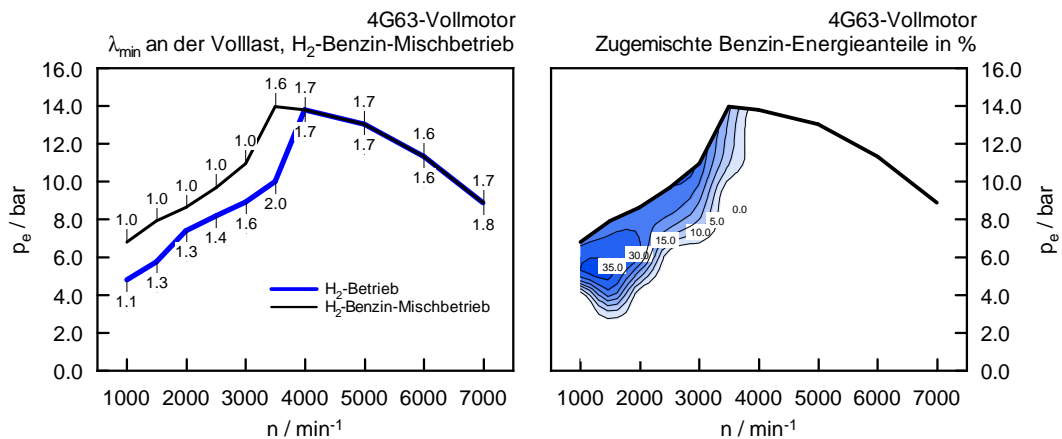


Abbildung 3.35: Volllastkurven eines H_2 -Benzin-Mischbetriebes im Vergleich zu reinem H_2 -Betrieb und Energieanteil von Benzin in % der Gesamtenergie des Gemisches

Auch die λ -Werte, welche minimal ohne Rückzündungen erreicht wurden, sind in Abbildung 3.35 zu sehen.

Zusammenfassung Die erwähnten Verfahren können auch miteinander kombiniert werden. Speziell die Verfahren 1 bis 3 ergeben Synergieeffekte und sind vielversprechend. Für die Vermeidung von Rückzündungen wurde eine eigene Strategie entwickelt und erfolgreich umgesetzt. Als Aufladestrategie wurde die Abgasturboaufladung gewählt, weil Vorteile hinsichtlich des Wirkungsgrades und der Umsetzbarkeit zu erwarten sind. Die Thematik der Abgasturboaufladung wurde in einem eigenen Abschnitt behandelt (siehe Abschnitt 3.7).

3.6 Gemisch-Aufheizung

Dieser Abschnitt widmet sich der Betrachtung der Aufheizung des Gemisches. Diese kann vor allem bei kryogener Einblasung in das Saugrohr eine dominierende Rolle einnehmen. Die Aufheizung wird durch den Wandkontakt des Frischgases mit dem Brennraum verursacht und beeinflusst damit die Gemischdichte, welche zu Einlassschluss vorliegt. Auch der Wärmeeintrag seitens der Einlasskanäle auf das Wasserstoff-Luft-Gemisch, sowie der Restgasgehalt ist zu berücksichtigen. Zur Quantifizierung der Aufheizung wird der Liefergrad des Motors herangezogen. Der Liefergrad beschreibt den Erfolg des Ladungswechsels und ist das Verhältnis von der im Zylinder verbleibenden, neu eingeströmten Frischladung, zur theoretischen Ladungsmasse, welche im Hubvolumen Platz findet. Zur Beurteilung verschiedener Einflüsse kann der Liefergrad auf zwei Zustände bezogen werden. Der Liefergrad - bezogen auf Umgebungszustand ρ_0 - lautet:

$$\lambda_{l1} = \frac{m_{Fr}}{m_{th1}} \quad (3.5)$$

$$m_{th1} = \rho_0 \cdot V_h \quad (3.6)$$

Der Liefergrad - bezogen auf Zustand vor Einlassventil ρ_E - ist definiert mit:

$$\lambda_{l2} = \frac{m_{Fr}}{m_{th2}} \quad (3.7)$$

$$m_{th2} = \rho_E \cdot V_h \quad (3.8)$$

Die Konstruktion der Gemischbildungseinheit aus Tecasint wurde unter dem Aspekt entwickelt, die Wärmeeinträge in den Kraftstoff zu minimieren. Dies ist durch die Verwendung des hochisolierenden Materials gewährleistet. In weiterer Folge sollen bei der anschließenden äußeren Gemischbildung im Saugrohr die Wärmeeinträge während des Ladungswechsels weiter reduziert werden. Damit soll das Gemisch zu Einlassschluss mit höchstmöglicher Dichte vorliegen und das Volllastpotenzial bestmöglich ausgereizt werden. Die gesamte Wärmekette, ausgehend vom Tank bis zum Gemisch, ist in Abbildung 3.36 dargestellt.

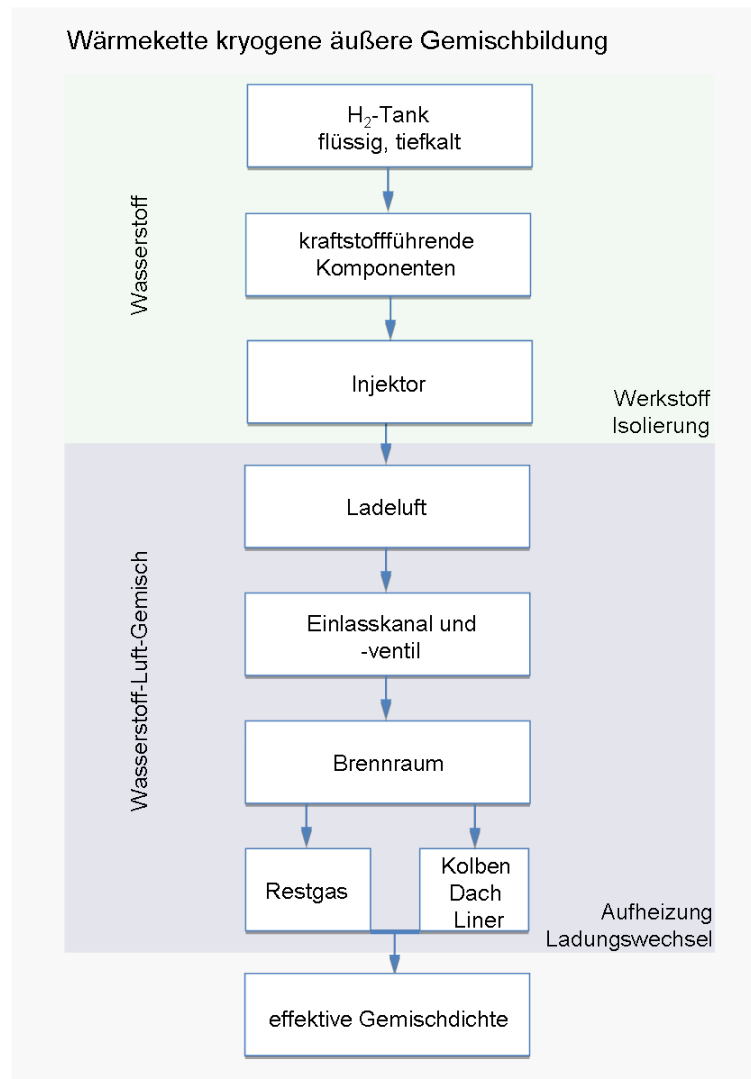


Abbildung 3.36: Wärmekette bei der kryogenen äußeren Gemischbildung vom Tank bis zum Gemisch

Bei der Darstellung des theoretischen Volllastpotenzials (siehe Abbildung 3.32) wurde durch Vergleich der Gemischheizwerte die ideale Gemischtemperatur zugrunde gelegt. In diesem Fall wird unterstellt, dass das Gemisch während des Einströmvorgangs keine Aufheizung erfährt. Real kommt es aber - aufgrund der Temperaturdifferenzen - zu einem erheblichen Einfluss in der Gemischdichte und damit im Gemischheizwert, welcher dadurch vermindert wird.

Mithilfe der 1D-Ladungswechselsimulation können nun jene Parameter, die den Liefergrad beeinflussen, getrennt betrachtet werden. Damit lässt sich auch die Aufheizung quantifizieren. Um den Einfluss gasdynamischer Effekte auf den Liefergrad zu eliminieren (Schallgeschwindigkeit ist von der Gemischtemperatur abhängig, siehe Abbildung 3.23), wurde in der Simulation ein konstanter Druckverlauf direkt vor dem Einlassventil aufgebracht. Werden in der Simulation auch die Strömungswiderstände eliminiert, können die Änderungen im Liefergrad nur mehr der Aufheizung zugerechnet werden. Weiters folgt noch eine getrennte Betrachtung der Aufheizung durch den Einlasskanal und den Brennraum. Die Ergebnisse dieser Simulation werden im nachfolgenden Abschnitt diskutiert. Eine getrennte Betrachtung des Restgasgehaltes auf die Aufheizung wird ebenfalls dargestellt.

3.6.1 Wandkontakt

Für den Einfluss des Wandkontaktes im Brennraum während des Ladungswechsels wird der bewährte Ansatz von Woschni verwendet. Bei den Einlasskanälen wird das Modell nach Zapf [1] angewendet.

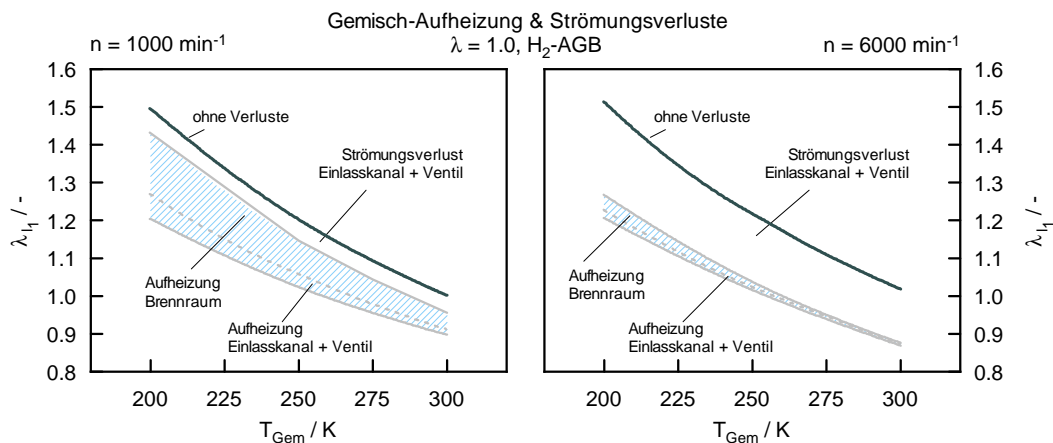


Abbildung 3.37: Liefergrad λ_{I1} in Abhängigkeit der Gemisch-Aufheizung und den Strömungsverlusten bei verschiedenen Drehzahlen und Gemischtemperaturen

In Abbildung 3.37 sind die Ergebnisse der BOOST-Simulation dargestellt. Die Steuerzeiten wurden konstant für alle Gemischtemperaturen und Drehzahlen eingestellt.

Das Verdichtungsverhältnis wurde mit 10.4 festgelegt. Der Liefergrad wird auf Umgebungszustand bezogen ($T_U = 300\text{ K}$, $p_U = 1\text{ bar}$). Daraus lassen sich die primären Einflussfaktoren auf die Gemischaufheizung ableiten. Bei niedrigen Drehzahlen ist der Strömungsverlust gegenüber der Aufheizung wesentlich kleiner. Durch die geringe Einströmgeschwindigkeit in den Brennraum ist zwar der Strömungsverlust reduziert, die Aufheizung aber anteilmäßig höher. Die verhältnismäßig lange Aufenthaltszeit des Gemisches während des Ladungswechsels bei niedrigen Drehzahlen, führt zu einer höheren Aufheizung. Gegenteiliges Verhalten zeigt sich bei sehr hohen Drehzahlen. Hier kommen den Strömungsverlusten erhöhte Bedeutung zu, während die Aufheizung anteilmäßig sehr klein wird. Eine kryogene Gemischbildung im Saugrohr ist deshalb bei hohen Drehzahlen wirksamer als bei niedrigen Drehzahlen. In einem Beispiel ausgedrückt heißt das, dass die gesamte Aufheizung bei einer Gemischtemperatur von $T_{\text{Gem}} = 220\text{ K}$ und $n = 1000\text{ min}^{-1}$ rund 13% im Liefergrad ausmacht, bei $n = 6000\text{ min}^{-1}$ aber nur mehr 4% beträgt. Mit sinkender Gemischtemperatur wird die Aufheizung zunehmend höher. Dies liegt daran, dass die treibende Temperaturdifferenz zwischen Gemisch und Wand größer wird. Während die Wandtemperaturen des Brennraums und des Einlasskanals im wesentlichen von der Kühlmitteltemperatur und vom Lastpunkt abhängig sind, wird die Gemischtemperatur durch die Wasserstoff- und die Ladelufttemperatur vorgegeben. Eine Möglichkeit zur Minimierung der Aufheizung aufgrund des Wandkontaktes bietet eine optimierte Einblasestrategie (siehe Kapitel 4.1.3) oder auch Düsengeometrie.

3.6.2 Restgase

Neben der Aufheizung durch den Wandkontakt kommt es zusätzlich durch die Vermischung mit heißen Restgasen im Zylinder zu einer Abnahme des Liefergrades. Um nun den Einfluss des Restgasgehaltes auf die Erwärmung des Gemisches getrennt zu betrachten, wurde mithilfe des 1. Hauptsatzes der Thermodynamik die Gastemperatur im Zylinder bei verschiedenen Restgasgehalten berechnet. Es wird ein geschlossenes, adiabates System angenommen und die Temperatur nach der Vermischung mit dem Restgas berechnet. Mithilfe der inneren Energien kann dann die theoretische Mischungstemperatur berechnet werden. In Abbildung 3.38 sind die Berechnungsergebnisse dargestellt. Es wurde eine konstante Restgastemperatur von $T_{\text{RG}} = 900\text{ K}$ und eine Gemischzusammensetzung von $\lambda = 1.0$ angenommen. Mit steigendem Restgasgehalt sinken die Liefergrade, welche einerseits auf Umgebungszustand und andererseits auf Zustand im Saugrohr bezogen sind. Ein höherer Restgasgehalt zieht höhere Gemischtemperaturen und zusätzlich eine höhere Volumenverdrängung nach sich. Damit verbleibt im Zylinder eine geringere Frischgasmasse und der Liefergrad sinkt. Hervorzuheben ist, dass speziell bei geringen Restgasgehalten die größten Gradienten im Liefergrad auftreten. In diesem Bereich haben geringfügige Änderungen in der Restgasmenge große Auswirkungen auf die Füllung bzw. den Liefergrad. Zur Erreichung hoher Liefergrade sind demnach die Restgasgehalte so gering wie möglich zu halten (z.B. Scavenging-Strategie).

Damit zeigt sich, dass der Einfluss heißer Restgase auf die Erwärmung vor allem

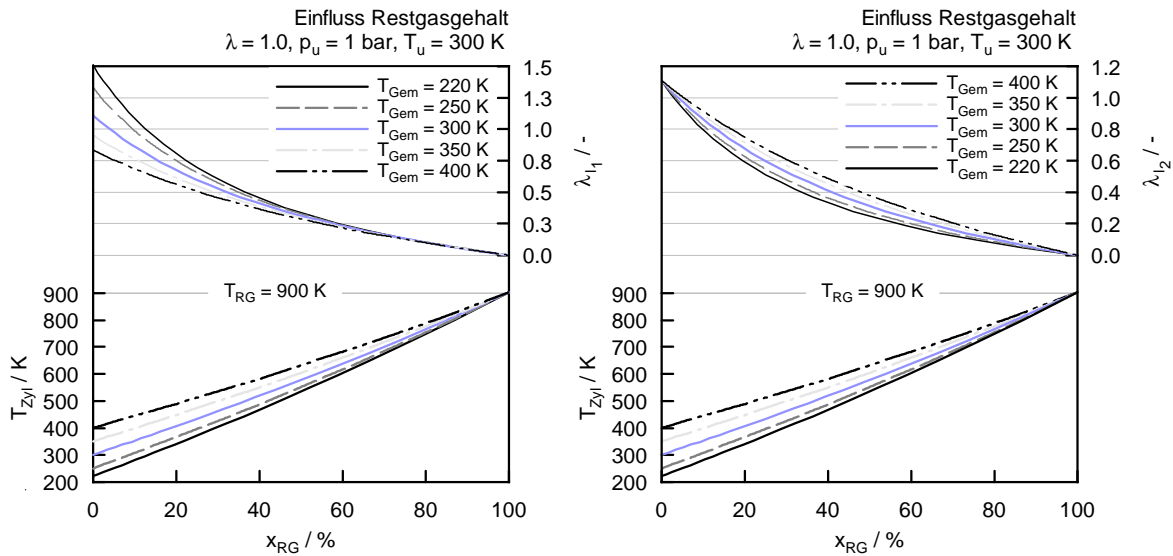


Abbildung 3.38: Einfluss des Restgasgehaltes auf die Gemisch-Aufheizung

bei niedrigsten Gemischtemperaturen am größten ist. Dies kann auch entsprechend am Liefergrad λ_{12} - welcher auf Zustand im Saugrohr bezogen ist - erkannt werden. Die Abnahme ist bei niedrigen Gemischtemperaturen über dem Restgasgehalt eindeutig größer als bei höheren Gemischtemperaturen. Wie ebenfalls aus Abbildung 3.38 hervorgeht, kann bei einem Restgasgehalt von 0% der Liefergrad λ_{12} Werte über 1 erreichen. Dies ist darin begründet, dass die dem Liefergrad zugrunde gelegte, theoretisch mögliche Ladungsmasse auf das Hubvolumen des Motors bezogen ist. Ist der Restgasgehalt 0% wird dementsprechend auch der Schadraum für die Füllung genutzt und der Liefergrad steigt auf Werte über 1.

3.6.3 Optimierungsstrategien

Zur Minimierung der Aufheizung kommen verschiedene Verbesserungsmaßnahmen in Betracht. Eine vertikale Ladungsschichtung im Saugrohr bzw. Einlasskanal, welche auch noch während dem Einströmvorgang aufrechterhalten bleibt, würde eine Aufheizung minimieren. Ein Luftpaket außen um die Ladungswolke herum würde wie eine Art Isolierung ein Aufheizen an den Wänden auf ein Minimum reduzieren. Mit entsprechender Düsenkonfiguration, welche in der Mitte des Saugrohrquerschnittes positioniert wird, ließe sich zumindest theoretisch diese Ladungsschichtung erreichen. Schematisch ist diese Ladungswolke in Abbildung 3.39 dargestellt. Basierend auf diesen Überlegungen wurde eine Düsenkonfiguration konstruiert und am Prüfstand eingesetzt. Diese sogenannte Rohrdüse und die Ergebnisse sind im Kapitel 4.3.6 näher beschrieben.

Wie sich aus optischen Untersuchungen an einem Forschungsmotor gezeigt hat, kann eine Ladungsschichtung im Saugrohr zwar erreicht werden, diese kann aber nicht voll-

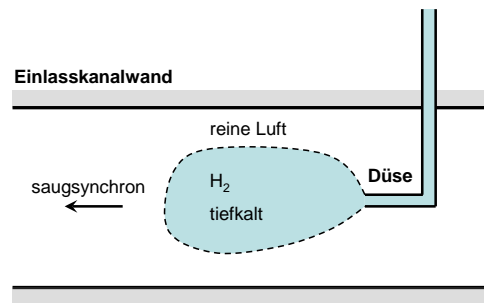


Abbildung 3.39: Theoretische Ladungsschichtung zur Minimierung der Gemisch-Aufheizung

ständig bis zum Zündzeitpunkt erhalten bleiben [29] (Anm.: die Ladungsschichtung wurde hier nicht zu Zwecken einer Wärmeisolierschicht generiert und war zudem horizontal geschichtet). Im Falle der kryogenen äußeren Gemischbildung wäre eine aufrechte Ladungsschichtung zumindest bis zum Einlassschluss von Vorteil, weil danach eine Aufheizung den Gemischheizwert nicht mehr beeinflusst. Diese Überlegungen haben jedoch reinen theoretischen Charakter. Praktisch lässt sich eine vertikale Ladungsschichtung nur sehr schwer unter allen Betriebsbedingungen realisieren. Der hohe Eindringimpuls des Einblasestrahles führt dazu, dass sich die Kraftstoffwolke über weite Bereiche des Saugrohrquerschnittes verteilt. Die anschließende Einströmung über das Einlassventil würde eine weitere Vermischung zusätzlich begünstigen.

Eine weitere Möglichkeit die Aufheizung zu minimieren wäre ein angepasstes Wärmemanagement des Kühlmittelsystems. Durch Absenkung der Kühlmitteltemperatur könnten so die Wärmeeinträge etwas reduziert werden.

Zusammenfassend ist zu sagen, dass Wärmeeinträge während des Ladungswechsels so gut wie möglich vermieden werden sollten. Damit kann das Potenzial der kryogenen Gemischbildung voll ausgeschöpft werden. Maßnahmen, wie eine saugsynchrone Einbläsung und Minimierung des Restgasgehaltes, führen zu einer Minimierung der Aufheizung. Durch die Strategie der Brennraumspülung (Scavenging), lässt sich einerseits der Restgasgehalt minimieren und andererseits eine Kühlung der Brennraumwände erzielen. Damit wird die Aufheizung weiter reduziert und der Liefergrad erhöht. Dieses Verfahren wurde speziell bei niedrigen Motordrehzahlen angewandt, wo die Aufheizung besonders hoch ist.

3.7 Abgasturboaufladung

In diesem Abschnitt wird auf die Herausforderungen bei der Abgasturboaufladung in Kombination mit Wasserstoffbrennverfahren näher eingegangen. Neben theoretischen Zusammenhängen wird der Auslegung eines geeigneten Abgasturboladers zur Erreichung der Leistungsziele ein eigener Abschnitt gewidmet. Anschließend wird mit dem ausge-

legten Turbolader eine Vollastkurve simuliert und dabei verschiedene Betriebsstrategien (Mager- und $\lambda=1$ -Betrieb) dargestellt.

3.7.1 Theoretische Überlegungen

In diesem Abschnitt wird auf die theoretischen Zusammenhänge bei der Aufladung von Wasserstoffmotoren eingegangen. Mithilfe der sogenannten 1.Turboladerhauptgleichung wurde der Einfluss von verschiedenen Motorparametern auf das Betriebsverhalten des Turboladers untersucht. Das Ladedruckangebot seitens des Verdichters (ausgedrückt durch das Verdichterdruckverhältnis) steht bei Leistungsgleichgewicht zwischen Turbine und Verdichter unter dem Zusammenhang der erwähnten Gleichung (siehe 3.10). Damit können verschiedenste Einflüsse auf den Wasserstoffbetrieb bei verschiedenen Betriebsstrategien dargestellt werden.

$$P_T = P_V \quad (3.9)$$

$$\Pi_V = \frac{p_{2t}}{p_{1t}} = \left[1 + \frac{\dot{m}_T}{\dot{m}_V} \cdot \frac{c_{p_{Abg}}}{c_{p_{Luft}}} \cdot \frac{T_{3t}}{T_{1t}} \cdot \eta_{is,V} \cdot \eta_{is,T} \cdot \eta_m \cdot \left(1 - \left(\frac{1}{\Pi_T} \right)^{\frac{\kappa_{Abg}-1}{\kappa_{Abg}}} \right) \right]^{\frac{\kappa_L}{\kappa_L-1}} \quad (3.10)$$

Wie aus Gleichung 3.10 hervorgeht, ist das erzielbare Verdichterdruckverhältnis Π_V hauptsächlich vom zur Verfügung stehenden Turbinenexpansionsverhältnis Π_T , der Turbineneintrittstemperatur und dem Turboladerwirkungsgrad ($\eta_{ATL} = \eta_{is,V} \cdot \eta_{is,T} \cdot \eta_m$) abhängig. Auch die Stoffwerte, ausgedrückt durch die spezifischen Wärmekapazitäten, sind in der Formel enthalten und beeinflussen das Verhalten des Turboladers geringfügig. Zur Erzielung möglichst guter Betriebsbedingungen ist demnach:

Ein hoher Druck vor Turbine essentiell. Der Druck vor der Turbine hängt wesentlich vom Aufstauverhalten ab, und kann durch eine Anpassung des Turbinenquerschnittes verändert werden. Auch die Abgaszusammensetzung, welche sich je nach Betriebsstrategie (mager, $\lambda = 1.0$) ändert, beeinflusst wesentlich das Strömungsverhalten durch die Turbine, wie später noch gezeigt wird.

Eine hohe Turbineneintrittstemperatur erforderlich. Je nach Betriebsstrategie (mager, $\lambda = 1.0$) und Lage des Verbrennungsschwerpunktes ergeben sich unterschiedliche Abgastemperaturen. Der Magerbetrieb erfordert bei gleicher Motorleistung höhere Ladedrücke, bei gleichzeitig geringerer Abgastemperatur. Damit ergeben sich große Herausforderungen für die Darstellung einer Abgasturboaufladung in Kombination mit Magerbetrieb.

Ein guter Turboladerwirkungsgrad anzustreben. Dieser ist sehr stark vom Betriebspunkt abhängig (siehe Turboladerkennfelder). Durch entsprechende Betriebsstrategien des Motors, wie z.B. Scavenging, kann vor allem im Bereich des Low-End-Torque's der Betriebsbereich in Richtung höhere Turboladerwirkungsgrade verschoben werden.

Ein hohes Massenstromverhältnis günstig. Dieser Quotient kann durch das Luftverhältnis und den stöchiometrischen Luftbedarf eines Kraftstoffes ausgedrückt werden (siehe Formel 3.11). Diese Formel gilt für konventionelle Motoren, wo der Kraftstoff nach dem Verdichter der Luft beigemischt wird (bei Großgasmotoren wird üblicherweise zumindest ein Teil des Gemischs vom Verdichter mit angesaugt).

$$\frac{\dot{m}_T}{\dot{m}_V} = \frac{\dot{m}_B + \dot{m}_{\text{Luft}}}{\dot{m}_{\text{Luft}}} = \frac{1 + \lambda \cdot L_{\text{st}}}{\lambda \cdot L_{\text{st}}} \quad (3.11)$$

Bei Wasserstoffmotoren ist im Vergleich zu Benzinmotoren durch das hohe L_{st} der Quotient etwas kleiner. Dies macht die Auswertung der Formel 3.11 in Abbildung 3.40 ersichtlich. In dieser Darstellung ist das Massenstromverhältnis über dem Luftverhältnis innerhalb der jeweiligen Zündgrenzen aufgetragen. Der Einfluss des Kraftstoffes, berücksichtigt durch den stöchiometrischen Luftbedarf, sowie der Einfluss des Luftverhältnisses, ist hier deutlich zu sehen. Daraus geht hervor, dass hohe Luftverhältnisse das Massenstromverhältnis verringern. Bei fetten Gemischen steigt das Verhältnis stark an. Zu fette Gemische reduzieren bei Wasserstoffmotoren mit äußerer Gemischbildung den Gemischheizwert. Bei Benzinmotoren kann hingegen durch Anfettung die Füllung sogar verbessert werden (Kühlwirkung). Ein Magerkonzept bei $\lambda = 2.5$ im Vergleich zu $\lambda = 1.0$ würde eine Reduktion im Massenstromverhältnis unter ansonsten gleichen Randbedingungen von etwa 2% bedeuten. Damit würde auch der zur Verfügung stehende Ladedruck in der gleichen Größenordnung abnehmen.

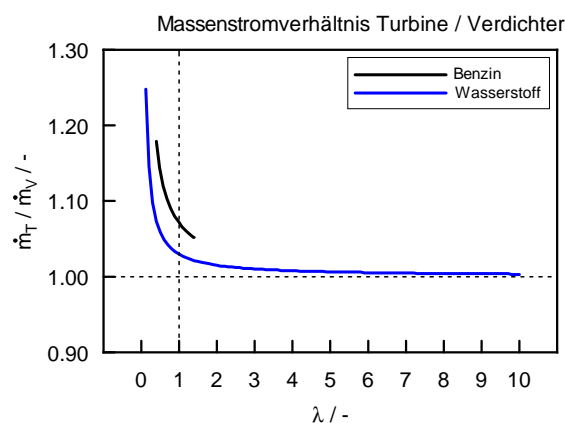


Abbildung 3.40: Massenstromverhältnis \dot{m}_T / \dot{m}_V bei verschiedenen Luftverhältnissen und Kraftstoffen

Mithilfe der Gleichung 3.10 können nun verschiedene Einflussgrößen des H_2 -Betriebs auf das Betriebsverhalten des Turboladers ermittelt werden. Für die Berechnung wird ideales Gasverhalten angenommen. Die Stoffwerte des Gases werden als Funktion der Temperatur berücksichtigt. Die Temperatur bei Verdichtereintritt wird mit $T_1 = 300\text{ K}$ angenommen. Für die Berechnung wird das Softwarepaket MATLAB verwendet.

In Abbildung 3.41 sind die Ergebnisse einer Parametervariation dargestellt. Wünschenswert für den Betrieb eines Abgasturboladers ist ein positives Spülgefälle über dem Motor in weiten Kennfeldbereichen. Dabei liegt in der Ladungswechselphase ein Spülgefälle zur Abgasseite hin vor. Dies wirkt sich positiv auf die Ladungswechselverluste aus. Vorteilhaft ist ein solches Spülgefälle vor allem bei Wasserstoffmotoren. Es kann nämlich dieses Spülgefälle genutzt werden um einerseits den Brennraum mit Luft zu spülen und andererseits den Restgasgehalt zu minimieren. Beides kann sich positiv auf die Vermeidung von Rückzündungen und die Minimierung der Gemisch-Aufheizung auswirken.

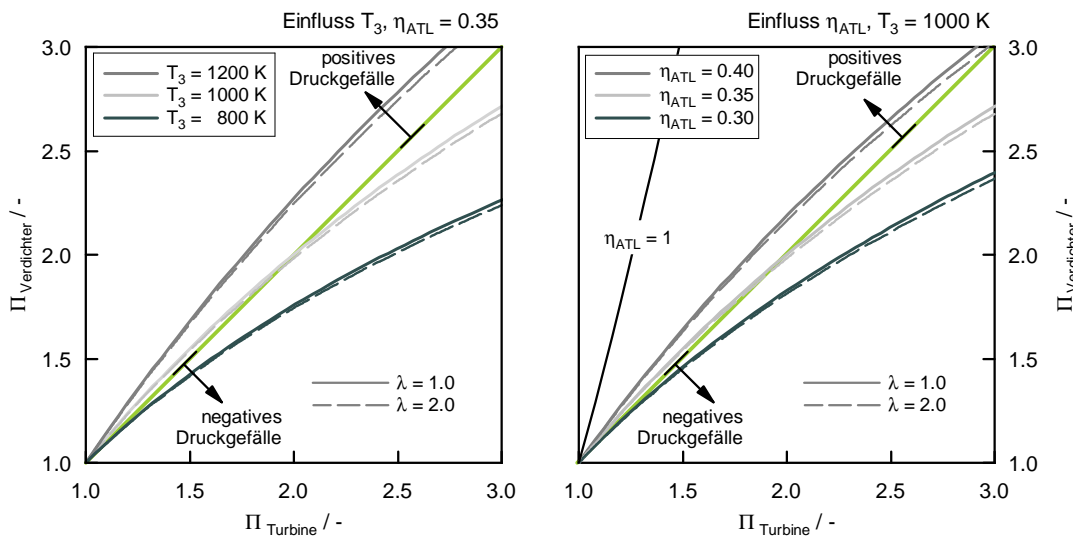


Abbildung 3.41: Einfluss von Abgastemperatur T_3 und Wirkungsgrad des Turboladers η_{ATL} auf das Betriebsverhalten

Im linken Bild wurde die Abgastemperatur bei konstantem Turboladerwirkungsgrad verändert. Es ist deutlich zu sehen, dass eine hohe Abgastemperatur bei ansonsten konstanten Bedingungen eher ein positives Spülgefälle erzeugt. Wird beispielsweise eine Abgastemperatur von $T_3 = 1000\text{ K}$ betrachtet, ist zu erkennen, dass bei niedrigen Expansionsverhältnissen über die Turbine $\Pi_{Turbine} < 2$ ein positives Spülgefälle erreicht werden kann. Steigt das Expansionsverhältnis weiter an, kann dieser vorteilhafte Zustand nicht mehr erreicht werden. Je höher also die Abgastemperatur ist, desto besser ist das Verhalten des Turboladers. In Zusammenhang mit einem Wasserstoff-Brennverfahren heißt das, dass hohe Abgastemperaturen anzustreben sind. Damit spricht für die Abgasturboaufladung vor allem ein $\lambda=1$ -Betrieb, der darüber hinaus auch noch leichte Vorteile

in den Stoffwerten des Abgases mit sich bringt. Auch dies ist im Bild oben erkennbar. Je höher das Luftverhältnis des Motors bei ansonsten gleichen Bedingungen (gleiche Abgastemperatur, gleicher Wirkungsgrad des ATL), desto kleiner wird der erzielbare Ladedruck, ausgedrückt durch das Verdichterdruckverhältnis. Auf den realen Motorbetrieb umgelegt kann gesagt werden, dass die Abgasturboaufladung mit Magerkonzept durch die geringeren Abgastemperaturen einerseits und durch den nachteiligen Effekt der Stoffwerte andererseits eine große Herausforderung darstellt. Zusätzlich ist auch das Massenstromverhältnis beim Magerkonzept ungünstiger.

Aus obigen Bild wird auch ersichtlich, dass unter gleichen Randbedingungen bei sehr hohen Druckverhältnissen über dem Verdichter bzw. der Turbine, ein positives Spülgefälle selbst bei guten Turboladerwirkungsgraden schwer erreicht werden kann. Damit ist mit höheren Restgasgehalten zu rechnen die wiederum Einfluss auf die Betriebsstabilität haben können. Dieser Umstand muss z.B. bei Hochaufladekonzepten mit Abgasturboaufladung beachtet werden.

Auch der Einfluss des Turboladerwirkungsgrades η_{ATL} , innerhalb realistischer Wertebereiche von 0.3 bis 0.4, ist im rechten Bild der Abbildung 3.41 dargestellt. Es zeigen sich ähnliche Zusammenhänge wie bei der Abgastemperatur. Mit zunehmendem Wirkungsgrad wird eher ein positives Spülgefälle erreicht. D.h. für den Motorbetrieb sollte der Turbolader vor allem in jenen Bereichen betrieben werden, die einen hohen Gesamtwirkungsgrad bereitstellen. Durch spezielle konstruktive Maßnahmen (Abgaskrümmerrbauweise) bzw. geeignete Betriebsstrategien (Scavenging) lässt sich der Betriebsbereich in Richtung höhere Wirkungsgrade verschieben. Von theoretischer Natur ist die Betrachtung von $\eta_{ATL} = 1.0$. Hier werden isentrope Zustandsänderungen in der Turbine und dem Verdichter angenommen, und mechanische Verluste vernachlässigt.

Der Einfluss des Massenstromverhältnisses wird von einem sogenannten Wastegate-Turbolader genutzt. Dabei wird ein Teil des Abgasmassenstromes an der Turbine vorbei geleitet und damit das Massenstromverhältnis verringert. Dadurch wird der Ladedruck beeinflusst und kann entsprechend eingestellt werden. Durch diese Maßnahme wird aber das Druckgefälle über dem Motor negativ beeinflusst, wodurch die Ladungswechselverluste ansteigen und somit der Motorwirkungsgrad sinkt. Dies ist dadurch begründet, dass bei moderaten Ladedrücken hohe Abgasgedrücke vorherrschen. In Abbildung 3.42 ist für verschiedene Massenstromverhältnisse der Zusammenhang von Turbinen- und Verdichterdruckverhältnis dargestellt. Dabei wurde der Wirkungsgrad des Turboladers als konstant angenommen. Durch das zunehmend negative Druckgefälle über dem Motor kann speziell bei Wasserstoffmotoren die Betriebsstabilität beeinflusst werden.

Eine Wastegate-Regelung stellt damit immer nur einen Kompromiss dar, weil mit einer starren Turbinengröße immer nur ein gewisser Drehzahlbereich optimal betrieben werden kann. Die Auslegung auf hohes Drehmoment im niedrigen Drehzahlbereich führt bei sehr hohen Drehzahlen in der Nähe der Nennleistung durch die abgeströmte Abgasmasse immer zu Nachteilen im Motorbetrieb. Konzepte mit VTG-Stellern, wie sie bei Dieselmotoren vermehrt Anwendung finden oder Konzepte mit zwei Turboladern würden hier ein weiteres Potenzial eröffnen.

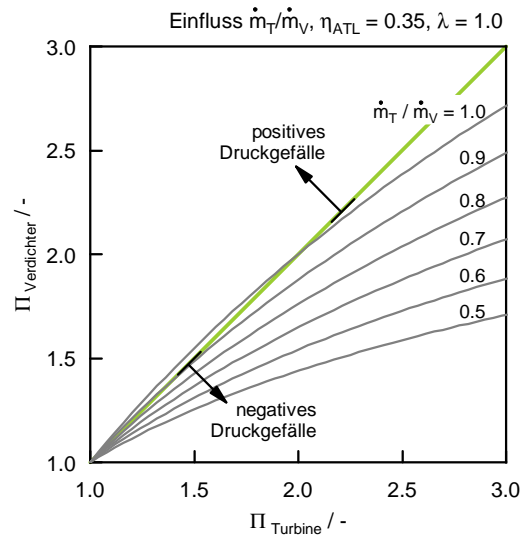


Abbildung 3.42: Einfluss des Massenstromverhältnisses \dot{m}_T/\dot{m}_V auf das Betriebsverhalten des Turboladers

3.7.2 Verdichtereigenschaften

Als Strömungsverdichter kommen bei Turboladern sogenannte Radialverdichter zum Einsatz. Verdichter- und Turbinenrad sitzen auf einer gemeinsamen Welle und zwischen beiden herrscht Leistungsgleichgewicht. Im Radialverdichter wird der Luft kinetische Energie übertragen und anschließend in einem Diffusorquerschnitt in Druck umgewandelt. In Abbildung 3.43 ist schematisch ein Kennfeld eines Radialverdichters dargestellt. Die Pumpgrenze begrenzt das Kennfeld nach links und die Stopfgrenze nach rechts. Weiters muss erwähnt werden, dass die Pumpgrenze keine scharfe Grenze darstellt, weil es eine Art Übergangsbereich gibt der dieses Phänomen auslöst.

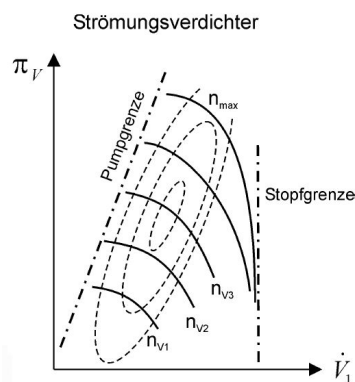


Abbildung 3.43: Kennfeld eines Strömungsverdichters (schematisch)

Die Auslegung erfolgt nun so, dass die Motorbetriebslinie innerhalb der Betriebs-

grenzen zu liegen kommt. Nachdem der Verdichter reine Luft fördert, ist das Betriebsverhalten kraftstoffunabhängig, im Gegensatz zum Verhalten der Turbine. Dieses wird wesentlich vom verwendeten Kraftstoff und deren Verbrennungsprodukten beeinflusst.

3.7.3 Turbineneigenschaften

Die thermodynamischen Eigenschaften einer Turbinenströmung werden in diesem Abschnitt näher behandelt. Die Turbinenströmung ist charakterisiert durch folgende Randbedingungen:

- Durchsatz wird vom Motor vorgegeben
- Der Zustand des Abgases vor der Turbine ist abhängig von verschiedenen Motorparametern
- Die Turbine expandiert im Wesentlichen auf Umgebungsdruck
- Es handelt sich um ein kompressibles Medium

Damit kann ein Turbinendurchfluss wie eine Strömung durch eine adäquate Öffnung ohne Wärmeverluste berechnet werden. Mit dem 1. Hauptsatz für stationäre Fließprozesse kann daraus die sogenannte Durchflussfunktion abgeleitet werden (siehe Gleichung 3.12). Diese Durchflussfunktion ist neben dem anliegenden Druckverhältnis auch von den Stoffwerten des Gases abhängig. Diese Art der Modellierung der Turbinenströmung wird vom Programm BOOST verwendet und als sogenanntes „simplified model“ [1] bezeichnet.

$$\Psi_{34} = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[\left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (3.12)$$

Um diverse Einflüsse auf das Durchflussverhalten zu verifizieren, wurden für verschiedene H₂-Abgaszusammensetzungen die dazugehörigen Durchflussfunktionen mithilfe von MATLAB berechnet. Es wurde die Abgastemperatur und auch das Luftverhältnis λ variiert. Die Ergebnisse sind in Abbildung 3.44 dargestellt.

Wie daraus hervorgeht, ist die Durchflussfunktion der H₂-Verbrennungsprodukte vom Luftverhältnis nahezu unabhängig. Ein leichter Temperatureinfluss ist zu erkennen. In der Turbine, welche eine einfache Düse ohne Erweiterung darstellt, kann maximal das kritische Druckverhältnis erreicht werden. Wie aus Abbildung 3.44 hervorgeht, steigt das maximal erreichbare kritische Druckverhältnis mit sinkender Temperatur an. In Zahlen ausgedrückt liegt bei einer Abgastemperatur von 500 K das kritische Druckverhältnis um ca. 2.5% höher als bei 1500 K. Wird dieser geringe Einfluss vernachlässigt, können damit Turbinenkennfelder allgemein dargestellt werden.

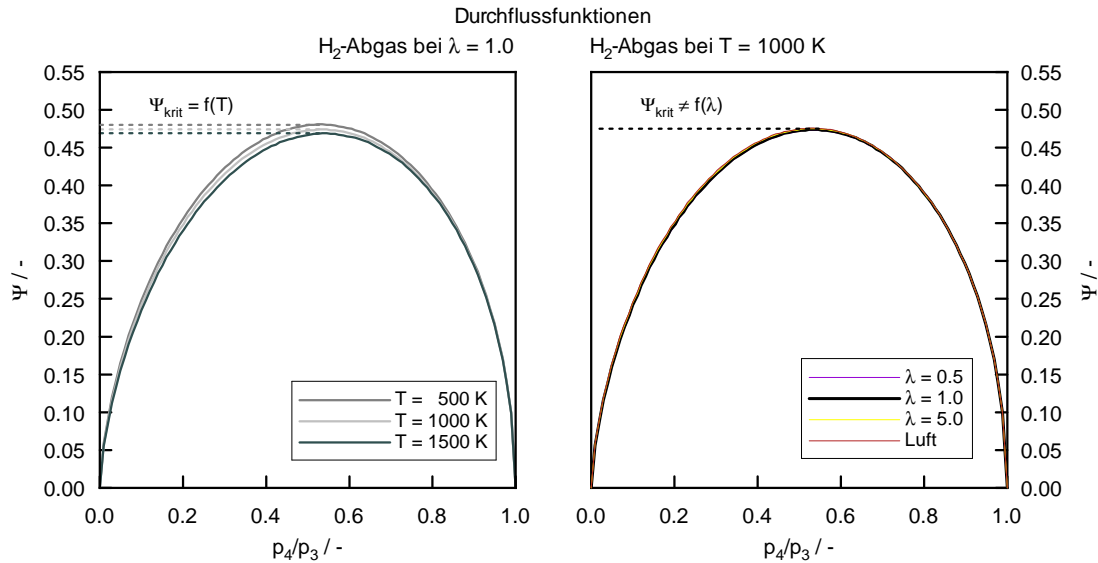


Abbildung 3.44: Durchflussfunktionen in Abhängigkeit von Temperatur und λ

Mithilfe der Durchflussfunktion lässt sich die durch eine Turbine strömende Masse folgendermaßen anschreiben:

$$\dot{m}_T = A_{T_{\text{eff}}} \cdot \Psi_{34} \cdot p_3 \cdot \sqrt{\frac{2}{R_{\text{Abg}} \cdot T_3}} \quad (3.13)$$

Die Durchflussmenge ist ab dem kritischen Druckverhältnis nur mehr vom Gaszustand vor der Turbine abhängig. Damit ist die Energie des Abgases bei überkritischem Druckverhältnis nicht mehr vollständig nutzbar.

Bringt man Druck p_3 und Temperatur T_3 auf die linke Seite der Gleichung, ergibt sich daraus ein auf Zustand vor Turbine normierter Massenstrom (auch reduzierter Massenstrom genannt). Damit lässt sich ein Turbinenkennfeld darstellen, wie es heute üblicherweise verwendet wird. Der Vorteil dieser Vorgehensweise ist, dass das Durchflussverhalten - bei gegebenem Gas - unabhängig vom Eintrittszustand in die Turbine wiedergegeben werden kann. Vorausgesetzt der geringe Einfluss der Abgastemperatur auf die Durchflussfunktion Ψ wird vernachlässigt.

$$\dot{m}_{T_{\text{red}}} = \dot{m}_T \cdot \frac{\sqrt{T_3}}{p_3} = A_{T_{\text{eff}}} \cdot \Psi \cdot \sqrt{\frac{2}{R_{\text{Abg}}}} \quad (3.14)$$

Kennfeld-Korrekturfaktor

Für die Erstellung von Turbinenkennfeldern wird die Gaskonstante mit $R_{\text{Abg}} = 287 \text{ J/kgK}$ definiert (siehe z.B. [16]). Dies entspricht der Gaskonstante von Luft, sowie in etwa

jener des Benzin- bzw. Dieselaabgases. Weil sich die Gaskonstante von Wasserstoffverbrennungsgas aber wesentlich von Luft unterscheidet (siehe Abbildung 3.45), muss bei Verwendung von konventionell vermessenen Turbinenkennfeldern ein Korrekturfaktor F_T eingeführt werden. Dieser berücksichtigt das unterschiedliche Strömungsverhalten durch die Turbine, welches durch die unterschiedlichen Gaskonstanten hervorgerufen wird. Dieser Korrekturfaktor ist auch vom vorliegenden Luftverhältnis abhängig, wie ebenfalls in Abbildung 3.45 zu sehen ist. Damit kann das vom Hersteller angegebene Turbinenkennfeld entsprechend korrigiert und für Simulationszwecke angepasst werden.

$$F_T = \frac{\dot{m}_{T_{\text{redH}_2}}}{\dot{m}_{T_{\text{redKf}}}} = \frac{\sqrt{\frac{2}{R_{\text{H}_2}}}}{\sqrt{\frac{2}{R_{\text{Luft}}}}} \quad (3.15)$$

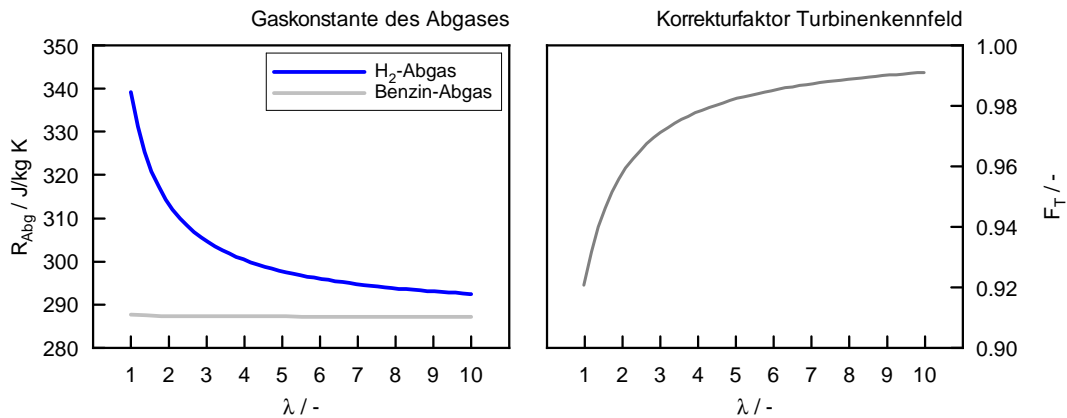


Abbildung 3.45: Gaskonstanten des Abgases und Korrekturfunktion über dem Luftverhältnis

Beispielhaft ist in Abbildung 3.46 für ein stöchiometrisches Luftverhältnis die Schlucklinie der Turbine bei Verwendung von Benzin und Wasserstoff dargestellt. Die Stoffeigenschaften des H_2 -Abgases führen dazu, dass eine Turbine etwas kleiner „wirkt“ als bei Verwendung im Benzinmotor.

Damit hat bei gegebenem Gas (Gaskonstante R_{Abg}) nur mehr der effektive Strömungsquerschnitt einen Haupteinfluss auf den reduzierten Massenstrom der Turbine, wie in Abbildung 3.47 zu sehen ist. Diese als Schlucklinien genannten Diagramme beschreiben das Durchsatzverhalten, in dem auf der x-Achse das Expansionsverhältnis und auf der y-Achse der reduzierte Massenstrom aufgetragen wird. Das linke Bild zeigt für drei verschiedene Strömungsquerschnitte und $\lambda = 1,0$ die berechneten Schlucklinien. Der Einfluss der Abgastemperatur ist - wie schon aus der Durchflussfunktion bekannt - vorhanden, aber eher gering. Im rechten Bild wurde das Luftverhältnis und damit die Gaskonstante des Abgases verändert. Für den relevanten Betriebsbereich des Motors mit Luftverhältnissen zwischen $\lambda = 1$ und $\lambda = 4$ (ab hier steigt am verwendeten Versuchsträger die Verbrennungsinstabilität stark an, wie später in Abbildung 6.7 zu sehen ist) sind

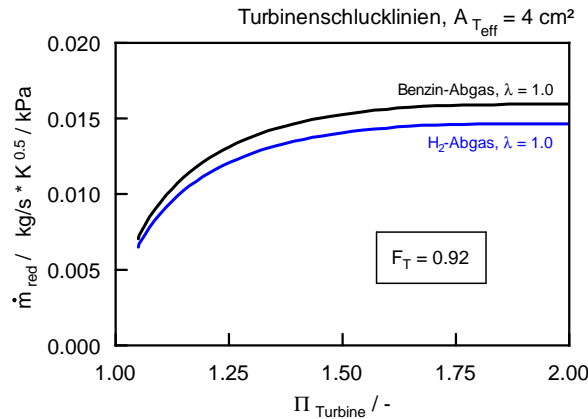


Abbildung 3.46: Berechnete Turbinen-Schlucklinien bei konstantem effektivem Strömungsquerschnitt mit verschiedenen Abgaszusammensetzungen

die Schlucklinien dargestellt. Bei sehr hohen Wasserstoffanteilen am Abgas ($\lambda < 0.5$) kommt es zu stark verringerten Durchflüssen.

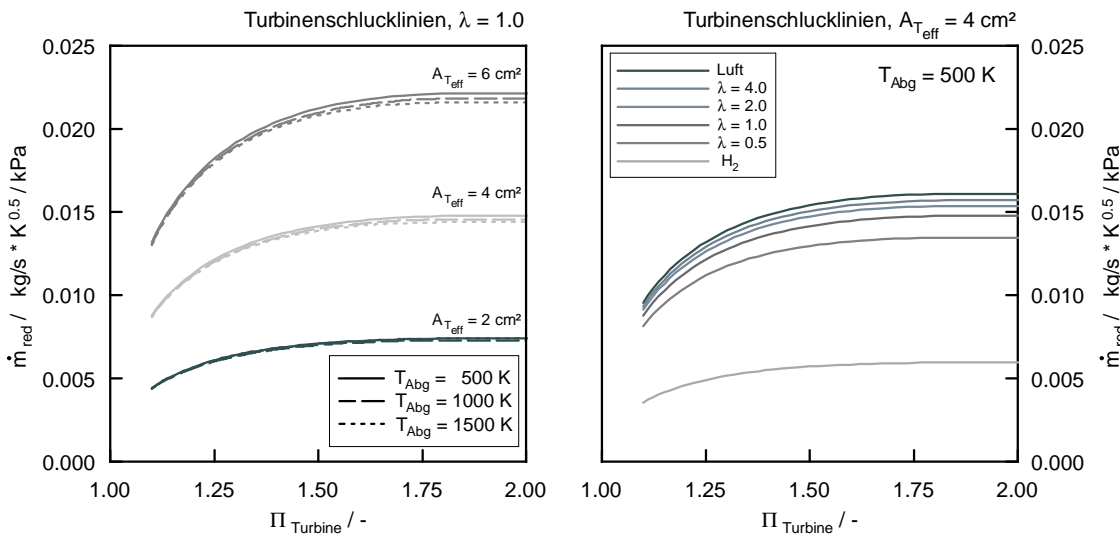


Abbildung 3.47: Berechnete Turbinen-Schlucklinien bei verschiedenen Strömungsquerschnitten, Abgastemperaturen und Luftverhältnissen

Der Strömungsquerschnitt der Turbine $A_{T_{eff}}$ und das Luftverhältnis (Abgaszusammensetzung) sind somit die relevanten Größen für die Dimensionierung. Mithilfe der 1D-Ladungswechselsimulation kann unter Berücksichtigung der Vollastwerte der benötigte Strömungsquerschnitt bestimmt und damit die Wahl einer geeigneten Turbine getroffen werden. Dies wird ausführlich im nächsten Abschnitt beschrieben.

3.7.4 Vorauslegung

Ausgehend von einer definierten Volllastcharakteristik, welche neben dem Leistungsziel von 100 kW auch die Fahrbarkeit des Motors gewährleistet, wurde mithilfe der BOOST-Simulation im ersten Schritt die Vorauslegung der Turbinengeometrie bzw. des Strömungsquerschnittes vorgenommen. In Abbildung 3.48 ist die dabei unterstellte Volllastcharakteristik dargestellt, welche für alle weiteren Berechnungen zugrunde gelegt wird.

Auslegungspunkte für die Wahl der Turbinengeometrie sind demnach:

1. Low-End-Torque, 200 Nm bei 2000 min^{-1} (Auslegungspunkt 1)
2. Nennleistungspunkt, 100 kW bei 5000 min^{-1} (Auslegungspunkt 2)

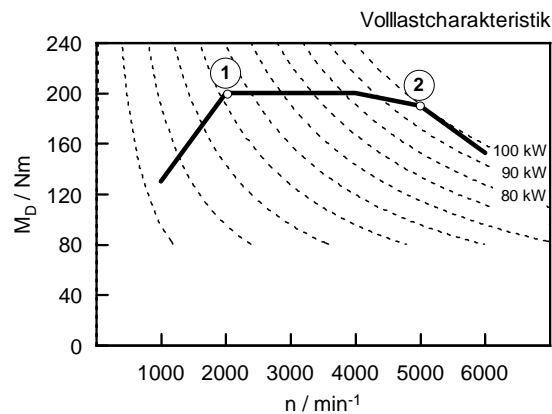


Abbildung 3.48: Auslegungspunkte für die Volllastcharakteristik

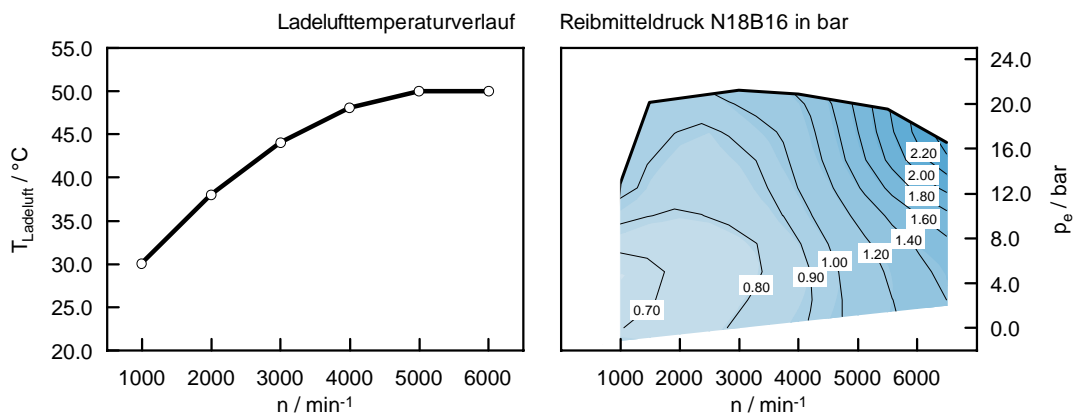


Abbildung 3.49: Randbedingung für die Ladelufttemperatur und den Reibmitteldruck

Dabei wird in einer vereinfachten Abbildung des Turboladers im BOOST-Modell (simplified model), unter Zugrundelegung von realistischen Turboladerwirkungsgraden und deren Betriebsgrenzen, das benötigte Durchflussverhalten der Turbine zur Darstellung des erforderlichen Ladedruckes berechnet. Daraus kann der notwendige effektive Strömungsquerschnitt der Turbine abgeleitet und damit die charakteristische Größe für die Auswahl einer geeigneten Turbine gefunden werden. Für diese Berechnung wird immer das Leistungsgleichgewicht zwischen Turbine und Verdichter berücksichtigt.

Für alle Berechnungen werden Steuerzeiten ohne Ventilüberschneidung angenommen, weil damit im Wasserstoffbetrieb mit verringerter Rückzündungstendenz zu rechnen ist (siehe auch [25]). Für die jeweiligen Brennverläufe wird auf VIBE-Funktionen zurückgegriffen und die Brenndauer je nach Luftverhältnis angepasst. Die jeweils angenommenen Randbedingungen sind in Abbildung 3.49 und Abbildung 3.50 dargestellt. Die Berücksichtigung der Einblasetemperatur des kryogenen Wasserstoffs erfolgt durch die schon eingangs erwähnte Kopplung mit dem Programm MATLAB. Das Verdichtungsverhältnis wurde im Hinblick auf Verbrennungsanomalien von ursprünglich $\varepsilon = 10.4$ auf $\varepsilon = 9.0$ vermindert. Diese Absenkung wurde auch am Versuchsträger durchgeführt (siehe Kapitel 4) und dient als Basis für die Auslegung.

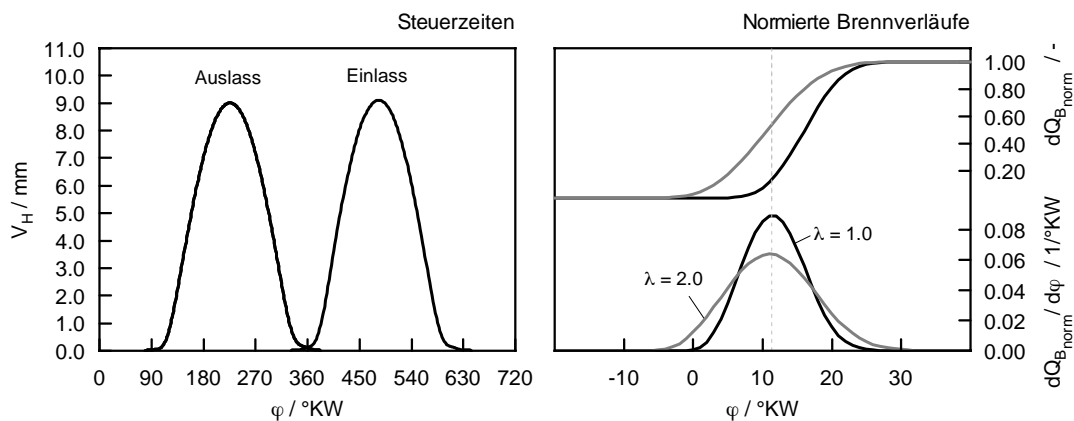


Abbildung 3.50: Gewählte Steuerzeiten und normierte Brennverläufe für die Auslegung

Im Nachfolgenden wird der Einfluss verschiedener Motorparameter auf die Turbinengröße untersucht. Dabei wird in der Simulation $A_{T_{\text{eff}}}$ solange variiert, bis unter gegebenen Randbedingungen der erforderliche Ladedruck erzielt wird. Danach werden in den Schlucklinien, welche aus einer adäquaten Düsenströmung resultieren, die dazugehörigen Betriebspunkte eingezeichnet.

Einfluss Luftverhältnis

In Abbildung 3.51 sind für verschiedene Luftverhältnisse die erforderlichen Turbinenquerschnitte bei gegebenen Randbedingungen (T_{H_2} , η_{ATL} , ε) dargestellt. Die Wasser-

stofftemperatur von 100 K entspricht der Temperatur, welche am Prüfstand durch den Kryogaskühler minimal erreicht wird. Bei Flüssigspeicherung im realen Fahrzeug würde hier noch Potenzial bis etwa 27 K bestehen.

Als Auslegungspunkt wurde beispielhaft das gewünschte Low-End-Torque gewählt (Auslegungspunkt 1). Der Grund für die extreme Spreizung der benötigten Schlucklinien - ausgedrückt über dem effektiven Strömungsquerschnitt - im betrachteten Bereich von $\lambda = 1.0$ bis 1.5 ist einerseits der erhöhte Luftbedarf und andererseits die nachlassende Kühlwirkung des kryogenen Wasserstoffs hin zu mageren Gemischen. Beides muss demnach durch mehr Ladedruck kompensiert werden. Weiters sinkt mit zunehmendem Luftverhältnis die Abgastemperatur und auch die Stoffwerte verschlechtern das Betriebsverhalten. Diese Umstände führen dazu, dass die Turbinengröße wesentlich kleiner ausfällt und die Betriebspunkte in Richtung höhere Druckverhältnisse verschoben werden.

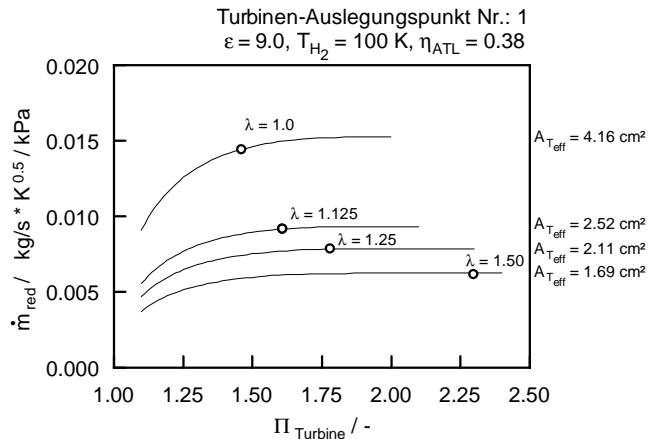


Abbildung 3.51: Erforderliche Schlucklinien bei verschiedenen Luftverhältnissen für den Auslegungspunkt 1

Für den Nennleistungspunkt (Auslegungspunkt 2) zeigt Abbildung 3.52 die erforderliche Turbinengröße für Luftverhältnisse von 1.5 bis 2.0. Auch hier ist bei mageren Luftverhältnissen eine Verkleinerung der Turbinengröße notwendig. Die Betriebspunkte liegen bei sehr hohen Turbinenexpansionsverhältnissen weit über dem kritischen Druckverhältnis. Dies führt zu hohen Restgasgehalten von bis zu knapp 13% bei $\lambda = 2.0$. Hier stellt sich aber die Frage, ob die Aufladung über einen Abgasturbolader sinnvoll umgesetzt werden kann oder ob andere Konzepte besser geeignet wären.

Aus Abbildung 3.52 kann abgeleitet werden, dass mit Turbinengrößen etwas über 4 cm² im Nennleistungspunkt bis etwa $\lambda = 1.5$ die Anforderungen abgedeckt werden können. Im Auslegungspunkt 1 kann mit der ähnlichen Größe das gewünschte Drehmoment bei $T_{H_2} = 100 \text{ K}$ und $\lambda = 1.0$ erzielt werden. Als Kompromiss kann mit einer Turbinengröße von ca. 4 cm² das Low-End-Torque und der Nennleistungspunkt mit einer Reserve bis $\lambda = 1.5$ abgedeckt werden.

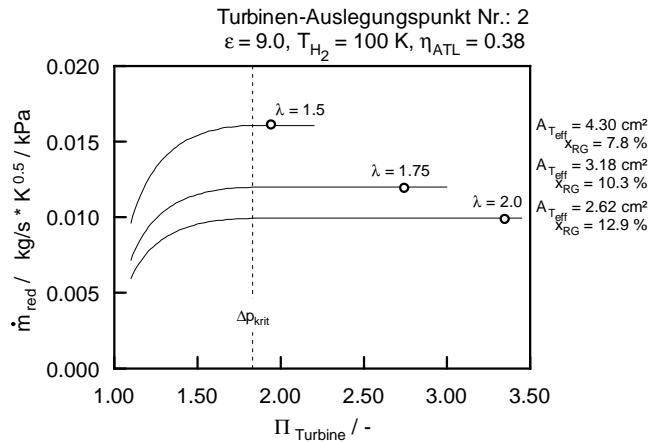


Abbildung 3.52: Erforderliche Schlucklinien bei verschiedenen Luftverhältnissen im Nennleistungspunkt

Einfluss Einblasetemperatur

In weiterer Folge wurde der Einfluss unterschiedlicher Einblasetemperaturen untersucht. In Abbildung 3.53 sind für verschiedene Wasserstofftemperaturen die erforderlichen Strömungsquerschnitte dargestellt. Hier wurde als Auslegungspunkt das Low-End-Torque gewählt. Mit zunehmender Wasserstoffeinblasetemperatur sinkt die erforderliche Turbinengröße stark, ähnlich wie beim Einfluss des Luftverhältnisses. Es muss nämlich die geringere Gemischtemperatur mit erhöhtem Ladedruck kompensiert werden. Damit muss auch das Aufstauverhalten der Turbine durch einen kleineren Strömungsquerschnitt angepasst werden.

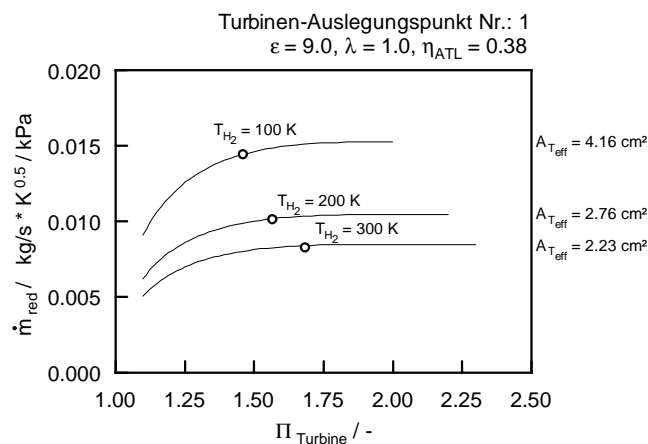


Abbildung 3.53: Erforderliche Schlucklinien bei verschiedenen Einblasetemperaturen

Für den Motorbetrieb sollte die Einblasetemperatur so konstant tief wie möglich in

allen Betriebszuständen vorliegen. Während der Kaltfahrphase ist mit einer verringerten Volllast zu rechnen, wenn eine fixe Turbine, ausgelegt für kryogene Einblasung, verwendet wird.

Einfluss Turbinenwirkungsgrad

In Abbildung 3.54 werden die Ergebnisse einer Simulation gezeigt, bei der für verschiedene Turbinenwirkungsgrade die erforderlichen Strömungsquerschnitte dargestellt sind. Als Auslegungspunkt wird das gewünschte Low-End-Torque gewählt. Liegt der Turbinenwirkungsgrad um 5% besser, kann der Strömungsquerschnitt der Turbine deutlich größer ausfallen, um dasselbe Drehmoment zu erreichen. Damit kann bei gleicher Turbinengröße ein deutlicher Ladedruckgewinn erreicht werden kann.

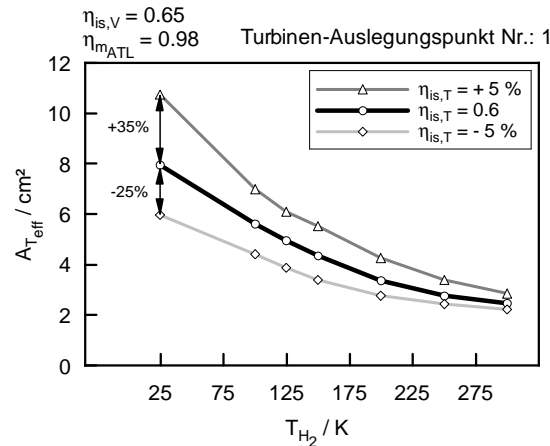


Abbildung 3.54: Einfluss des Turbinenwirkungsgrades auf die erforderliche Turbinengröße

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass je nach Betriebsstrategie des Motors (mager, stöchiometrisch, kryogen, warm) unterschiedliche Turbinengeometrien optimal sind. Es konnte gezeigt werden, dass sich ein magerer Motorbetrieb für die Aufladung mit Abgasturbolader nur bedingt eignet. Die negative Rückkopplung von hoher Gemischtemperatur mit damit notwendig hohen Aufladegraden bei niedrigen Abgastemperaturen erfordert speziell für niedrige Drehzahlen extrem kleine Turbinen. Diese sind wiederum bei hoher Motordrehzahl nicht optimal geeignet. Hier wäre der Einsatz von zwei kombinierten Turboladern bzw. eines VTG-Laders anzustreben, der aber speziell bei $\lambda = 1.0$ wegen hoher Abgastemperaturen besonders beansprucht wird. Wird aber ein $\lambda=1$ -Betrieb mit kryogenem Wasserstoff angestrebt, kann ein Kompromiss in der Turbinengeometrie gefunden werden. Deshalb wurde dieses Aufladeverfahren angewendet.

Für die Auslegung des Verdichterrades wurde unter Berücksichtigung der benötigten Ladedrücke über der Motordrehzahl eine passende Geometrie gewählt, welche im nächsten Abschnitt dargestellt ist. Wichtig für die Auslegung ist ein ausreichender Abstand der Betriebslinie von der Pumpgrenze, sowie eine entsprechende Reserve zur Stopfgrenze.

Herausforderungen bei der Vorauslegung: Aufgrund der vereinfachten Modellannahme einer Düsenströmung (simplified model) kann in der Turbine maximal die Schallgeschwindigkeit erreicht werden (Abflachung der berechneten Schlucklinie ab dem krit. Druckverhältnis). Real wird aber durch die Drehzahl des Turbinenrades und der Berücksichtigung der Relativgeschwindigkeit die Strömung weiter beschleunigt. Die Modellierung in BOOST als „simplified“ kann damit jene Effekte bei hohen Druckverhältnissen nicht genau berücksichtigen. Deshalb wurde im Anschluss der Vorauslegung, mithilfe von kompletten Kennfelddaten, das reale Turbinenverhalten abgebildet und damit eine Volllastsimulation durchgeführt.

3.7.5 Turboladerauswahl

Für den N18-Motor standen drei verschiedene Verdichter- und Turbinengeometrien zur Verfügung, welche beliebig kombiniert werden konnten. Für den Betrieb mit kryogener Einblasung wurde demnach eine Turbinen-Verdichter-Kombination gewählt, welche die Anforderungen bestmöglich abdeckt. Die ausgewählten Varianten werden in den Abbildungen 3.56 und 3.55 dem Serienturbolader gegenübergestellt. Wie daraus hervorgeht, ist beim Verdichter die Pumpgrenze nach links erweitert. Zusätzlich liegt der innere, isentrope Verdichterwirkungsgrad etwas höher.

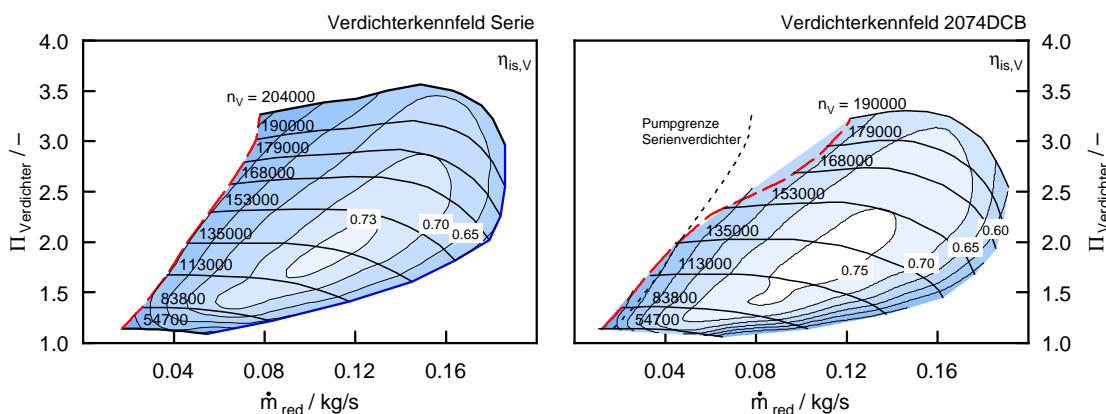


Abbildung 3.55: Vergleich der Kennfelder von Serienverdichter mit Verdichter 2074 DCB von Borg Warner (Herstellerangaben)

Die für den Motorbetrieb ausgewählte Turbine zeigt eine nur geringfügig kleinere Schlucklinie, bei gleichzeitig aber deutlich verbesserten isentropen Wirkungsgraden. Weiters ist anzumerken, dass bei Verwendung dieser Kennfelder der schon vorher erwähnte Korrekturfaktor F_T berücksichtigt werden muss.

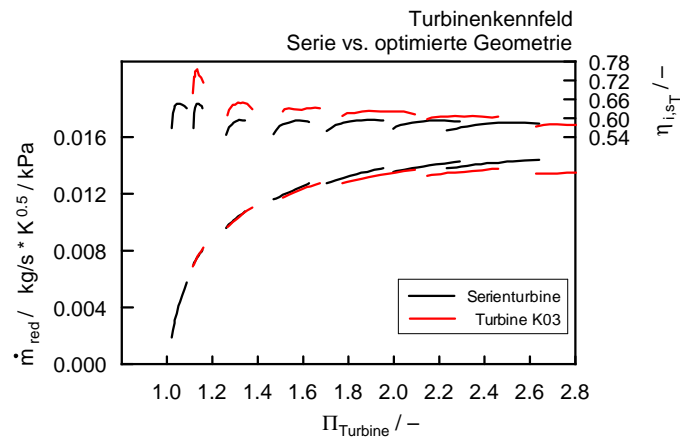


Abbildung 3.56: Vergleich der Kennfelder von Serienturbine mit Turbine K03 von Borg Warner (Herstellerangaben)

3.7.6 Volllastsimulation bei $\lambda = 1.0$

Mithilfe der vorausgelegten Turboladergeometrien wurde nun eine BOOST-Simulation gestartet und die Volllastkurven berechnet. Dafür wurden die Kennfelder vollständig in die Simulationssoftware eingegeben. Für jeden Betriebspunkt werden realistische Randbedingungen berücksichtigt. Vor allem die instationäre Beaufschlagung der Turbine durch Pulsationen von Druck und Massenstrom ist mit der vereinfachten Modellierung im „simplified model“ nicht vollständig möglich.

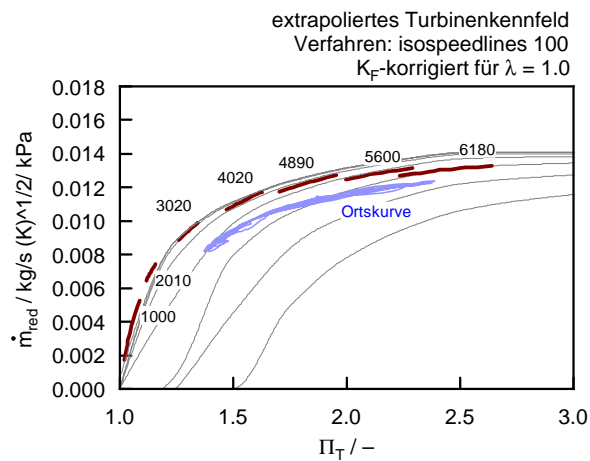


Abbildung 3.57: Extrapolationslinien und beispielhafte Betriebslinie im Turbinenkennfeld bei einem stationären Motorbetriebspunkt

Abbildung 3.57 zeigt beispielhaft für einen beliebigen Motorbetriebspunkt den Betriebsbereich der Turbine in deren Kennfeld. Die Ortskurve beschreibt dabei den Be-

triebsbereich und verdeutlicht damit den instationären Betrieb. Dieses Verhalten wird durch die versetzten Auslassstöße verursacht. Bei Motoren mit weniger als 4 Zylindern und damit entsprechend langen Zündabständen kommt dieser Effekt noch stärker zum Tragen. Für die Simulation muss noch ein entsprechendes Extrapolationsverfahren für das Turbinenkennfeld gewählt werden, damit die Drehzahllinien erweitert werden können. Die Extrapolationslinien sind ebenfalls in Abbildung 3.57 zu sehen.

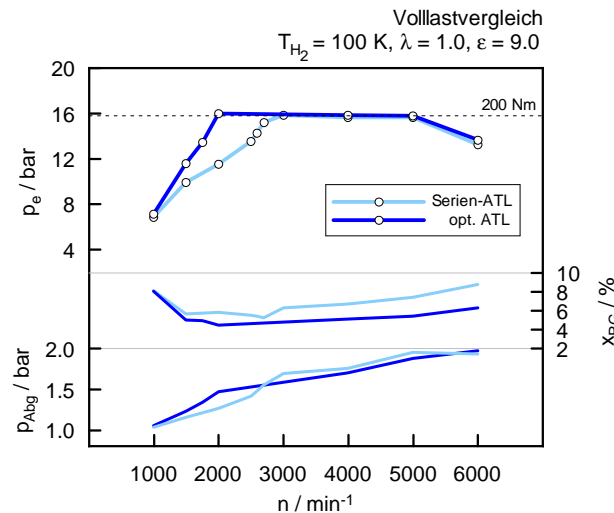


Abbildung 3.58: Simulierte Vollastkurven mit dem Serien- und dem optimierten Turbolader, sowie Restgasgehalt und Abgasgegendruck

In Abbildung 3.58 ist eine simulierte Vollastkurve dargestellt. Der Serienturbolader wurde dem ausgelegten Turbolader gegenübergestellt. Als Einblasetemperatur wird $T_{H_2} = 100 \text{ K}$ gewählt. Diese Einblasetemperatur entspricht jener, welche am Prüfstand für die Untersuchungen minimal erreicht werden kann (vom Kryokühler vorgegeben). Für die Auslegung des Turboladers wird deshalb diese Temperatur festgelegt. Die Vollastkurve wird im Drehzahlbereich des Low-End-Torque's detaillierter aufgelöst, um hier die Aussagekraft zu erhöhen. Mit dem Serienturbolader ergibt sich bei niedriger Motordrehzahl ein verringertes Drehmoment. Die Anforderungen an das Low-End-Torque können mit dem optimierten Turbolader erfüllt werden. Bei niedriger Drehzahl kommt es zusätzlich zu dem Effekt der Gemischaufheizung, was den erforderlichen Ladedruck weiter erhöht. Über die Regelung des Wastegate-Ventils wird das Vollastdrehmoment jeweils begrenzt (Ladedruckregelung im BOOST-Modell integriert).

Wie aus Abbildung 3.59 ersichtlich, kommen beim optimierten Turbolader die Betriebslinien näher an die Pumpgrenze (rechtes Bild). Dies ist durch das verbesserte Ansprechverhalten der Turbine erklärt, welche die Abgasenergie besser nutzen kann. Damit kann der Aufladegrad im niedrigen Drehzahlbereich deutlich verbessert werden. Die besseren Turboladerwirkungsgrade wirken sich positiv auf den Ladungswechsel des

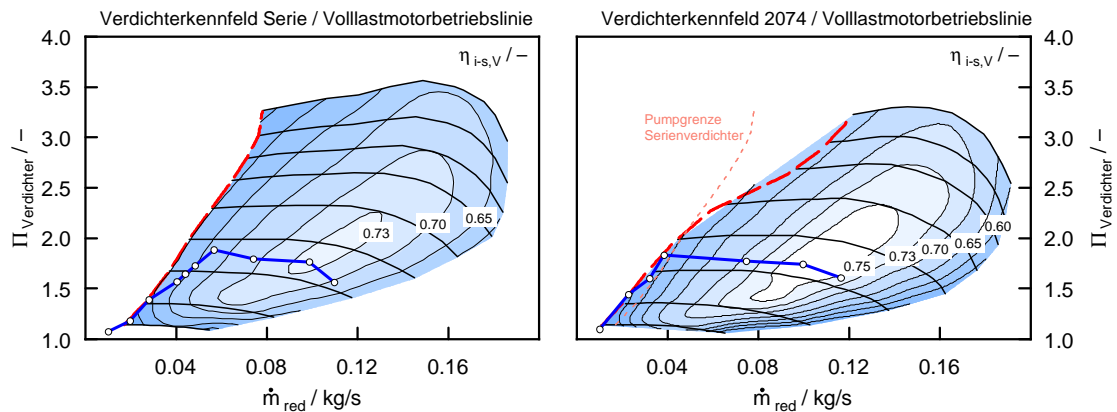


Abbildung 3.59: Betriebslinien im Verdichterkennfeld an der Volllast

Motors aus, sodass im gesamten Drehzahlbereich deutlich weniger Restgasgehalte auftreten (siehe Abbildung 3.58). Diese beeinflussen ebenfalls die Gemisch-Aufheizung und damit wirken sich hohe Restgase überproportional negativ auf das Volllastverhalten aus. Der nahe Betrieb an der Pumpgrenze ist aber nachteilig für einen Höhenbetrieb. Hier könnte der Verdichter ins pumpen kommen und den Motorbetrieb beeinträchtigen. Durch eine entsprechende Ladedruckregelung kann ein Betrieb nahe der Pumpgrenze in jeder Höhenlage gewährleistet und damit die Volllastcharakteristik bestens ausgenutzt werden.

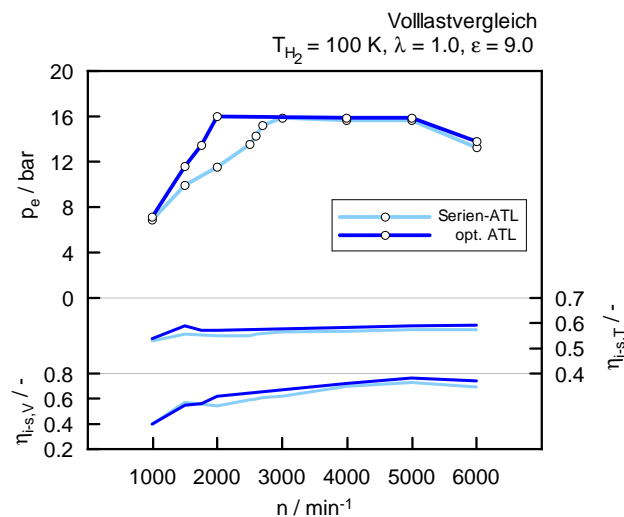


Abbildung 3.60: Turboladerwirkungsgrade an der Volllast

Die Wirkungsgrade der Turbolader an der Volllast sind in Abbildung 3.60 gezeigt. Der Serienturbolader hat durchwegs niedrigere Wirkungsgrade im gesamten Volllast-Betriebsbereich des Motors.

Zusammenfassend ist zu sagen, dass mithilfe dieser Vorauslegung ein geeigneter Turbolader für den kryogenen Motorbetrieb gefunden werden konnte.

Warme Einblasung

Der kryogene Motorbetrieb kann im realen Fahrzeug nicht in allen Betriebszuständen aufrecht erhalten werden. Speziell zu Beginn des Motorstarts sind die Kraftstoffleitungen noch warm und müssen erst abgekühlt werden. Diese sogenannte Kaltfahrphase hat aber den Nachteil, dass dabei die Kraftstofftemperatur auf dem Niveau einer konventionellen warmen Einblasung beginnt und erst kontinuierlich auf kryogene Temperaturen abgekühlt wird. Wie lange diese Phase dauern kann, wird im Abschnitt 4 erklärt. Für die Simulation wurde nun eine Volllastkurve mit warmer Einblasung berechnet. Der Turbolader entspricht einerseits dem Serien-ATL und andererseits dem optimierten ATL für kryogene Einblasung. Die Ergebnisse sind in Abbildung 3.61 gegenübergestellt.

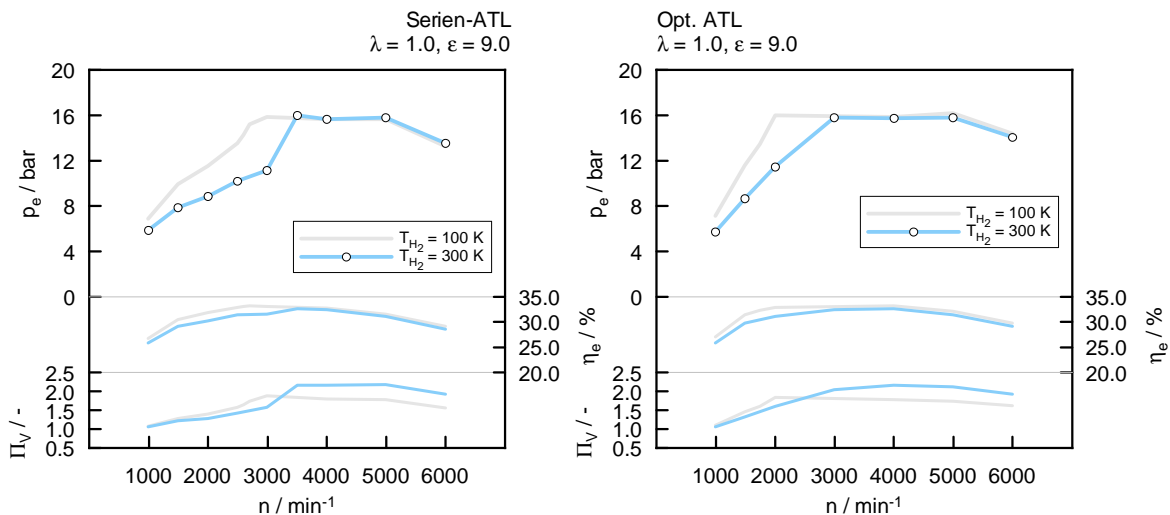


Abbildung 3.61: Volllastcharakteristik bei warmer und kryogener Einblasung bei $\lambda = 1.0$

Geht man davon aus, dass mit warmer Einblasung ebenfalls ein stöchiometrischer Betrieb dargestellt werden kann, ergeben sich damit deutliche Änderungen in der Volllastcharakteristik. Die wirksamen Effekte wurden schon oben detailliert erklärt. Damit kann der gewünschte Volllastverlauf nicht in allen Betriebsarten mit dem ausgelegten Turbolader erreicht werden. Für die Auswahl des geeigneten Turboladers wurde aber zumindest die Erreichung des Leistungsziels von 100 kW bei $\lambda = 1.0$ mit warmer Einblasung angestrebt. Das dabei notwendige höhere Druckverhältnis über dem Verdichter kann auch zuverlässig bereitgestellt werden. Zusätzlich soll eine ausreichende Reserve zur Stopfgrenze auch bei leicht mageren Luftverhältnissen vorhanden sein, weil in der Realität ein $\lambda=1$ -Betrieb mit warmer Einblasung schwer umsetzbar ist (siehe z.B. [23] oder [19]).

Der Vergleich der effektiven Wirkungsgrade an der Volllast zeigt einen leichten Vorteil auf der Seite der kryogenen Einblasung. Dies ist einerseits auf den höheren erreichbaren Lastbereich bei niedrigen Drehzahlen und andererseits auf die niedrigeren Ladedrücke zurückzuführen. Damit sinkt das Druck- und Temperaturniveau im Brennraum, was sich positiv auf die Wandwärmeverluste auswirkt. In Abbildung 3.61 sind auch die Druckverhältnisse über dem Verdichter dargestellt. Der deutliche Nachteil im Low-End-Torque bei warmer Einblasung kann durch den geringer zur Verfügung stehenden Ladedruck erklärt werden. Erst bei sehr hohen Drehzahlen liefert die Turbine genügend Energie um den höheren Ladedruckbedarf zu decken.

3.7.7 Volllastsimulation bei $\lambda = 2.0$

In diesem Abschnitt soll die Auswirkung eines Magerkonzeptes auf das Volllastverhalten aufgezeigt werden. Dabei wird der für den $\lambda=1$ -Betrieb optimierte Turbolader verwendet.

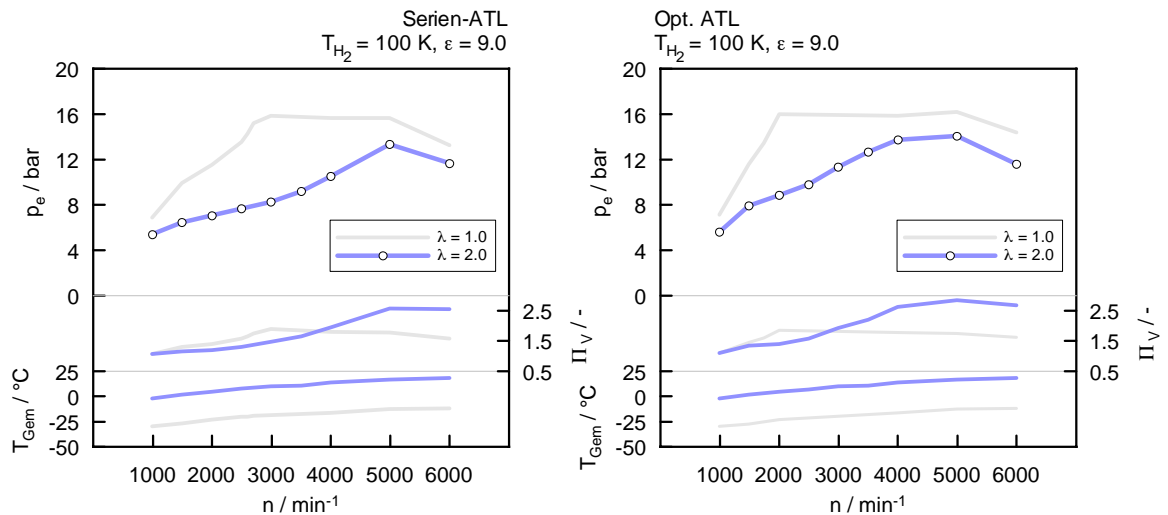


Abbildung 3.62: Volllastcharakteristik mit $\lambda = 2.0$

In Abbildung 3.62 sind die berechneten Volllastwerte im $\lambda=2$ -Betrieb dargestellt. Sogar im Nennleistungspunkt ist mit einer Reduktion von bis zu 15% zu rechnen. Damit wird der Einfluss des Luftverhältnisses auf die gesamte Volllastcharakteristik ersichtlich. Für den realen Motorbetrieb wäre damit ein $\lambda=1$ -Betrieb an der Volllast wünschenswert. Ähnliche Volllastcharakteristiken aufgrund der Rückzündungsproblematik - welche durch eine Abmagerung vermieden werden kann - wurden auch bei ausgeführten Wasserstoffmotoren beobachtet [20].

4 Experimentelle Untersuchungen

Im folgenden Kapitel wird auf die Ergebnisse im kryogenen Motorbetrieb eingegangen. Das Hauptaugenmerk liegt auf den Vollastuntersuchungen bei kryogener Gemischbildung. Vorerst werden eine kurze Einführung in die Phänomene des Kryobetriebs gegeben und verschiedene Saugrohrwerkstoffe miteinander verglichen. Neben der erreichten Vollast mit warmer Gemischbildung wird auch das umgesetzte Emissionskonzept diskutiert. Abschließend werden einige beobachtete Schadensfälle im Zusammenhang mit dem H₂-Brennverfahren dokumentiert.

4.1 Kryobetrieb

In diesem Abschnitt wird auf die beobachteten Phänomene während des Kryobetriebes eingegangen und entsprechende Lösungen erarbeitet. Für die Untersuchungen am Prüfstand wurden zwei verschiedene Werkstoffe der Gemischbildungseinheit untersucht und bewertet.

4.1.1 Definition

Die Kryotechnologie (von altgriechisch [kryos] „Frost, Eis“) deckt in etwa den Temperaturbereich unter -150°C ab. In dieser Arbeit wird die Definition von „Kryobetrieb“ bzw. „kryogene Einblasung“ immer dann verwendet, wenn die Temperatur des Wasserstoffs T_{H_2} unter -50°C zu liegen kommt. Der Grund für die Erweiterung des Kryobegriffes liegt in der Tatsache, dass der verwendete Gaskühler nur bei sehr hohen Wasserstoff-Durchsätzen Temperaturen unter der genannten Schwelle von -150°C erreicht. Für Betriebspunkte mit geringen Durchsätzen z.B. im Teillastgebiet können damit keine signifikanten Tieftemperaturen erreicht werden. Damit scheint ein Hinaufsetzen der Temperaturschwelle für diese Arbeit als gerechtfertigt.

4.1.2 Saugrohrwerkstoffe

Zur Funktionserprobung der Kryo-Gemischbildungseinheit wurde im ersten Schritt eine Aluminium-Variante untersucht. Zu dieser Zeit befand sich der Terasint-Prototyp noch in der Konstruktions- bzw. Fertigungsphase. In Abbildung 4.1 sind beide Saugrohrprototypen während des Kryobetriebes dargestellt. Es ist deutlich zu sehen, dass beim Aluminiumwerkstoff eine vermehrte Schnee- bzw. Eisaufbildung an der Außenfläche entsteht.

Während beim Tecasint die Schneebildung vorwiegend im Bereich der nicht isolierten Injektoren vorkommt, zieht sich beim Aluminium die Vereisung nahezu über die gesamte Oberfläche.

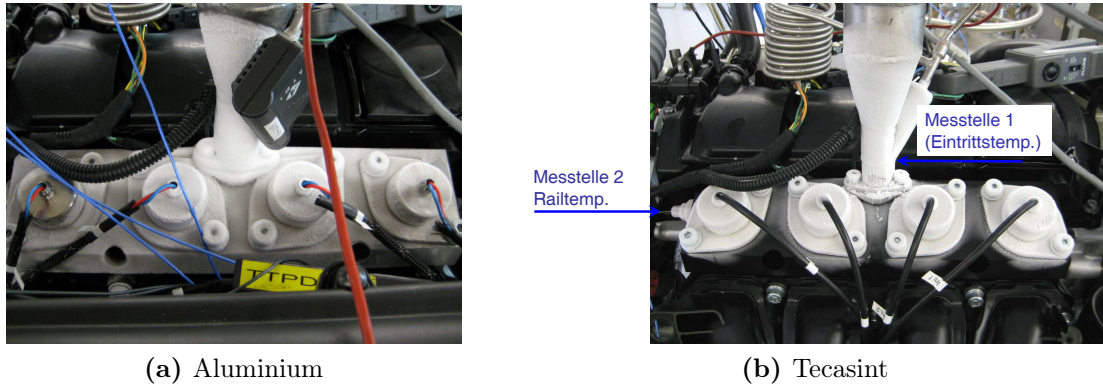


Abbildung 4.1: Kryobetrieb - Vergleich der Schneebildung außen am Aluminium und am Tecasint

Dies wird durch die schlechten Isoliereigenschaften von Aluminium ausgelöst, welche um Größenordnungen unter der von Tecasint liegen. In Tabelle 4.1 werden ausgewählte Kennzahlen der beiden Werkstoffe miteinander verglichen. Die hohe Wärmeleitfähigkeit von Aluminium führt dazu, dass ein Großteil der Wärme des anliegenden Zylinderkopfs über Leitung in das Saugrohr übertragen und dabei aufgeheizt wird. In weiterer Folge wird auch der kryogen zugeführte Wasserstoff erhitzt. Ein Vorteil von Tecasint stellt die zu Aluminium ähnliche Wärmeausdehnung dar. Der anliegende Zylinderkopf besteht aus Aluminium, wodurch Materialverspannungen vermieden werden können. Das Gehäuse der verwendeten Prototypen-Injektoren ist aus Edelstahl, die Verwendung eines isolierenden Materials würde den Wärmeeintrag von außen weiter minimieren.

Tabelle 4.1: Thermische Eigenschaften von Tecasint 1011 und Aluminium

Thermische Kennzahlen		Tecasint 1011	Aluminium
Wärmeleitfähigkeit	W/Km	0.22 ¹⁾	236 ²⁾
Wärmeausdehnungskoeffizient	1/K	43 · 10 ⁻⁶ ³⁾	23 · 10 ⁻⁶ ⁴⁾
Spezifische Wärmekapazität	J/kgK	1040	897

¹⁾ bei 40°C ²⁾ bei 0°C ³⁾ bei 50 bis 200°C ⁴⁾ bei 20°C

Damit ist ein wirksamer Kryobetrieb mit dem Aluminiumsaugrohr nicht darstellbar. Abbildung 4.2 verdeutlicht diesen Umstand. In der Kaltfahrphase wurde bei gleicher Last von 6 bar indiziertem Mitteldruck die Temperatur des Wasserstoffs direkt im Rail gemessen. Diese Temperatur steht den Injektoren zur Verfügung (die Messstellen sind in Abbildung 4.1b dargestellt). Einmal wurde das Aluminiumsaugrohr und zum Vergleich

die Tecasint-Variante eingesetzt. Die Eintrittstemperatur in das Saugrohr wird dabei vom Kryokühler vorgegeben. Wie in Abbildung 4.2 erkennbar, sinkt die Wasserstofftemperatur im Rail nur beim Tecasint-Saugrohr auf annehmbare Temperaturen, während beim Aluminium die tiefsten Temperaturen knapp unter 0°C zu liegen kommen. Selbst zu Beginn der Messung bei $t = 0\text{ s}$, ist eine Temperaturdifferenz des Wasserstoffs bei diesem Betriebspunkt von ca. 20°C gegeben.

Damit wird klar, dass zur Erzielung tiefster Einblasetemperaturen ein hochisolierender Werkstoff unumgänglich ist, um die Wärmeeinträge von außen zu minimieren.

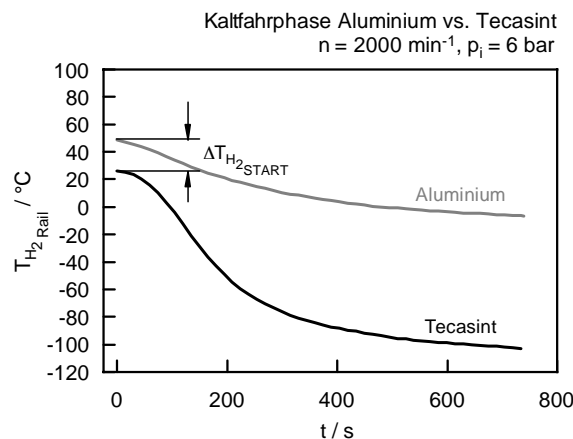


Abbildung 4.2: Temperaturen im Kraftstoffrail während der Kaltfahrphase bei verschiedenen Werkstoffen der Gemischbildungseinheit

Einsatz des Tecasint-Saugrohres

Die ersten Untersuchungen am Motorprüfstand mit kryogener Gemischbildung und der Verwendung des Tecasint-Saugrohres zeigten verschiedene Phänomene auf. Diese beeinflussen in weiterer Folge den Motorbetrieb und die Entwicklung der Steuergerätefunktionen. Die konstruktive Gestaltung der Kryo-Gemischbildungseinheit beinhaltet Düseneinsätze aus Aluminium zur Verhinderung der Vereisung. Es zeigte sich dennoch am Vollmotor, dass es trotz dieser Maßnahme zu Vereisungseffekten kommt, die in weiterer Folge näher beleuchtet werden.

Konkret kommt es zu Vereisungserscheinungen, welche das Strömungsverhalten von Injektor bzw. Schusskanal (Bohrung vom Injektor zum Einlasskanal) stören können. Das Ausfrieren der Luftfeuchte wird zwar im Bereich des Düseneinsatzes vermieden, in großen Teilen des Schusskanals und des Injektorschadtraums kann es aber aufgrund fehlender Beheizung zu Vereisungen kommen, wenn die Luftfeuchte bis dort hin vordringt. Eine Erklärung für dieses Eindringen der Luft und der darin enthaltenen Feuchte könnte folgendermaßen aussehen: kurz nach Ende des Einblasevorganges herrscht durch das überkritische Ausströmen aus der Düse ein leichter Unterdruck im Schusskanal, der

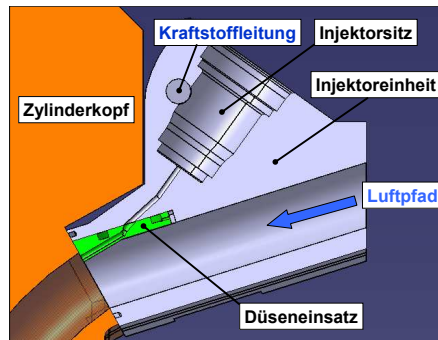


Abbildung 4.3: Schnitt durch die Kryo-Gemischbildungseinheit in CAD

einen Teil der Luft bzw. des Gemisches wieder zurücksaugt. Damit kann die Luftfeuchte in den unbeheizten Schadraum gelangen und dort ausfrieren. Der Vereisungseffekt führt zu verschiedenen Auswirkungen auf den Motorbetrieb. Ein Phänomen sind sprunghafte Änderungen der zugeführten Wasserstoffmenge. Dabei wurde die Injektoröffnungszeitdauer nicht verändert. In Abbildung 4.4 sind die Einzelzyklen der Indizierdaten eines kryogenen Betriebspunktes veranschaulicht, wo dieses Phänomen aufgetreten ist. Der Sprung im Mitteldruck von ca. 13% ist beträchtlich und vollzieht sich außerdem in wenigen Zyklen. Dabei kommt es vermutlich zu einem Losbrechen von Eispartikeln in der erwähnten Zone, die schlagartig einen größeren Strömungsquerschnitt freigeben und dabei dieses Phänomen auslösen.

Minimieren lässt sich dieser unerwünschte Effekt durch einen Einsatz im Injektorgehäuse, welcher das Totvolumen reduziert. Das Resultat damit ist im Bild unten dargestellt. Es konnten deutliche Lastsprungreduzierungen beobachtet werden. Damit konnte der Effekt auf diese sogenannten Vereisungserscheinungen eingeschränkt werden.

In weiterer Folge wurde versucht, den Feuchteeintritt in die kritische Zone überhaupt zu verhindern. Es wurden verschiedene Bauarten von Rückschlagventilen konstruiert und gefertigt, welche in die Düsenansätze implementiert wurden. Eine erfolgreich getestete Variante eines solchen Rückschlagventils zeigt Abbildung 4.5. Dabei wird der Feuchteeintritt in den Injektorschadraum unterbunden und somit die Sprünge im Massenstrom respektive Mitteldruck verhindert.

Dieses Vereisungsphänomen führt in weiterer Folge zu einer unterschiedlich verteilten Einblasemenge über die Injektoren und damit zu teilweise beträchtlichen Zylinderunterschieden im indizierten Mitteldruck. Dies wird durch die stochastischen Vorgänge in den einzelnen Injektorschadräumen ausgelöst. Dabei konnte keine eindeutige Reproduzierbarkeit von Einblasedauer zu Einblasemenge gefunden werden. Dies stellt aber die Grundvoraussetzung für ein umsetzbares Laststeuerverfahren dar, weil nur dann vom Steuergerät die benötigte Einblasedauer berechnet werden kann.

In Abbildung 4.6 ist dieses Verhalten dargestellt, wo ausgehend von einem kryogenen Betriebspunkt bei Zeitpunkt $t=0$ s das Kraftstoffsystem warmgefahren wird. Die Einbla-

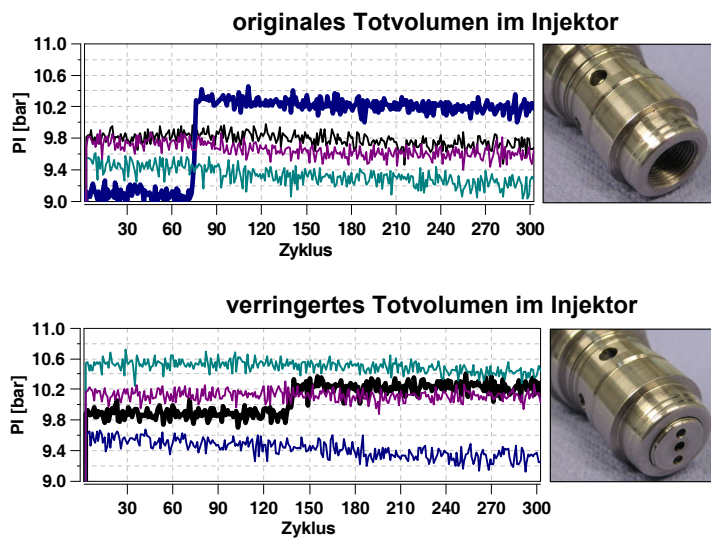


Abbildung 4.4: Sprunghafte Laständerungen (stochastisch) im Kryobetrieb bei konstanten Einblaseparametern

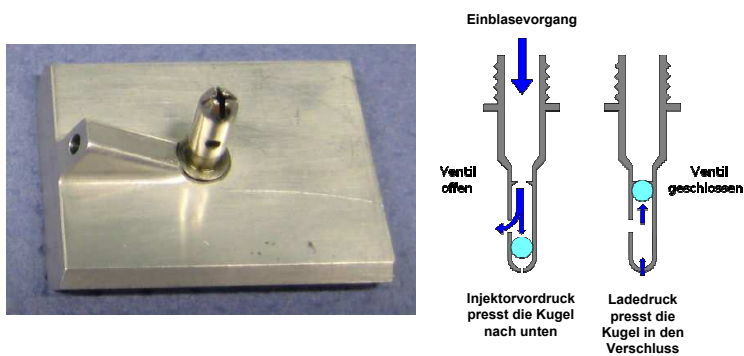


Abbildung 4.5: Ausführung eines Rückschlagventils

sedauer wurde bei allen Injektoren konstant auf 2.75 ms eingestellt und vor allem auf die indizierten Mitteldrücke der einzelnen Zylinder geachtet. Es zeigte sich, dass die Unterschiede zwischen den Zylindern beim indizierten Mitteldruck im gezeigten Betriebspunkt bis zu 16% ausmachen können. Diese hohen Abweichungen bleiben solange bestehen, bis die Kraftstofftemperatur etwa den Schmelzpunkt von Eis überschreitet. Danach kommt es unverzüglich zu Verbesserungen hinsichtlich der Zylinderunterschiede.

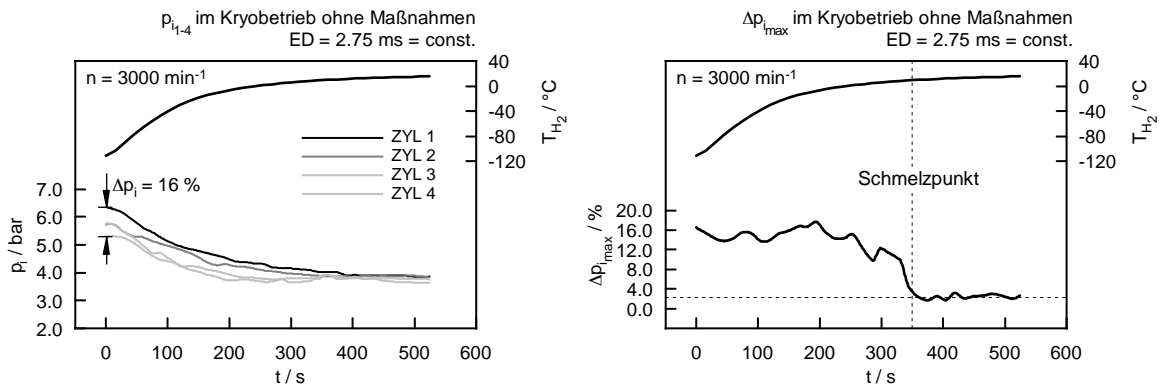


Abbildung 4.6: Maximale Differenz im indizierten Mitteldruck während des Kryobetriebes

Das bedeutet aber, dass das Verhalten des Kraftstoffsystems eine genaue Zuordnung von Einblasedauer zu Einblasemenge verhindert. Das hat speziell für das Thema Steuergerätefunktionsentwicklung eine entscheidende Bedeutung. Die Zylinderunterschiede resultieren vermutlich auch aus unterschiedlich verteilten Kraftstofftemperaturen im Rail. Dieser Temperaturgradient über die einzelnen Injektoren ist vor allem beim Kalt- bzw. Warmfahren am größten. Damit ist auch die Dichteänderung des anliegenden Kraftstoffs an jedem Injektor für die Zylinderunterschiede mitentscheidend und muss für die Laststeuerung berücksichtigt werden. Mit welchen Steuergerätefunktionen eine Laststeuerung sowie Zylindergleichstellung umgesetzt wurde, wird im Kapitel 6 detailliert erklärt.

4.1.3 Einblasestrategien

Die Füllung des Zylinders hängt bei kryogener Einblasung mit äußerer Gemischbildung stark vom Einblasezeitpunkt ab. In Abbildung 4.7 ist für einen ausgewählten Betriebspunkt eine Variation des Einblasezeitpunktes, bei konstantem Luftverhältnis von 1.0 dargestellt. Dabei ist ersichtlich, dass zur Erzielung einer optimalen Füllung eine saug-synchrone Einblasung angestrebt werden sollte. Je mehr eine dem Einlassventil vorge-lagerte Einblasung erfolgt, desto mehr Zeit hat das kalte Gemisch, um sich zu erwärmen. Damit sinkt wiederum die Gemischdichte und ein Teil des Kryoeffektes kann nicht genutzt werden. Um hier den Einfluss des Einblasetimings auf die Spülverluste aus-zuklammern, wurden die Steuerzeiten im gezeigten Betriebspunkt so eingestellt, dass

keine Ventilüberschneidung vorliegt. In weiterer Folge zeigt die saugsynchrone Einblasung auch einen positiven Einfluss auf das Ladedruckangebot des Turboladers, weil die effektiv höhere Gemischdichte die eingebrachte Energiemenge im Zylinder erhöht und damit die Abgasenthalpie steigt. Beim gezeigten Betriebspunkt betragen damit die Vorteile im Mitteldruck beim optimalen Einblasezeitpunkt bis zu 9%. Die Zusammenhänge durch den gewählten Einblasezeitpunkt zeigen, dass zur Erzielung bestmöglicher Füllung eine saugsynchrone Einblasung anzustreben ist.

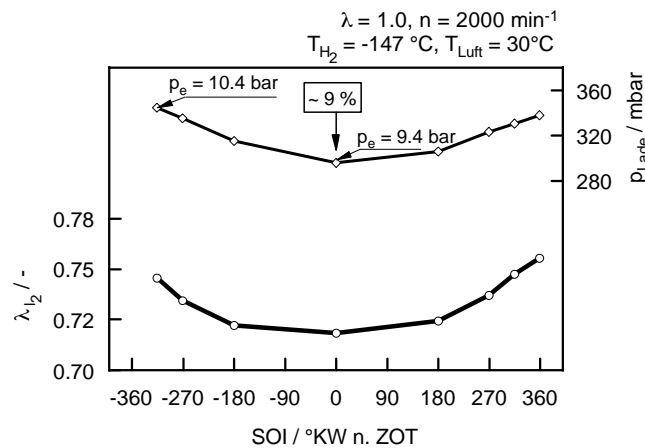


Abbildung 4.7: Liefergrad λ_{12} bei Variation des Einblasetimings und kryogener Einblasung

Der Luftaufwand bzw. Liefergrad im gezeigten Betriebspunkt lässt sich folgendermaßen berechnen:

$$\lambda_{a2} = \frac{m_E}{m_{th2}} \quad (4.1)$$

$$m_E = m_{Fr} + m_{Sp} \quad (4.2)$$

Die während des Ladungswechsels einströmende Gemischmasse m_E kann über die Luft- und Kraftstoffmassenmessung bestimmt werden. Für diese Messung wurde keine Ventilüberschneidung gewählt und damit der Einfluss von Spülverlusten ausgeklammert ($m_{Sp} = 0$). Damit entspricht der Luftaufwand dem Liefergrad, welcher auf Saugrohrzustand bezogen ist. Die wesentlichen Änderungen sind damit nur mehr der Gemisch-Aufheizung zuzuschreiben.

4.1.4 Einblasetemperatur

Das verwendete Kraftstoffkühlsystem besitzt die Eigenschaft, dass es je nach Gasdurchsatz unterschiedliche Einblasetemperaturen erzeugt. Je nach Höhe des Gasdurchsatzes

ändert sich der Wärmeübergang im Wärmetauscher des Kühlsystems, indem sich flüssiger Stickstoff befindet. Weiters entstehen im langen Vakuumschlauch zum Motor Wärmeverluste, die wieder vom Gasdurchsatz beeinflusst werden. Diese nehmen bei höherem Durchsatz und damit kürzeren Verweilzeiten entscheidend ab und sind hauptverantwortlich für die Änderung der Einblasetemperaturen über dem Gasdurchsatz. Für die experimentellen Untersuchungen wird immer die minimal mögliche Kraftstofftemperatur entnommen.

4.2 Verbrennungsanomalien

Bei Wasserstoffmotoren können verschiedenste Verbrennungsanomalien auftreten. Je nach zeitlicher Entstehung (kurbelwinkelbezogen) können Verbrennungsanomalien grundsätzlich in Rückzündungen, Frühzündungen (früh oder spät) oder Klopfen eingeteilt werden. Abbildung 4.8 zeigt eine Auswahl verschiedenster gemessener Verbrennungsanomalien, wie sie vor allem während der Vollastuntersuchungen aufgetreten sind. Diese Ereignisse können entweder vereinzelt oder in Kombination auftreten, wie unten noch beispielhaft gezeigt wird.

Die Quellen für Verbrennungsanomalien sind vielfältig. Prinzipiell führt die geringe erforderliche Zündenergie von Wasserstoff (siehe Abbildung 3.33), welche bei $\lambda = 1.0$ um eine Größenordnung unter der von Benzin liegt, zu Selbstzündungsphänomenen. Dadurch kann das Gemisch unkontrolliert entflammt werden und in weiterer Folge zu Motorschäden führen. Bekannte Auslöser für Verbrennungsanomalien sind:

1. Heiße Restgase (inkl. freie Radikale)
2. Hot Spots im Brennraum
3. Restladungen an der Zündkerze (abhängig vom Zündsystem)
4. Partikel im Brennraum (z.B. von der Kurbelgehäuseentlüftung)
5. Flammennester im Ringstegbereich des Kolbens (geringe Quenching-Distance)

In weiterer Folge wurde versucht, einige mögliche Zündquellen von Anfang an so gut wie möglich zu reduzieren. Heiße Restgase konnten durch spezielle Steuerzeitenstrategien minimiert werden, wie sich später noch zeigen wird. Den Hot-Spots wurde durch Verrundung aller scharfen Kanten im Brennraum vorgebeugt. Die Bereiche in der Nähe der Zündkerzenbohrung wurden dabei vorsorglich abgerundet, wie in Abbildung 4.9 zu sehen ist.

Das serienmäßige Zündsystem mit Einzelzündspulen wurde ohne Änderungen beibehalten. Dieses Zündsystem hat sich bei den bisher realisierten Wasserstoffmotoren am Institut bewährt. Aus Sicherheitsgründen wurde die Kurbelgehäuseentlüftung nach außen, über einen Blow-By-Meter in die Abgasabsaugung des Prüfstandes abgeführt.

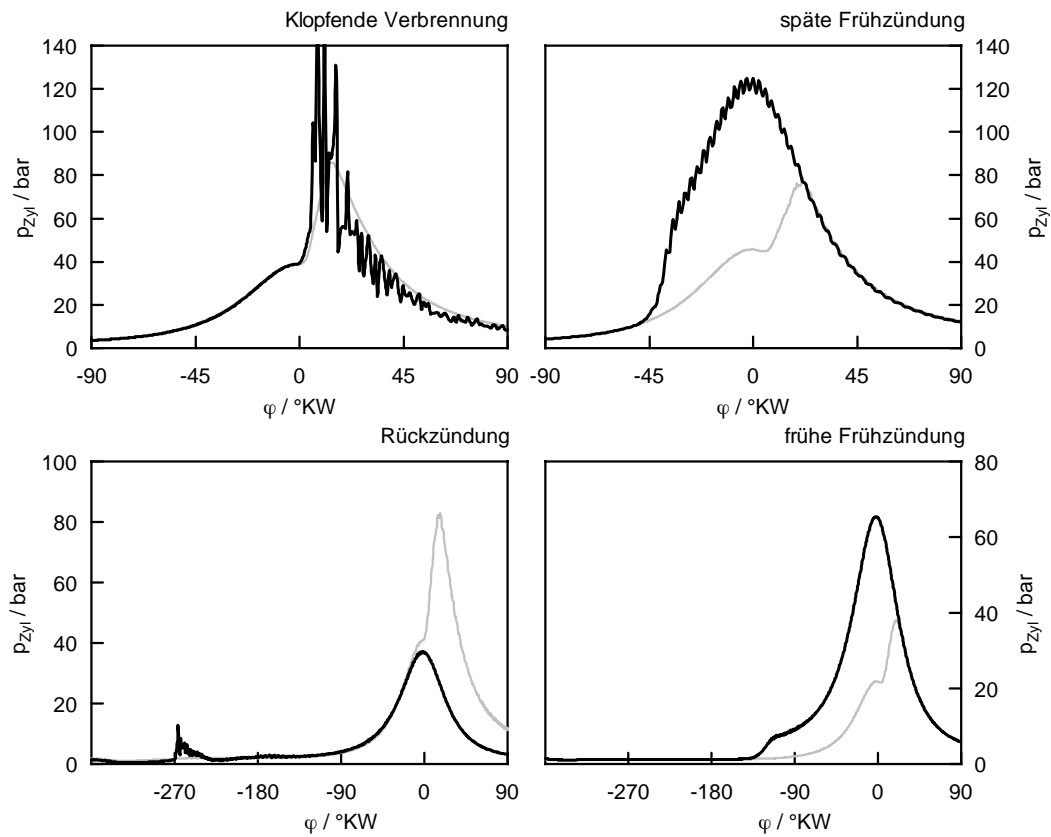
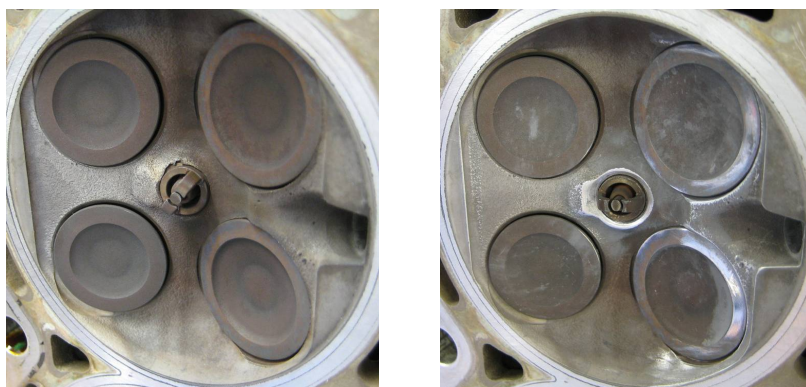


Abbildung 4.8: Diverse Verbrennungsanomalien



(a) unbearbeitet

(b) nachbearbeitet

Abbildung 4.9: Mechanische Nachbearbeitung des Brennraumdaches

Damit wird auch der Partikeleintrag in den Brennraum so gut wie möglich vermieden, weil keine Öltropfen dem Saugrohr zugeführt werden. Die geringe Quenching-Distance von Wasserstoff-Luft-Gemischen führt zu einem Reinbrennen der Flamme bis in den Ringstegbereich der Kolben. Dieses Phänomen kann neben der Ursache für Verbrennungsanomalien auch zu weiterführenden Motorschäden führen. Dies wird später noch gezeigt.

Weiters wurde während der Untersuchungen immer wieder festgestellt, dass sich einzelne Verbrennungsanomalien auch gegenseitig beeinflussen können. Ein oft beobachtetes Phänomen war der Einfluss von Rückzündungen auf Klopfen. Dabei beginnt ein Zylinder mit Rückzündungen und hebt so die Saugrohrtemperatur leicht an. Darauf folgend werden die Klopfbedingungen der anderen Zylinder begünstigt und im Extremfall beginnen alle verbleibenden Zylinder nachfolgend auch zu klopfen. Diese Kettenreaktion kann nur mehr durch Abschaltung der Einblasung gestoppt werden. D.h. aber auch, dass eine Rückzündung im realen Fahrzeugbetrieb unbedingt vermieden werden muss, speziell im höheren Lastbereich. Dafür wurde eine spezielle Steuerzeitenstrategie entwickelt, um diese Phänomene in den Griff zu bekommen. In Abbildung 4.10 wird dieser Entstehungsprozess dokumentiert. Ausgehend von einer spontanen Rückzündung bei einer Drehzahl von 4000 min^{-1} , werden die anderen Zylinder ins Klopfen getrieben. Obwohl eine sehr magere Verbrennung von rund $\lambda = 1.8$ vorliegt, fallen die durch die Rückzündung initiierten Klopfereignisse verhältnismäßig stark aus.

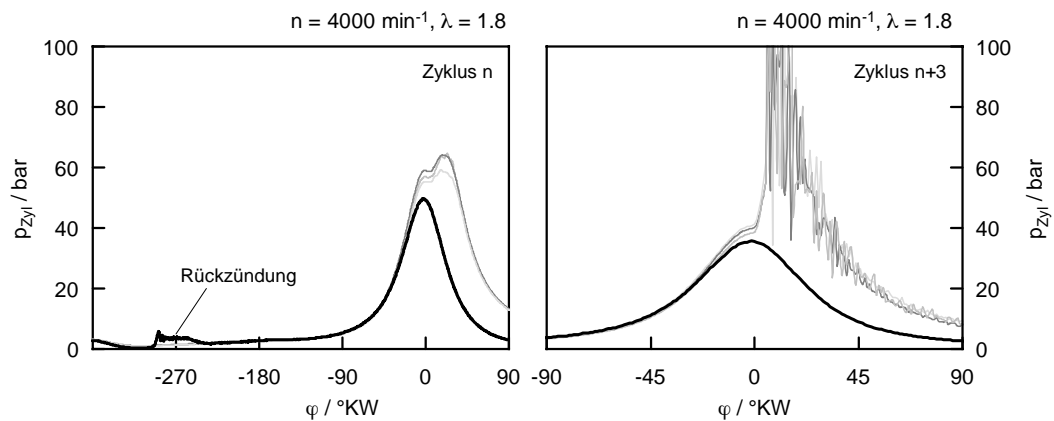


Abbildung 4.10: Klopffinitierung durch Rückzündungen

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass die Fülle der verschiedenen Verbrennungsanomalien einen stabilen Motorbetrieb erschwert. Für den Fahrzeugeinsatz sind damit die Anforderungen an einen anomaliefreien Betrieb gestellt.

4.3 Vollastuntersuchungen

Theoretisch wurde das Volllastpotenzial über dem Gemischheizwert dargestellt. Ziel der Vollastuntersuchungen war die Ermittlung, in wie weit das theoretische Potenzial auch an einem Vollmotor mit Aufladung erreicht werden kann. In der Realität können die theoretischen Vorteile der kryogenen Einblasung nur zum Teil umgesetzt werden. Das hat mit der real zur Verfügung stehenden Einblasetemperatur am Injektor als auch mit anderen Effekten zu tun, die das Brennverfahren hinsichtlich Vollast beeinflussen, wie z.B. das Auftreten von Rückzündungen.

4.3.1 Vollastziele

Das Projektziel hinsichtlich Leistung wurde mit 100 kW definiert. Für eine befriedigende Fahrbarkeit wurde aufbauend auf dem Nennleistungspunkt eine füllige Drehmomentcharakteristik definiert, welche auch die Basis für die Vorauslegung des Abgasturboladers darstellt. In weiterer Folge war die Entwicklung weiterer Maßnahmen und Strategien notwendig um die Vollastziele zu erreichen.

4.3.2 Entwicklungsschritte

In Abbildung 4.11 ist die Reihenfolge der Entwicklungsschritte dargestellt. Ausgehend von der Auslegung des Turboladers mithilfe der 1D-Ladungswechselsimulation wurden die ersten Motorversuche mit der Serienkonfiguration durchgeführt. D.h. das originale Verdichtungsverhältnis von $\varepsilon = 10.4$ wurde im ersten Schritt beibehalten. Durch Verwendung der Phasensteller der Nockenwelle wurde versucht, die auftretenden Rückzündungen zu vermeiden (z.B. keine Ventilüberschneidungen). Diese Maßnahme alleine reichte nicht aus, um die gewünschten Leistungsziele zu erreichen. Dafür wurde eine Strategie entwickelt, welche am Versuchsträger nur in Kombination mit der Einlassventilhubverstellung erreicht werden kann. Diese Strategie wird in weiterer Folge „später Einlass öffnet“ genannt. Damit konnten in Kombination mit hohem Ladedruck enorme Laststeigerungen erreicht werden. Dabei konnten weitere, bisher seltene Verbrennungsanomalien, wie Klopfen oder Frühzündungen beobachtet werden. In weiterer Folge wurde das Verdichtungsverhältnis reduziert, um genau jene Phänomene zu beseitigen. Zusätzlich konnte, in Kombination mit der verringerten Verdichtung, die Strategie des Scavenging effektiver genutzt werden. Dies führte zum gewünschten Low-End-Torque. Das Scavenging konnte jedoch nur bis 2000 min^{-1} angewandt werden. Bei höheren Motordrehzahlen ist dieses Verfahren aufgrund der Saugrohrdynamik und den hohen Spülverlusten nicht mehr umsetzbar. Daher muss bei Drehzahlen größer als 2000 min^{-1} wieder auf die Strategie des späten Einlass öffnet umgeschaltet werden. Der damit verursachte Drehmomenteinbruch im Übergangsbereich beider Vollaststrategien wurde durch eine veränderte Düsengeometrie ausgeglichen. Die Anwendung einer sogenannten Rohrdüse führte zum erwünschten Ergebnis in diesem Drehzahlübergangsbereich.

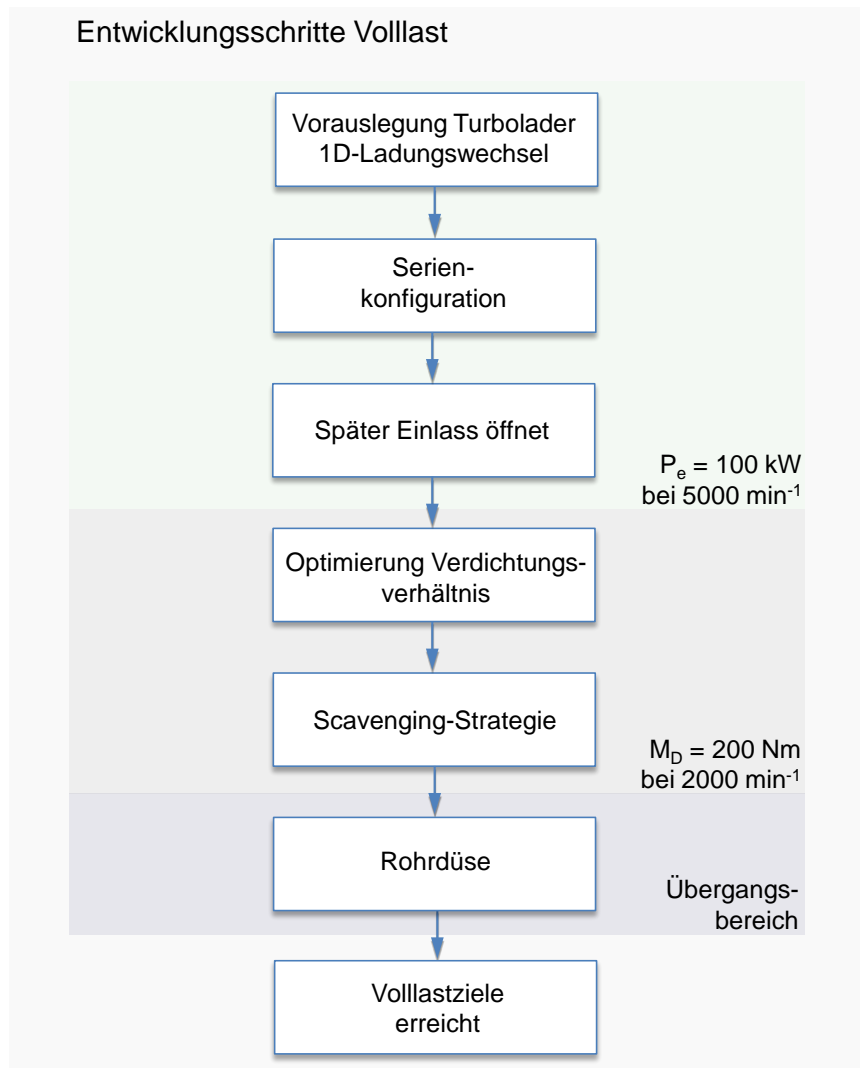


Abbildung 4.11: Entwicklungsschritte zur Erreichung der Volllastziele

In Abbildung 4.12 sind die umgesetzten Betriebsstrategien im Motorkennfeld eingezeichnet. Deutlich erkennbar ist der begrenzte Lastbereich mit konventionellen, füllungs-optimalen Steuerzeiten. Dies ist der hohen Anfälligkeit auf Rückzündungen zu verdanken. Daraus wird die Notwendigkeit der Entwicklung von neuen Strategien zur Erreichung der Vollastziele - vor allem bei höheren Drehzahlen - ersichtlich. Die einzelnen Strategien überschneiden sich zum Teil im Kennfeld. Für die Applikation wird im Überschneidungsbereich die jeweils η_e -günstigere Variante umgesetzt.

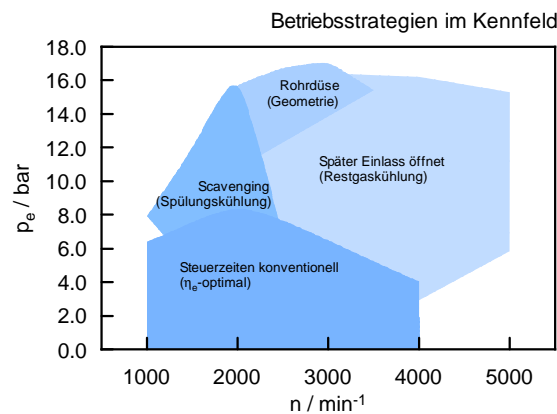


Abbildung 4.12: Umgesetzte Betriebsstrategien im Motorkennfeld bei kryogener Gemischbildung

Schlussendlich wurde über dem gesamten Drehzahlband von 1000 min^{-1} bis 5000 min^{-1} die gewünschte Drehmomentcharakteristik erreicht. In den nachfolgenden Abschnitten werden die einzelnen Entwicklungsschritte detailliert erklärt.

4.3.3 Strategie „Später Einlass öffnet“

In Abbildung 4.13 ist die Vollastkurve mit der Basiskonfiguration des Serienmotors (gleiches Verdichtungsverhältnis) ersichtlich. Auffällig ist das Vollastverhalten speziell im niedrigen Drehzahlbereich. Hier ist trotz kryogener Einblasung ein deutlicher Nachteil im Mitteldruck feststellbar. Zusätzlich hat sich während der Prüfstandsuntersuchungen herausgestellt, dass die bei Wasserstoffmotoren mit äußerer Gemischbildung (AGB) bekannten Rückzündungen, auch bei kryogener Einblasung nicht ohne Weiteres vollständig vermieden werden können. Mithilfe des vollvariablen Ventiltriebs konnte allerdings eine Strategie entwickelt werden, welche effektiv gegen Rückzündungen ins Saugrohr funktioniert. Diese Strategie, der sogenannte „späte Einlass öffnet“ - in weiterer Folge „später Eö“ genannt - erreicht durch das späte Öffnen der Einlassventile untypisch weit nach dem Ladungswechsel-OT (LWOT), eine Expansion der im Brennraum befindlichen Restgase. Dabei werden diese gekühlt bevor das frische Gemisch in den Brennraum einströmt. Vermutlich kommen dabei auch Flammenlöschungseffekte zum Tragen, weil die Tem-

peratur sinkt. Diese Flammen können im Bereich des Feuersteiges der Kolben, bis zum nächsten Ansaugvorgang weiterbestehen. Diese Strategie hat sich als eine sehr effektive Maßnahme gegen Rückzündungen erwiesen.

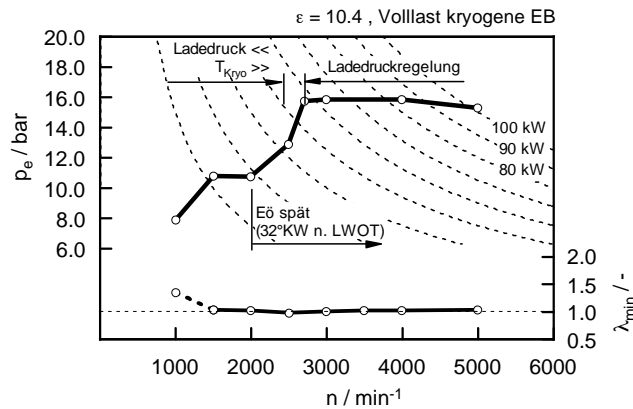


Abbildung 4.13: Volllastkurve mit $\varepsilon=10.4$ bei kryogener Einblasung und Eö spät

Der vollvariable, mechanische Ventiltrieb Valvetronic von BMW ermöglicht diese Strategie nur über die Absenkung des Einlassventilhubs, bei gleichzeitig vollem Anschlag der Phasensteller in maximaler Spreizung (siehe Abbildung 2.11). In Abbildung 4.13 ist weiters das Luftverhältnis aufgetragen, welches im Zuge der Volllastuntersuchungen erreicht wurde. Im kryogenen Betrieb konnte im gesamten Drehzahlbereich ein stöchiometrisches Luftverhältnis stabil erreicht werden. Bei der Drehzahl von 1000 min^{-1} wurde zu Gunsten eines besseren Wirkungsgrades und damit einhergehend einer höheren Last, ein leicht mageres Luftverhältnis eingestellt. Hier wäre auch ein $\lambda = 1.0$, z.B. zu Zwecken der Abgasnachbehandlung möglich. Prinzipiell sollte zur Erreichung des höchsten Kühleffektes des kryogenen Wasserstoffs das Gemisch stöchiometrisch sein. Nur so können niedrigste Gemischtemperaturen erreicht werden (siehe auch Abbildung 3.21). Durch den verringerten Ventilhub sind die Abgasenthalpien - vor allem bei niedrigen Drehzahlen - und damit auch der Ladedruck sehr gering. Dadurch ergibt sich der Einbruch im Drehmoment.

Steuerzeitemauslegung

Für die Abstimmung des späten Eö ist auch die Steuerzeit des Auslassventils maßgebend. Dabei ist darauf zu achten, dass es zu keiner Restgasverdichtung während der Ausschleppphase kommt. Diese wird durch ein zu frühes Schließen der Auslassventile vor dem LWOT verursacht. Damit steigt nämlich die Restgasmenge und deren Temperatur und es verbleiben negative Effekte auf Rückzündungen und Liefergrad. Um die optimale Steuerzeitemauslegung zu finden, wurde mit der 1D-Ladungswechselsimulation eine Variation der Steuerzeiten durchgeführt und dabei Augenmerk auf die Temperatur zu Einlass öffnet und den Restgasgehalt gelegt. Für einen Betriebspunkt bei 3000 min^{-1} und 200 Nm zeigt Abbildung 4.14 die simulierten Temperaturen und Restgasgehalte in Abhängigkeit

von den Steuerzeiten. Es ist ersichtlich, dass ein zu frühes Schließen der Auslassventile die Temperatur erhöht und gleichzeitig auch der Restgasgehalt ansteigt. Der Restgasgehalt ist hauptsächlich von der Auslasssteuerzeit abhängig, die geringsten Restgasmengen liegen im Bereich von 5 bis 20 °KW n. LWOT. Das Schließen der Auslassventile kann nicht beliebig weit nach spät verschoben werden, weil dann die Expansionsphase der Restgase zur Kühlung hinten angestellt wird und ein Restgasrücksaugen erfolgt. Damit muss der Eö noch weiter in Richtung spät verschoben werden. Das Zusammenspiel der Strategie später Eö mit dem Schließen der Auslassventile muss also optimiert werden.

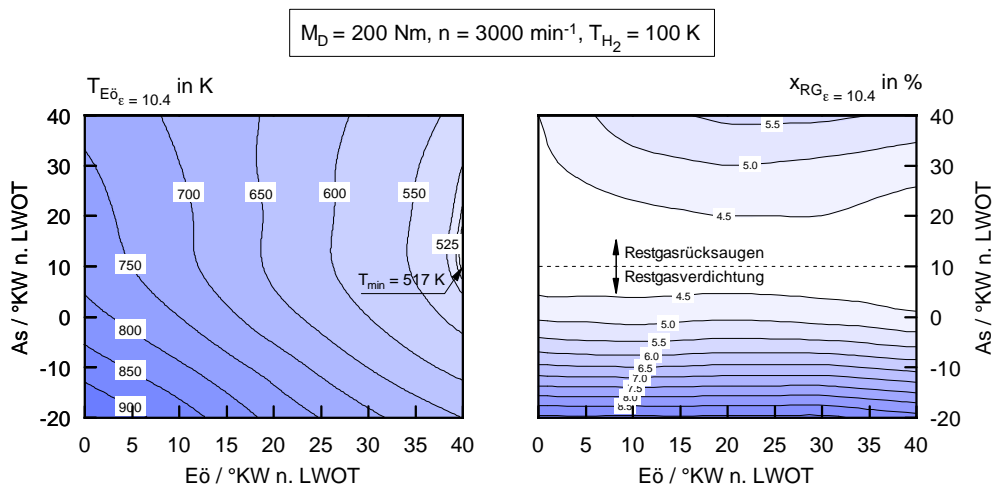


Abbildung 4.14: Simulierte Gastemperaturen und Restgasgehalte zu Eö mit $\varepsilon = 10.4$

Im gezeigten Betriebspunkt liegt damit die geringste Restgas-Temperatur bei As von 10°KW n. LWOT und Eö von 40°KW n. LWOT. Hier findet keine Restgasverdichtung mehr statt und es kann eine effektive Restgasexpansion im Anschluss erfolgen. Damit ergibt sich im gezeigten Betriebspunkt eine Temperaturspreizung von nahezu 400 K im betrachteten Steuerzeitenvariationsbereich. Die höchsten Temperaturen liegen hier bei etwa 900 K, d.h. weit über der Selbstzündungstemperatur von Wasserstoff von 857 K. Hier ist auch mit einer verstärkten Rückzündungsneigung (Selbstzündung bei Eö) zu rechnen. Für die meisten Hochlastpunkte wurden somit die Steuerzeiten auf jene Werte gestellt, welche die niedrigsten Gastemperaturen zu Eö bei gleichzeitig niedrigen Restgasgehalten ergeben. Je geringer der Restgasgehalt, desto geringer ist ebenfalls die Wahrscheinlichkeit einer frühzeitigen Entzündung durch Radikale wie z.B. H_2O_2 , welche selbst bei niedrigen Restgastemperaturen stabil sind [11]. Daher sollte immer ein niedriger Restgasanteil angestrebt werden, selbst wenn die Restgastemperatur auf geringem Niveau liegt. Die berechneten Gastemperaturen sind aufgrund der nulldimensionalen Betrachtung des Brennraums nur gemittelte Temperaturen. Sie spiegeln aber die Erfahrungen während des Motorbetriebes insofern wieder, dass die geringste Rückzündungstendenz auch bei niedrigsten Temperaturen zu Einlass öffnet vorkommt. Damit konnte bestätigt werden, dass das Entstehen von Rückzündungen am Versuchsträger N18H16

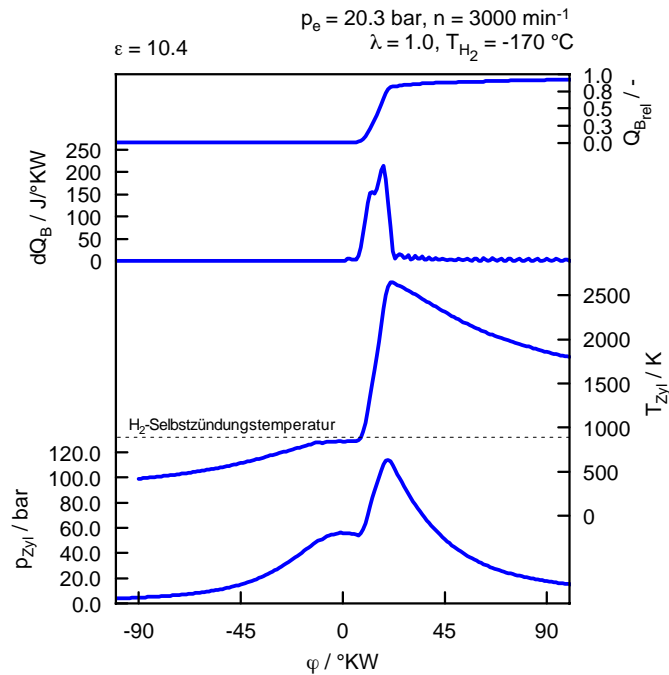


Abbildung 4.15: Indizierdaten eines stabilen Betriebspunkts mit maximal möglichem Mittel-
druck, $n = 3000 \text{ min}^{-1}$, $\lambda = 1.0$, $E\ddot{o} = 32^\circ\text{KW}$ n. LWOT, $A_s = 10^\circ\text{KW}$ n.
LWOT

hauptsächlich durch eine Entzündung an heißen Restgasen während dem Einströmen zu
Stande kommt.

Volllastpotenzial „später Einlass öffnet“

Um das gesamte Volllastpotenzial der Strategie des späten Eö aufzuzeigen, sind in Ab-
bildung 4.15 die Indizierdaten des maximal erreichten Mitteldruckes bei einer Drehzahl
von 3000 min^{-1} dargestellt. Das Temperaturniveau nähert sich in der Verdichtungsphase
an die Selbstzündungstemperatur von H_2 an. Dies stellt somit die Grenze eines stabilen
Betriebspunkts dar.

Für die Applikation wurde das maximale Drehmoment auf 200 Nm begrenzt. Das
Leistungsziel von 100 kW konnte mit dieser Strategie ebenfalls abgedeckt bzw. leicht
übertroffen werden (103 kW).

4.3.4 Optimierung Verdichtungsverhältnis

Um die Verbrennungsanomalien wie Klopfen oder Frühzündungen weiter zu reduzieren,
wurde im nächsten Schritt eine Absenkung des Verdichtungsverhältnisses angestrebt. In
der Simulation lassen sich Rückzündungen oder Klopfphänomene nur schwer erfassen.

Das Auftreten von Frühzündungen kann aber durch Betrachtung der Verdichtungsendtemperatur, welche wesentlich vom Verdichtungsverhältnis abhängt, abgeschätzt werden. Wie die Messungen in Abbildung 4.15 zeigten, können Frühzündungen weitestgehend vermieden werden, wenn die Temperatur während der Verdichtung unter der Wasserstoffselbstzündungstemperatur zu liegen kommt.

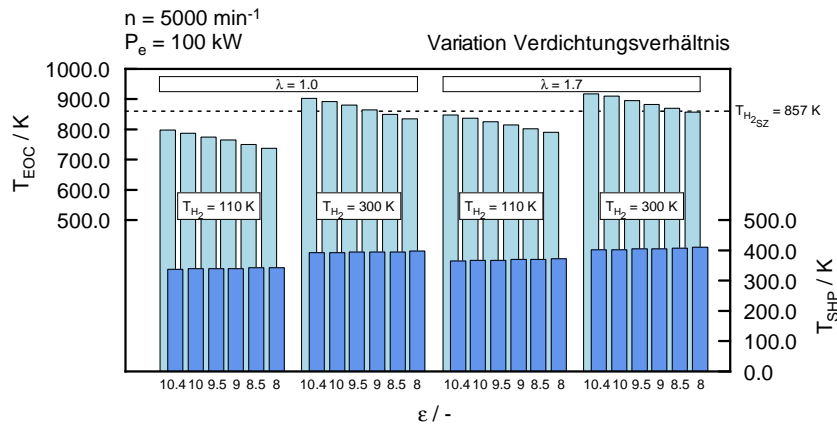


Abbildung 4.16: Simulierte Temperaturen bei Verdichtungsende T_{EOC} und Einlassschluss T_{SHP} bei verschiedenen Randbedingungen

Aus diesem Grund wurde unter Annahme des Leistungsziels von 100 kW eine Volllastsimulation durchgeführt und die Verdichtungsendtemperatur bei verschiedenen Verdichtungsverhältnissen berechnet. Zudem wurde das Luftverhältnis und die Einblasetemperatur variiert. Wie aus Abbildung 4.16 hervorgeht, sind zur Erreichung von Verdichtungsendtemperaturen unter der Wasserstoffselbstzündungstemperatur von 857 K niedrige Verdichtungsverhältnisse, tiefe Kraftstofftemperaturen und niedrige Luftverhältnisse anzustreben. Weiters wurden auch die Gemischtemperaturen zu Einlassschluss berechnet. Diese sind für den realen Füllungsvorteil bei der kryogenen Einblasung gegenüber der warmen Einblasung verantwortlich. In der Betrachtung des Grenzpotenzials wurden die Gemischtemperaturen ohne Berücksichtigung von Wärmeeinträgen angenommen. Real wird aber durch die Gemisch-Aufheizung die Temperatur erhöht. Diese Gemischtemperatur wurde im Zuge der Volllastsimulation berechnet und ist ebenfalls dargestellt. Dabei wird ersichtlich, dass die Temperaturen weit über der des Grenzpotenzials liegen. Die Gemischtemperatur zu Einlassschluss steigt, bei konstanten Randbedingungen (λ , T_{H_2}), mit sinkendem Verdichtungsverhältnis. Dies wird durch die heißeren und höheren Restgasanteile hervorgerufen und beeinflusst dementsprechend auch die Temperatur des Wasserstoff-Luft-Gemisches zu Einlassschluss.

Aus dieser Betrachtung heraus wurde ein Verdichtungsverhältnis von 9.0 für die weiteren Untersuchungen gewählt. Realisiert wurde diese Absenkung auf $\epsilon = 9.0$ durch Bearbeiten der Kolben.

In weiterer Folge ist auch ein Einfluss des Verdichtungsverhältnisses auf die Strate-

gie Eö spät festgestellt worden. In Abbildung 4.17 sind die Ergebnisse mit $\varepsilon = 9.0$ dargestellt. Es musste bei höheren Drehzahlen der Eö noch weiter in Richtung spät verschoben werden (bis zu $38^\circ\text{KW n. LWOT}$). Aus der Abbildung 4.18 wird ersichtlich, dass beim gleichen Betriebspunkt die Temperaturen zu Eö tendenziell höher liegen. Die Temperaturen liegen im gesamten Steuerzeitenbereich um etwa 20 bis 35 K höher als mit $\varepsilon = 10.4$. Damit muss zur Erreichung der gleichen Temperaturen zu Eö und damit gleicher Rückzündungsneigung die Einlasssteuerzeit noch weiter in Richtung spät gelegt werden.

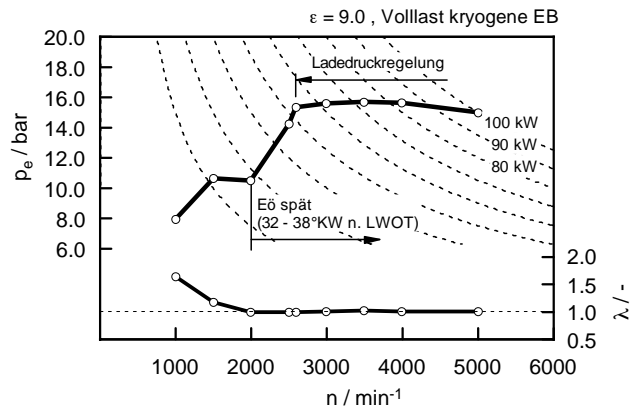


Abbildung 4.17: Volllastkurve mit $\varepsilon = 9.0$ bei kryogener Einblasung und Eö spät

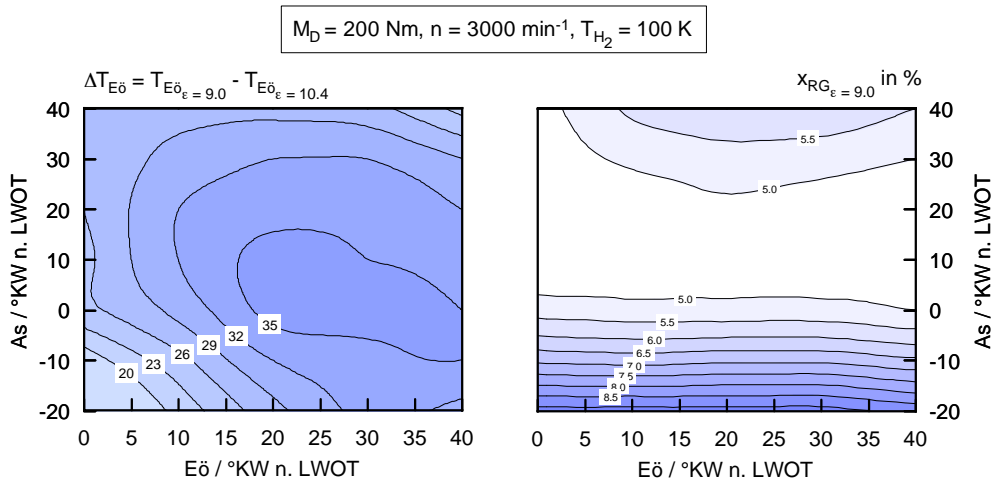


Abbildung 4.18: Simulierte Gastemperaturen und Restgasgehalte zu Eö mit $\varepsilon = 9.0$

Ein später Eö führt nicht prinzipbedingt zu einer Verschlechterung der Füllung. Ähnliche Effekte werden sogar angewendet, um ein Nachladen durch das überkritische Einströmen in den Zylinder zu generieren. Im Fall der Verwendung der Valvetronic und

den kinematischen Grenzen sind die Nebeneffekte aber nachteilig auf den Liefergrad des Zylinders. Daher ist es in diesem Fall erstrebenswert, diese Strategie in möglichst hohe Drehzahlbereiche zu verschieben, um die Füllungs Nachteile durch höheren Ladedruck auszugleichen.

In weiterer Folge wurde das Hauptaugenmerk auf die Erhöhung des Low-End-Torque's gelegt. Dafür wurde die sogenannte Scavenging-Strategie angewandt.

4.3.5 Scavenging-Strategie

Unter Scavenging versteht man die Spülung des Brennraums durch eine sehr große Ventilüberschneidung, bei gleichzeitig vorliegendem positivem Spülgefälle. Dabei werden Restgase minimiert und der Brennraum aufgrund der durchgespülten Luft gekühlt. In Abbildung 4.19 sind die Verläufe der Niederdruckindizierung von Auspuff und Saugrohr eines Scavenging-Betriebspunktes dargestellt. In der Ventilüberschneidungsphase, gekennzeichnet durch die Überschneidung von Einlass öffnet und Auslass schließt, wird ein vollständig positives Spülgefälle erreicht. Hilfreich dabei ist auch die spezielle Ausführung des Abgaskrümmers mit Flutentrennung bedingt durch den Twin-Scroll-Turbolader. Damit können die Abgasstöße der jeweils zündfolgenächsten Zylinder abgeschwächt werden, wodurch ein positives Spülgefälle leichter erreicht werden kann.

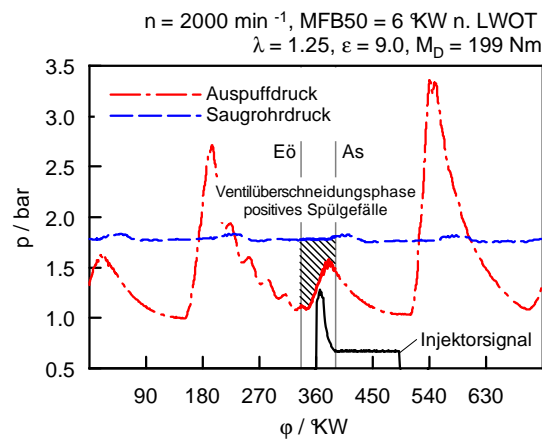


Abbildung 4.19: Niederdruckverläufe im Scavenging-Betrieb

Weiters muss beachtet werden, dass der Einblasezeitpunkt entsprechend gesetzt werden muss, um die Spülverluste so gering wie möglich zu halten. Die kryogene Kraftstofftemperatur führt zu einer Verkürzung der benötigten Einblasedauer und damit zu mehr Möglichkeiten für das Setzen des Timings. Für diesen Lastpunkt hat sich gezeigt, dass der optimale Einblasezeitpunkt genau im LWOT zu liegen kommt. Aufgrund der leicht zurückversetzten Einblasedüsen im Saugrohr erreicht das Gemisch erst dann den Brennraum, wenn das Auslassventil schon geschlossen ist. Anschließend wird das Gemisch

saugsynchron unter bestmöglicher Ausnutzung des Kryoeffektes in den Brennraum eingebracht.

In Abbildung 4.20 werden die beiden Vollastkurven von Scavenging (bei $\varepsilon = 9.0$) und Eö spät (bei $\varepsilon = 10.4$) gegenübergestellt. Neben dem Restgasgehalt sind auch die berechneten Liefergrade dargestellt. Im Bereich des Scavenging-Betriebs mit $\varepsilon = 9.0$ kann der Restgasgehalt deutlich unter 2% gehalten werden. Es zeigt sich, dass durch ein Absenken der Verdichtung im Drehzahlbereich der Strategie des späten Eö (ab 2500 min^{-1} bei beiden Verdichtungsverhältnissen) ein leicht höherer Restgasgehalt in Kauf genommen werden muss. Der Nachteil im Liefergrad muss demnach durch leicht erhöhten Ladedruck ausgeglichen werden.

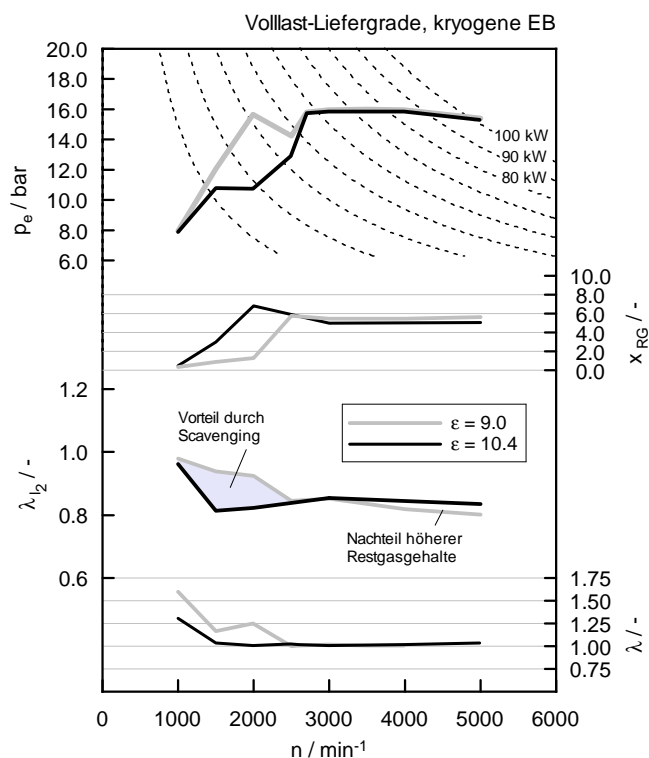


Abbildung 4.20: Liefergrad und Restgasgehalt an der Vollast mit Scavenging und Eö spät bei verschiedenen Verdichtungsverhältnissen

Ein wirksames Scavenging bei äußerer Gemischbildung ist wesentlich vom Einblasetiming abhängig. Mit steigender Drehzahl kann bei gegebenem Einblasevordruck von 5 bar das Einblasfenster nicht mehr genügend klein gehalten werden. So kommt es unweigerlich zu einer Vorlagerung des Gemisches. Bei entsprechenden Ventilüberschneidungen werden die Spülverluste dadurch erhöht. Eine Steigerung des Einblasedruckes würde mehr Möglichkeiten bezüglich des Einblasetimings ergeben. Ein Scavenging-Betrieb wäre grundsätzlich auch bei höherem Verdichtungsverhältnis anwendbar. Es zeigte sich aber,

dass nur in Kombination mit einem sehr frühen Verbrennungsschwerpunkt (MFB50) ein stabiler Betriebspunkt erreicht wird. Das liegt daran, dass ein früher MFB50 die Abgastemperatur und damit auch die Temperatur der Restgase minimiert und so das Auftreten von Rückzündungen vermieden werden kann. Weiters befindet sich durch den höheren Gemischdurchsatz im Scavenging-Betrieb der Abgasturbolader in einem günstigeren Kennfeldbereich, wodurch ein Ladedruckgewinn möglich ist. Dieser wirksame Scavenging-Betrieb konnte nur bei kryogener Einblasung erreicht werden, weil es hier zu einer Art Kettenreaktion kommt, welche die Last in diesem Bereich beträchtlich steigern lässt. Neben dem Ladedruckgewinn kann zusätzlich eine niedrigere Kraftstofftemperatur vom Kryosystem am Prüfstand bereitgestellt werden. In Abbildung 4.21 sind die Kraftstofftemperaturen an der Vollast aufgetragen. Es ist ersichtlich, dass im Bereich des Scavenging-Betriebes eine deutlich tiefere Temperatur vom Kryosystem bereitgestellt wird. Diese führt zu weiteren Vorteilen bei der Gemischtemperatur und in weiterer Folge zur Verringerung der Rückzündungstendenz.

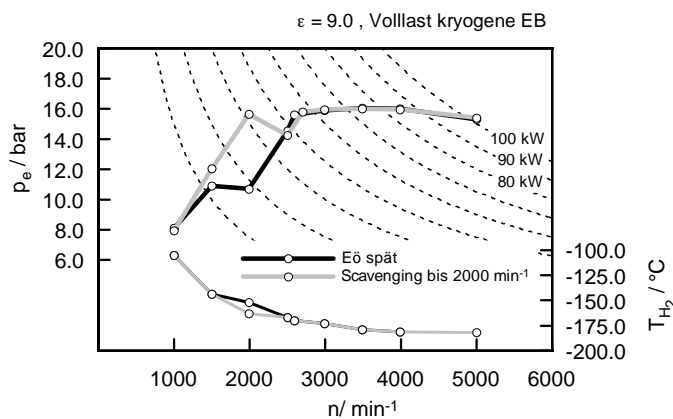


Abbildung 4.21: Volllastvergleich von Scavenging mit Eö spät

Die erwähnten Zusammenhänge ergeben deutliche Vorteile im effektiven Mitteldruck. Das Scavenging-Verfahren stößt aber bei höheren Drehzahlen an seine Grenzen. Hier behindert der Einfluss der Gasdynamik während des Ladungswechsels die vorteilhaften Zustände und ein gänzlich positives Spülgefälle ohne Quereinflüsse anderer Zylinder ist nicht mehr möglich. Daher muss ab einer Drehzahl von 2500 min^{-1} ebenso die Strategie des späten Eö angewendet werden. Durch den verringerten Ventilhub wird jedoch der Liefergrad verschlechtert. Somit ergibt sich eine Unstetigkeit im Volllastverlauf beim Drehzahlübergang von 2000 auf 2500 min^{-1} . Erst mit höherer Drehzahl können diese Füllungs Nachteile durch den zur Verfügung stehenden Ladedruck wieder ausgeglichen werden. Mithilfe der Ladedruckregelung wird dann bei höheren Drehzahlen gewährleistet, dass sich ein konstantes Mitteldruckniveau bei gleichzeitig stöchiometrischem Gemisch einstellen lässt.

4.3.6 Rohrdüse

In weiterer Folge wurde versucht, die Unstetigkeit in der Volllastcharakteristik aufgrund der wechselnden Strategien vom Scavenging auf spätem Eö, durch geänderte Maßnahmen an der Düsenkonfiguration der Gemischbildungseinheit zu eliminieren. Es wurde eine sogenannte Rohrdüse angefertigt (siehe Abbildung 4.22), um eine reine Kraftstoffwolke direkt vor ein einzelnes Einlassventil zu generieren. Eine reine Kraftstoffwolke kann sich schwerer entzünden und damit lässt sich die Tendenz zu Rückzündungen minimieren. Die anschließenden Untersuchungen zeigten, dass sich mithilfe der Rohrdüse dieser Unstetigkeitsbereich abdecken lässt. Durch die verringerte Rückzündungstendenz lassen sich auch die Steuerzeiten optimal einstellen und führen damit zu einer Steigerung der Last in diesem Bereich.

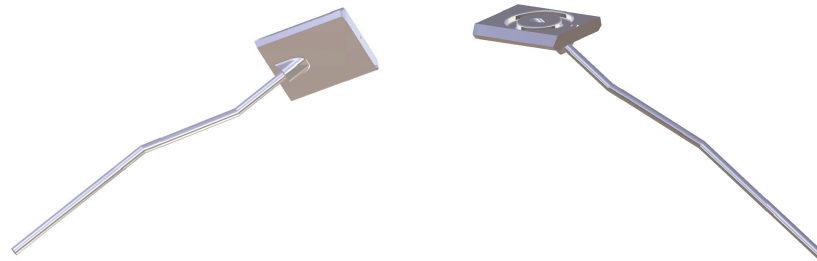


Abbildung 4.22: Rohrdüse in verschiedenen Ansichten in CAD

Es wurde aber auch ersichtlich, dass damit nur ein eingeschränkter Betriebsbereich stabil betrieben werden kann. Eine extrem fette Kraftstoffwolke - welche zusätzlich durch die Verlängerung bis zum Ventil nicht mit warmer Luft vermischt ist und damit kühler vorliegt - kann nur in höheren Lastbereichen generiert werden. In der Teillast ist die benötigte Kraftstoffmenge zu gering und das Rückzündungsverhalten ist deutlich schlechter als mit der Standard-Düsenkonfiguration.

Daher kann mit der Rohrdüse nur der blau markierte Bereich in Abbildung 4.23 als stabiler Betrieb abgedeckt werden. Höhere Drehzahlen erzeugen durch die höhere Gasdynamik ebenfalls keine reine Kraftstoffwolke vor dem Einlassventil. Deshalb ist auch hier kein stabiler Betrieb möglich.

4.3.7 Kombinationen aller Strategien

Werden alle bisher erwähnten Maßnahmen inkl. Rohrdüse nun am Vollmotor kombiniert eingesetzt, lässt sich eine sehr zufriedenstellende Volllastcharakteristik bei kryogener Gemischbildung realisieren. Es können alle Projektziele diesbezüglich abgedeckt werden. Um einen Einblick in die hohen spezifischen Lasten zu geben, welche hier umgesetzt werden konnten, ist in Abbildung 4.24 ein Vergleich von den bisher am Institut realisierten H₂-Vollmotoren ersichtlich.

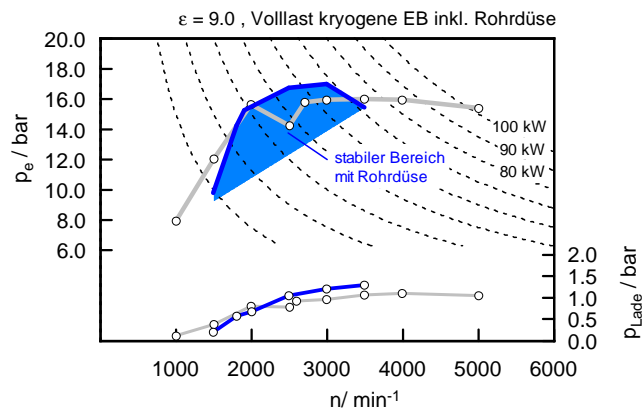


Abbildung 4.23: Möglicher Betriebsbereich mit Rohrdüse bei $\epsilon = 9.0$

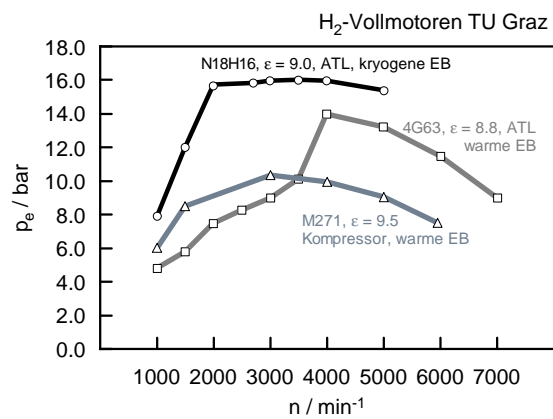


Abbildung 4.24: Volllastkurven verschiedener H₂-Vollmotoren

Diese Motoren wurden alle mit äußerer Gemischbildung, aber unterschiedlichen Aufladekonzepten betrieben. Es handelt sich bei den Vergleichsmotoren jeweils um ein Brennverfahren mit warmer Einblasung von Wasserstoff. Wie deutlich hervorgeht, ist mit der kryogenen Gemischbildung eine füllige Drehmomentcharakteristik auf hohem Niveau gelungen. Es konnte vor allem das Low-End-Torque, ohne Einbußen in der Nennleistung, entscheidend verbessert werden. Damit kann eindrucksvoll die Volllasttauglichkeit der kryogenen Gemischbildung unterstrichen werden.

4.4 Warme Gemischbildung

In Abbildung 4.25 ist der Vergleich der beiden erreichten warmen Volllasten mit $\varepsilon = 10.4$ und 9.0 dargestellt. Die Volllasten liegen deutlich unter denen der kryogenen Einblasung.

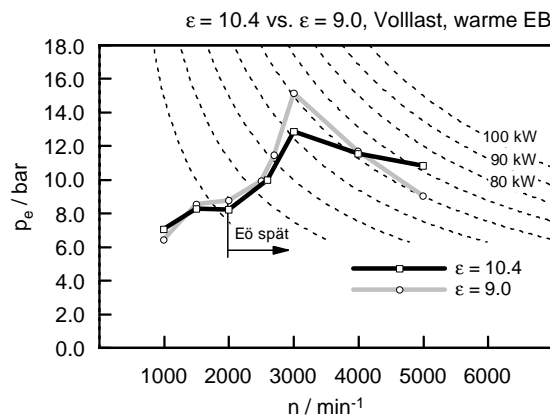


Abbildung 4.25: Volllastkurven bei warmer Einblasung

An der Volllast bei warmer Einblasung konnte ein Luftverhältnis von 1.0 nur bis zu 2000 min^{-1} erreicht werden. Darüber muss das Gemisch sukzessive abgemagert werden, um vor allem Rückzündungen und Klopfen zu vermeiden. Damit sinkt der Gemischheizwert und zusätzlich auch die Abgastemperatur, welche für den Turbolader entscheidend ist. Dies wirkt sich auf den Ladedruck und auf das Druckgefälle über dem Motor aus. In Summe ergeben sich Einbußen im Mitteldruck im Vergleich zur kryogenen Einblasung in der Größenordnung von bis zu 30%. Auffällig ist, dass der maximale Mitteldruck bei $\varepsilon = 9.0$ ab einer Drehzahl von 3000 min^{-1} beträchtlich sinkt. Es erscheint durchaus begründenswert, dass trotz geringerem Verdichtungsverhältnis die erreichbare warme Volllast bei höheren Drehzahlen zurückfällt. Hier kommen nun die bereits erwähnten Nebeneffekte der Valvetronic zum Tragen, welche mit der Strategie später Eö einhergehen. Diese Nebeneffekte sind die schlechtere Füllung, der nicht optimale Einlass schließt zur Ausnutzung von Nachladeeffekten, sowie zusätzlich die Erhöhung der eigentlichen Prozesstemperaturen nach dem Einströmen. Zur Verifikation dieses Phänomens wurde mithilfe einer OD-Motorprozessrechnung der Temperaturverlauf berechnet, welcher

sich für verschiedene Einlasssteuerzeiten einstellt. Die dabei unterstellten Ventilhubkurven sind Rechteckverläufen angenähert. Unter den Randbedingungen $\kappa = \text{konst.}$ und $\varepsilon = 9.0$, zeigt die folgende Abbildung 4.26 die berechneten Temperatur- und Druckverläufe während des 1. Zyklus. Der Wärmeübergang wurde vernachlässigt. Die Temperaturabsenkung bis zu Eö durch Expansion der Restladung vermeidet effektiv die Rückzündungen. Damit verbunden ist aber die Erhöhung der Temperaturen im weiteren Verlauf des Prozesses, wodurch in Realität eine höhere Klopf- und Frühzündungsgefahr zu beobachten ist. Die Druckverläufe nach dem Einströmen sind deckungsgleich, was aufgrund der isentropen Verdichtung mit $\kappa = \text{konst.}$ zurückzuführen ist.

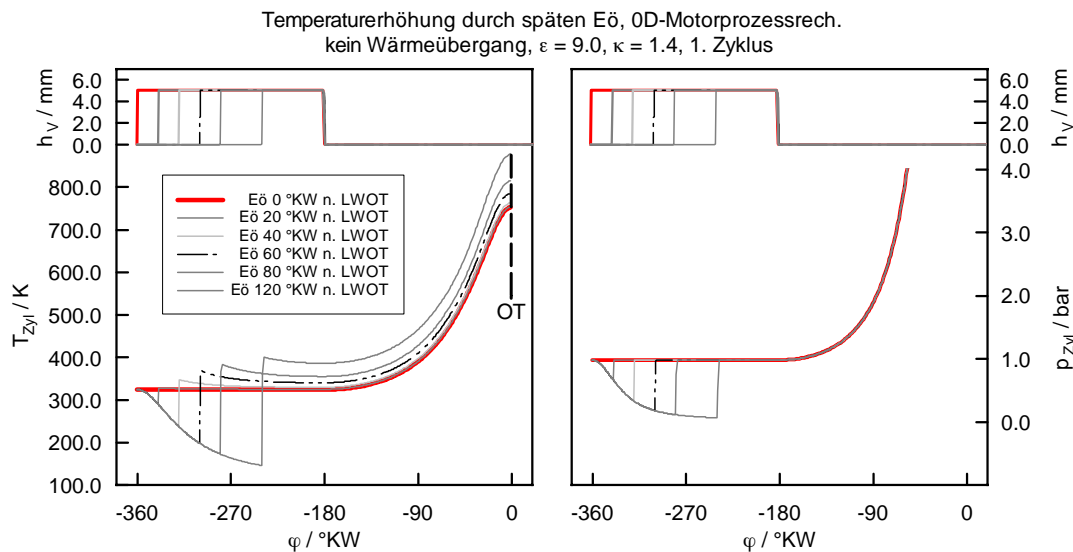


Abbildung 4.26: 0D-Motorprozessrechnung - Simulation der Prozessgrößen (Temperatur und Druck im Zylinder) bei verschiedenen Einlasssteuerzeiten

Eine höhere Klopfempfindlichkeit wurde bei der Durchführung von Zündhaken erkannt. In der folgenden Abbildung 4.27 ist ein Zündhaken bei einem Betriebspunkt mit warmer Einblasung bei 2000 min^{-1} , $\lambda = 1.4$ und verschiedenen Einlasssteuerzeiten dargestellt. Der eingestellte späte Eö lässt sich nur mit einer Verringerung des Einlassventilhubes erzeugen. Damit wird die Füllung des Zylinders durch Drossel effekte beeinflusst. Dies drückt sich auch im unterschiedlichen Drehmomentniveau bei den gewählten Steuerzeiten aus. Um den Effekt des Ladedrucks auszublenden, wurde das Wastegate komplett geöffnet und der Motor als Saugmotor betrieben. Klar ersichtlich ist eine höhere Klopfempfindlichkeit je später der Eö zu liegen kommt. Dies wird durch die früher erreichte Klopfgrenze bestätigt. Bei den gewählten Betriebspunkten kann nur bei einem Einlass öffnet von $32^\circ \text{KW n. LWOT}$ der wirkungsgradgünstigste Zündwinkel ohne Klopferscheinungen erreicht werden. Die höheren Prozesstemperaturen, welche durch den späten Eö ausgelöst werden, sind der Grund für die höhere Klopfempfindlichkeit.

Bei warmer Einblasung und $\varepsilon = 9.0$ muss im Vergleich zu $\varepsilon = 10.4$ der Eö noch weiter

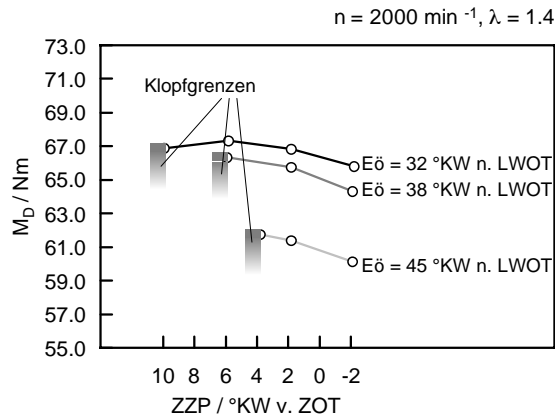


Abbildung 4.27: Zündhaken bei verschiedenen Einlasssteuerzeiten

in Richtung spät verschoben werden (siehe Abbildung 4.25). Dieser Effekt wurde ja schon erläutert. Zusätzlich ist bei kleinerem ε der Expansionseffekt bis zum Eö geringer. Er-sichtlich wird dieser Zusammenhang in Abbildung 4.28. Ausgehend von einer konstanten Starttemperatur und idealem Gasverhalten sind die Expansionskurven bei verschiedenen Verdichtungsverhältnissen dargestellt. Mit geringerer Verdichtung wird die Temperatur-senkung, bezogen auf den Kurbelwinkel, kleiner. Die gleiche Kühlwirkung kann demnach nur mit späterem Eö, sprich längerer Expansionsphase, erreicht werden.

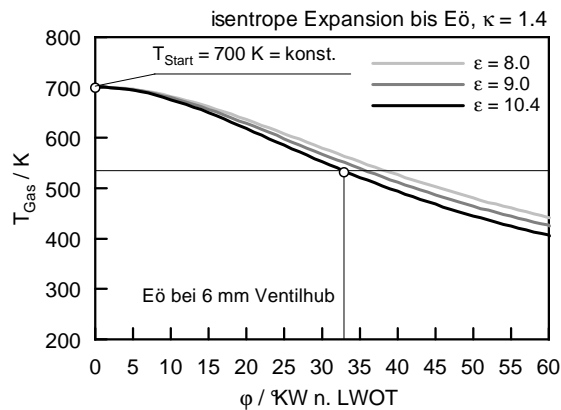


Abbildung 4.28: Expansionskurven

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass die Vorteile der Strategie des späten Eö durch die nachteiligen Nebeneffekte, bei warmer Einblasung aufgehoben werden.

4.5 Einfluss des Zündwinkels

In diesem Abschnitt soll der Einfluss des Zündwinkels auf die erreichbare Last veranschaulicht werden. In Abbildung 4.29 sind die gegensätzlichen Einflüsse des Zündzeitpunkts (ZZP) auf Klopfen und Rückzündungen schematisch dargestellt. Je früher der ZZP, desto eher wird die Klopfgrenze erreicht. Umgekehrt führt ein später ZZP zu erhöhter Rückzündungstendenz aufgrund der heißeren Abgastemperaturen. Somit ergibt sich je nach Last ein gewisses Zündfenster, welches für einen stabilen Motorbetrieb zur Verfügung steht. Ebenso ist der wirkungsgradoptimale ZZP eingetragen, welcher mit zunehmender Last und damit sinkendem λ weiter in Richtung spät zu liegen kommt. Dies ist dadurch begründet, dass zur Erreichung des optimalen Verbrennungsschwerpunktes, bei höheren Verbrennungsgeschwindigkeiten der ZZP nach spät verschoben werden muss. Das Zündfenster wird mit steigender Last immer kleiner. Im Extremfall kann sogar nur mehr ein einziger ZZP einen stabilen Betrieb gewährleisten. Dieser liegt meistens auch abseits des wirkungsgradoptimalen ZZP und ist nur im stationären Motorbetrieb darstellbar. Für die Motorapplikation muss hier ein entsprechender Sicherheitsabstand gefunden werden, damit im dynamischen Betrieb keine Verbrennungsanomalien stattfinden können.

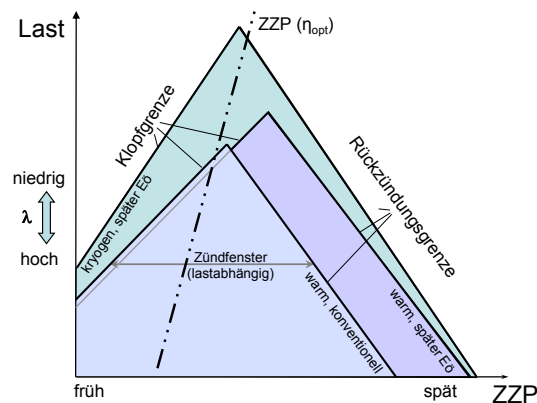


Abbildung 4.29: Betriebsbereich über Zündzeitpunkt (schematisch)

Zusammenfassung Die warme Gemischbildung mit konventionellem Ladungswechsel stößt rasch an die Betriebsgrenzen, sodass die Volllast sehr gering ist. Dem frühen Auftreten von Rückzündungen kann durch ein Abmagern des Gemisches entgegengewirkt werden. Der späte Eö vermindert die Rückzündungs-Tendenz, hat aber eine höhere Temperatur im Zylinder zur Folge, wodurch Klopfen begünstigt wird. Dennoch sind deutliche Volllaststeigerungen möglich. In Kombination mit kryogener Einblasung kann die Klopfgefahr wieder deutlich verringert werden. Mit zunehmender Last steigt der Kühleffekt

aufgrund der niedrigen Luftverhältnissen stark an. Damit kann der ZZP wieder Richtung Wirkungsgradoptimum vorgelegt werden.

4.6 Emissionskonzepte

Aufgrund der Kohlenstofffreiheit des Kraftstoffes - messbare Anteile von CO, CO₂ und HC sind der Schmierölverbrennung zuzurechnen - sind die NO_x-Emissionen die einzig relevanten Schadstoffe. Wie aus vielen Publikationen bekannt, sind die NO_x-Rohemissionen bei einem homogenen Brennverfahren hauptsächlich vom Luftverhältnis abhängig (siehe Abbildung 4.30).

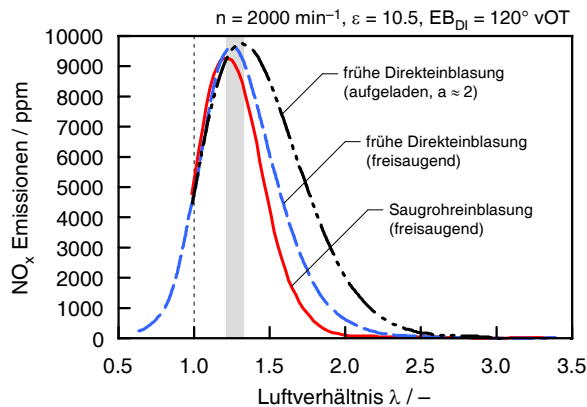


Abbildung 4.30: NO_x-Rohemissionen über λ bei verschiedenen Brennverfahren [15]

Für ein entsprechendes Emissionskonzept kommen nun verschiedene Möglichkeiten in Betracht:

1. Qualitätsgeregelter Magerbetrieb bis zur NO_x-Bildungsgrenze. Diese liegt bei Saugmotoren um $\lambda = 2.2$, bei aufgeladenen Motoren auch darüber. Danach erfolgt eine momentenneutrale Umschaltung auf den $\lambda=1$ -Betrieb. Dabei werden die vorhandenen hohen NO_x-Rohemissionen durch einen 3-Wege-Katalysator konvertiert. Die Laststeuerung muss in diesem Bereich über den Luftpfad erfolgen (Ladedruckregelung, Drosselklappe).
2. Qualitätsregelung im gesamten Kennfeldbereich bis $\lambda = 1.0$. Damit muss beim Überschreiten der NO_x-Bildungsgrenze ein Reduktionskatalysator eingesetzt werden, um die vorliegenden NO_x-Emissionen zu reduzieren.
3. $\lambda=1$ -Betrieb im gesamten Kennfeldbereich und damit Konvertierung der NO_x-Rohemissionen im 3-Wege-Katalysator. Dafür werden aber die Vorteile des Magerbetriebes (Wirkungsgrad, Verbrennungsgeräusch) nicht genutzt.

4. Reiner Magerbetrieb. Dieser ist aufgrund der schon vorher aufgezeigten Nachteile im Volllastpotenzial nicht zielführend.

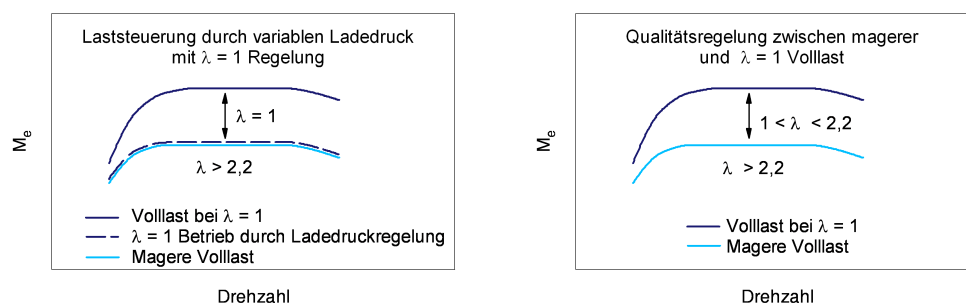


Abbildung 4.31: Verschiedene Emissionskonzepte

4.6.1 Voruntersuchungen

Um die Zusammenhänge am Vollmotor hinsichtlich NO_x -Bildung und -Vermeidung zu verstehen, wurden unterschiedliche Voruntersuchungen am Motorprüfstand durchgeführt. In erster Linie wurden verschiedenste Einflüsse der Motorparameter auf den Magerbetrieb und damit auf den NO_x -minimierten Betrieb erkannt. Weiters war der Konvertierungsgrad des serienmäßigen 3-Wege-Katalysators, welcher für den Benzinbetrieb ausgelegt ist, im Wasserstoffbetrieb nicht bekannt. Auch der Einfluss der kryogenen Einblasung auf die NO_x -Bildung wurde untersucht.

In Abbildung 4.32 sind die Messergebnisse der NO_x -Emissionen von kryogener und warmer Gemischbildung dargestellt. Zur besseren Sichtbarkeit ist die NO_x -Achse logarithmisch skaliert. Es ist zu sehen, dass sich in beiden Fällen die NO_x -Bildungsgrenze nicht wesentlich unterscheidet. Dies kann dadurch erklärt werden, dass bei mageren Gemischen die Kühlwirkung der kryogenen Einblasung abnimmt und damit im Bereich der NO_x -Bildungsgrenze keine merkbaren Unterschiede in der Verbrennungstemperatur auftreten.

Die Funktionsweise des serienmäßigen 3-Wege-Katalysators ist in Abbildung 4.33 veranschaulicht. Dabei ist ersichtlich, dass die NO_x -Emissionen nach dem Katalysator innerhalb des Konvertierungsfensters nahezu vollständig umgesetzt werden. Die effektive Reduktion beginnt im leicht fetten Bereich ($\lambda < 1.0$), durch die dabei steigenden H_2 -Anteile im Abgas. Neben den relevanten NO_x sind die kohlenstoffbasierten Emissionen wie CO und THC aus der Schmierölverbrennung, im Bereich geringster Konzentrationen angesiedelt und primär nicht vom Luftverhältnis abhängig. Weil die reinen H_2 -Emissionen für die Gesetzgebung nicht relevant sind, kommt dem Konvertierungsfenster eine geänderte Bedeutung zu. Das schmale Konvertierungsfenster soll deswegen angestrebt werden, um einerseits die NO_x -Emissionen zu reduzieren und andererseits den Motorwirkungsgrad,

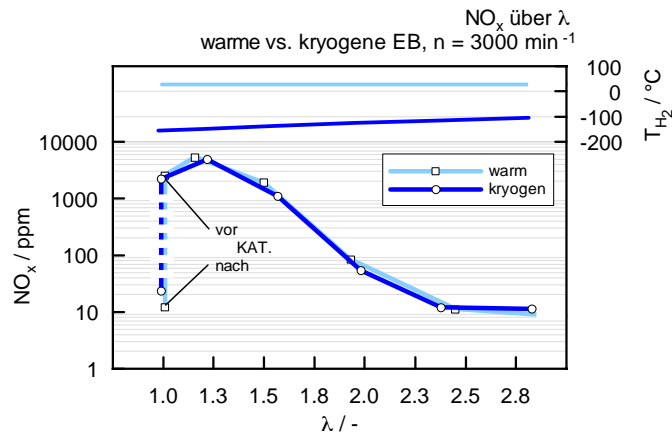


Abbildung 4.32: NO_x über λ bei warmer und kryogener Gemischbildung

durch eine unvollständige Verbrennung nicht weiter zu verschlechtern. Theoretisch wäre auch ein fetter Betrieb für die Darstellung eines Emissionskonzeptes möglich.

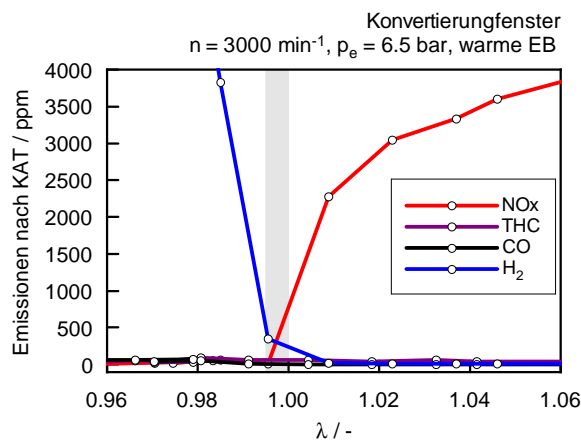


Abbildung 4.33: Konvertierungsfenster des serienmäßigen 3-Wege-Katalysators um $\lambda = 1$ bei warmer Einblasung

Der Zündzeitpunkt (ZZP) besitzt maßgeblichen Einfluss auf den NO_x -minimierten Magerbetrieb. Dieser Einfluss kann in Abbildung 4.34 erkannt werden. Ausgehend von einem Betriebspunkt mit einem konstant eingestellten NO_x -Emissionswert von rund 50 ppm, wurde eine Variation des ZZP durchgeführt. Mit zunehmend später Zündung sinkt die Spitzentemperatur im Brennraum. Damit kann die Einblasemenge leicht erhöht werden, um den NO_x -Ausstoß auf konstantem Niveau zu halten. Zusätzlich ergeben spätere ZZP höhere Abgastemperaturen und damit steht mehr Ladedruck zur Verfügung. In Summe kann dadurch die Last im Magerbetrieb - bei konstanter Ladelufttemperatur und NO_x -Emission - entscheidend erhöht werden.

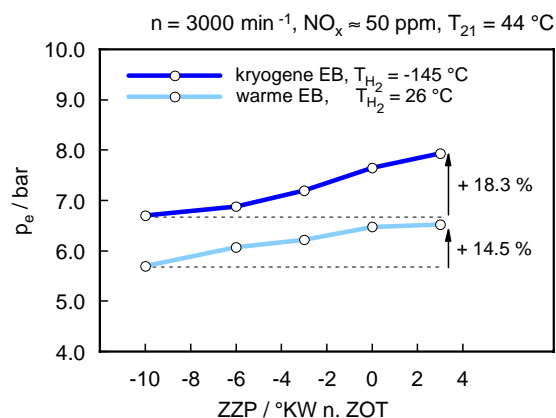


Abbildung 4.34: Zündzeitpunktvariation im Magerbetrieb bei konstantem NO_x -Ausstoß

Es kann also der NO_x -minimierte Bereich auf Kosten des Wirkungsgrades erweitert werden. Einen Vergleich mit dem $\lambda=1$ -Betrieb zeigt Abbildung 4.35. Dabei sind die Wirkungsgradverläufe über der Last dargestellt. Beim erweiterten Magerbetrieb kann trotz später Zündung ein Wirkungsgradvorteil gegenüber dem $\lambda=1$ -Betrieb erzielt werden. Der ZPP kann aber nicht beliebig weit nach spät verschoben werden, weil ein Einfluss auf den stabilen Motorbetrieb vorhanden ist. Die Grenze für das erste Auftreten von Verbrennungsanomalien liegt bei etwa $p_e = 7.8$ bar.

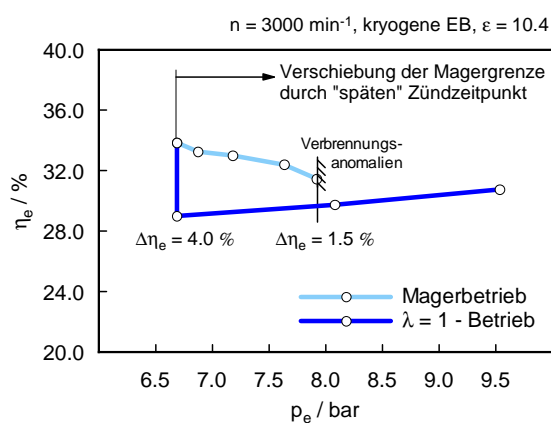


Abbildung 4.35: Wirkungsgradvergleich verschiedener Umschaltstrategien

4.6.2 Umsetzung

Von den vorgestellten Emissionskonzepten kommt dem Konzept 1 die höchste Bedeutung zu. Dies liegt darin begründet, dass mithilfe des serienmäßigen 3-Wege-Katalysators in

Kombination mit einem quasi NO_x -freien Magerbetrieb, der komplette Kennfeldbereich abgedeckt werden kann. Angestrebt wurde die Einhaltung von SULEV-Grenzwerten (Super Ultra Low Emission Vehicle). Ausgehend von einer Fahrzeugsimulation (siehe Abschnitt 4.6.3) wurde die relevante NO_x -Grenze im Magerbetrieb iterativ ermittelt. Dafür müssen über Berechnungsschleifen die maximal erlaubten NO_x -Schwellwerte des Magerbetriebs gefunden werden. Ab dieser Schwelle muss auf den $\lambda=1$ -Betrieb umgeschaltet werden.

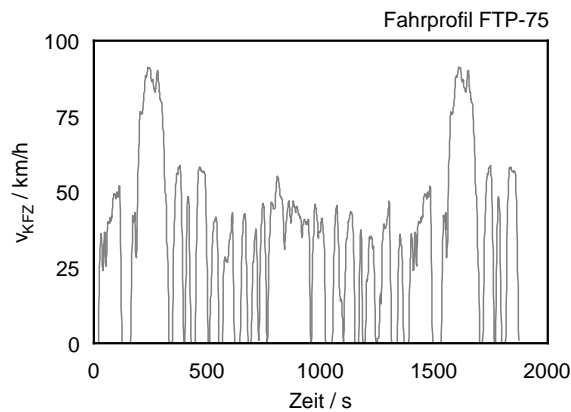


Abbildung 4.36: Fahrprofil des FTP-75

Es stellte sich heraus, dass die NO_x -Emissionen im Magerbetrieb eine Schwelle von etwa 20 ppm nicht überschreiten dürfen, um SULEV einzuhalten. Darüber muss auf den geregelten $\lambda=1$ -Betrieb umgeschaltet werden. Auch mit warmer Einblasung muss dieses Emissionskonzept umgesetzt werden, weil in der Kaltfahrphase die Kraftstofftemperaturen ausgehend von warm nach kalt zur Verfügung stehen. Nachdem diese Kaltfahrphase einige Zeit in Anspruch nimmt, muss der relevante Kennfeldbereich auch mit warmer Einblasung abgedeckt werden.

Weiters kann aus der Fahrzeugsimulation der zyklusrelevante Betriebsbereich festgelegt werden. Eine Optimierung hinsichtlich NO_x -Emissionen und Verbrauch konnte damit am Motorprüfstand auf diesem Kennfeldbereich eingegrenzt werden. Der maßgebliche Fahrzyklus für die Einhaltung der SULEV-Grenzwerte ist der sogenannte FTP-75. Der Verlauf der Fahrzeuggeschwindigkeit ist in Abbildung 4.36 dargestellt.

In Abbildung 4.37 sind die gemessenen λ -Kennfelder im warmen und kryogenen Betrieb dargestellt. Die rote Punktwolke stellt die Betriebspunkte innerhalb des Fahrzyklus dar. Der strichlierte Kennfeldbereich der kryogenen Einblasung konnte aufgrund

eines Saugrohrschadens (siehe Abschnitt 4.7) nicht mehr durchfahren werden.

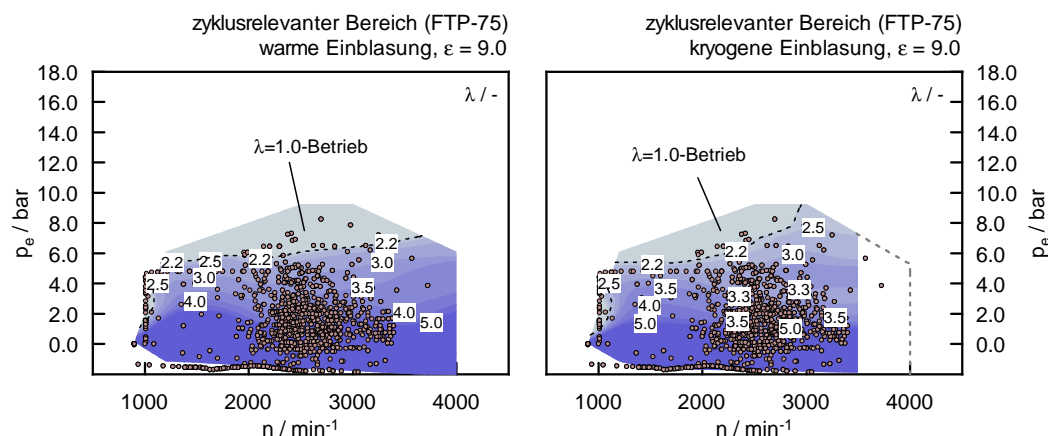


Abbildung 4.37: λ -Kennfelder bei warmer und kryogener Einblasung im zyklusrelevanten Bereich

Erkennbar ist der vorwiegend niedriglastig durchfahrene Bereich. Höhere Lasten werden nur kurz während der starken Beschleunigungsphasen erreicht. Ein einzelner roter Punkt stellt 1 Sekunde Kennfeldbetrieb dar. Wie aus dem λ -Kennfeld ersichtlich, wird ein großer Teil im Magerbetrieb durchfahren. Nur vereinzelte Lastpunkte liegen im $\lambda = 1$ -Bereich.

In Abbildung 4.38 sind die gemessenen NO_x -Emissionen bei kryogener Einblasung dargestellt. Links sind die Rohemissionen und rechts die Emissionen nach dem Katalysator dargestellt. In großen Teilen des Magerbetriebs erfolgt eine praktisch NO_x -freie Verbrennung. Die Rohemissionen steigen in Richtung des $\lambda = 1$ -Bereichs drastisch an, sie können aber durch den 3-Wege-Katalysator fast komplett konvertiert werden. Die gereinigten Emissionen an NO_x liegen dann im kleinen zweistelligen ppm-Bereich. Ähnliche Ergebnisse sind auch mit warmer Einblasung möglich, wie in Abbildung 4.39 dargestellt.

Um die beiden Betriebsarten warm und kryogen miteinander zu vergleichen, werden im Folgenden die Lastschnitte bei verschiedenen Drehzahlen diskutiert. In Abbildung 4.40 ist der Lastschnitt bei einer Drehzahl von 2500 min^{-1} dargestellt. Wie daraus hervorgeht, liegt der Vorteil der kryogenen Einblasung bei einer Erweiterung des Magerbetriebes in Richtung höhere Lasten. Dies ist nicht dadurch begründet, dass sich die NO_x -Bildungsgrenze bei kryogener Einblasung in Richtung niedrigere Luftverhältnisse verschiebt. Vielmehr kommt es zu einer Erhöhung der Gemischdichte, sodass bei gleichem Energieinhalt magerere Luftverhältnisse erreicht werden. Damit kann der nutzbare Lastbereich des Magerbetriebs ausgedehnt werden. Die Vorteile diesbezüglich sind bei kryogener Einblasung bei dieser Drehzahl in einer Größenordnung von ca. 18% im Mitteldruck. Weiters fällt auf, dass im Bereich von sehr kleinen Lasten das Luftverhältnis nicht beliebig weit abgemagert werden kann. Dies liegt daran, dass die zyklischen

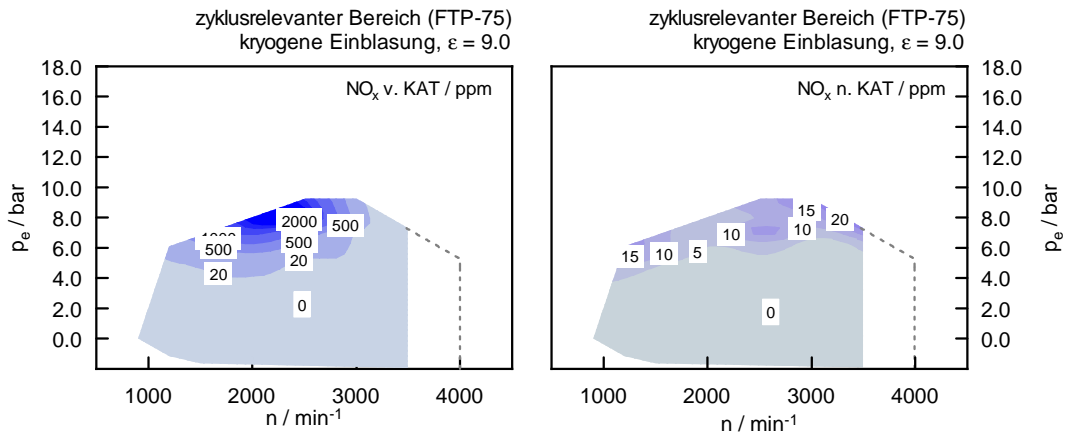


Abbildung 4.38: Gemessene NO_x-Emissionen vor und nach Katalysator bei kryogener Einblasung

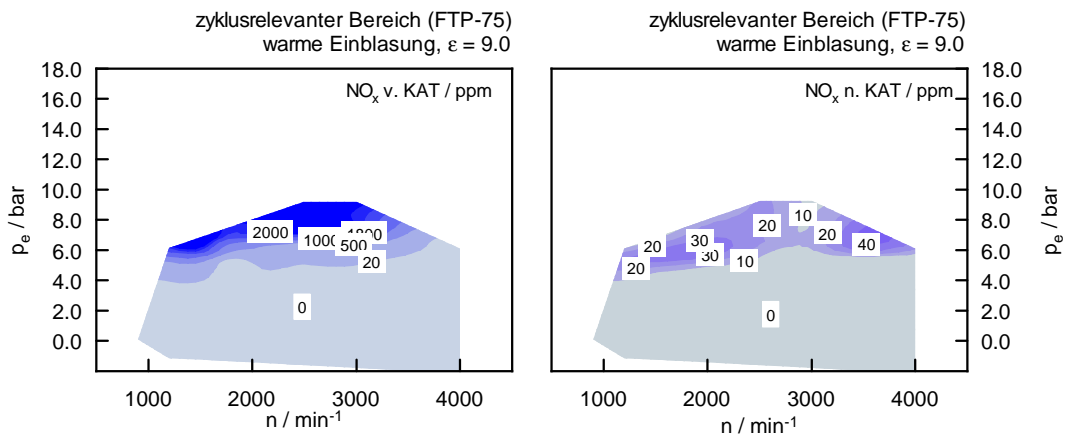


Abbildung 4.39: Gemessene NO_x-Emissionen vor und nach Katalysator bei warmer Einblasung

Schwankungen aus der Verbrennung stark zunehmen und zur Stabilisierung des Motorlaufes das maximale Luftverhältnis beschränkt wird. Die Vorteile im Wirkungsgrad bei kryogener Einblasung sind dort ausgeprägter, wo der kryogene Magerbetrieb den warmen $\lambda=1$ -Betrieb überschneidet.

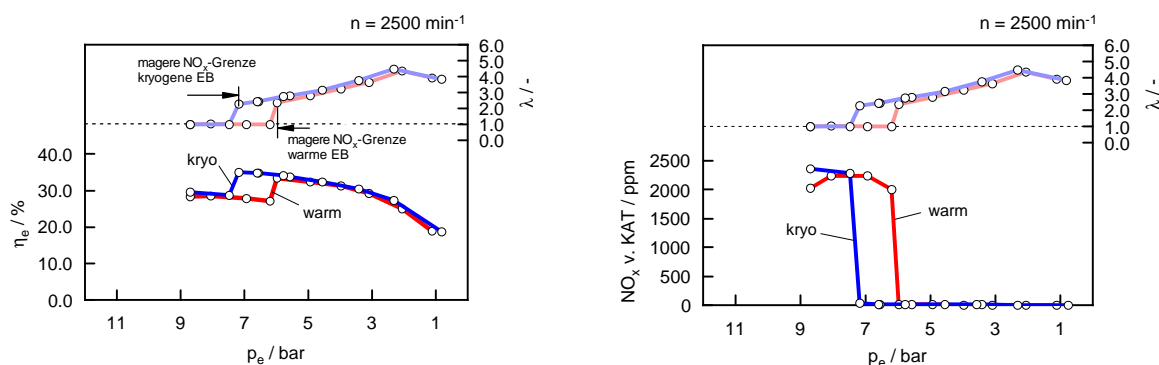


Abbildung 4.40: Lastschnitt bei 2500 min^{-1}

Die Einflüsse auf den Wirkungsgrad und die NO_x -Emissionen sind bei höheren Drehzahlen stärker ausgeprägt. Hier spielt der Einfluss des Abgasturboladers eine stärkere Rolle. Bei kryogener Einblasung steht mehr Ladedruck zur Verfügung und schon allein deshalb ist der Magerbetrieb ausgedehnter. Bei einer Drehzahl von 3000 min^{-1} kann mit der kryogenen Einblasung sogar der gesamte, relevante Lastbereich im Magerbetrieb abgedeckt werden. Damit sind die Wirkungsgradvorteile speziell bei höheren Drehzahlen vorhanden, wie in Abbildung 4.41 zu sehen ist.

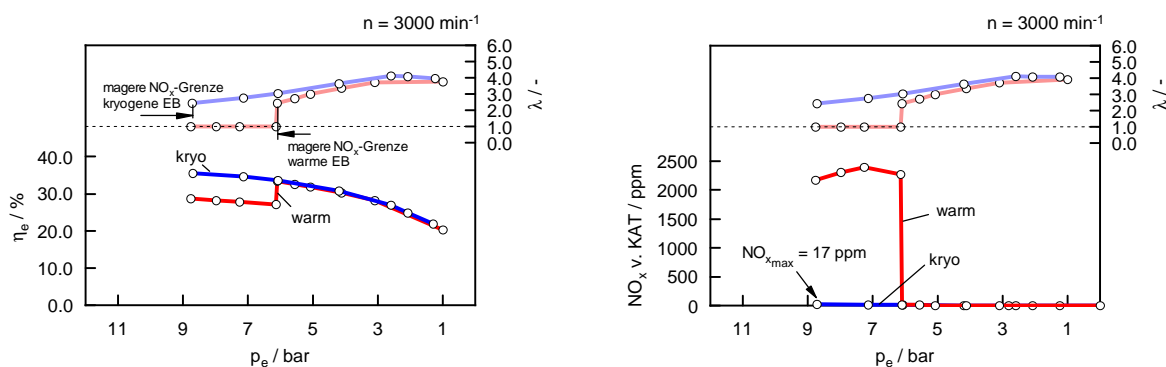


Abbildung 4.41: Lastschnitt bei 3000 min^{-1}

4.6.3 Fahrzeugsimulation

Für die Fahrzeugsimulation wurde ein Berechnungstool verwendet, welches am Institut entwickelt wurde. Das Fahrzeugemissionsmodell PHEM wird verwendet, um Verbrauch

und Abgasemissionen für PKW und leichte Nutzfahrzeuge zu simulieren. Es basiert auf der Modellierung der Fahrzeuginergetik und der Verwendung von gemessenen Motorkennfeldern. Die realen Vorteile der kryogenen Einblasung im Fahrzyklus können damit abgeschätzt werden.

Als Basisfahrzeug wurde ein MINI Cooper S zugrunde gelegt. Mithilfe der am Prüfstand gemessenen stationären Motorkennfelder, wurden der Verbrauch und die kumulierten NO_x -Emissionen berechnet. Die Daten des Basisfahrzeugs sind in Tabelle 4.2 veranschaulicht.

Tabelle 4.2: Fahrzeugdaten MINI Cooper S

Karosserie		
Länge/Breite/Höhe	mm	3714/1683/1407
Radstand	mm	2467
Leergewicht nach DIN	kg	1130
Zuladung nach DIN	kg	450
Zul. Achslasten vorne/hinten	kg	885/755
Zul. Gesamtgewicht nach DIN	kg	1580
Luftwiderstand	$c_x \times A$	0.36×1.97
Fahrwerk		
Getriebeart		6-Gang manuell
Getriebeübersetzung	1.Gang	3.308
	2.Gang	2.130
	3.Gang	1.483
	4.Gang	1.139
	5.Gang	0.949
	6.Gang	0.816
	R-Gang	3.231
Achsübersetzung		3.647

In Abbildung 4.42 sind die Ergebnisse einer Simulation dargestellt. Es ist ersichtlich, dass mit beiden Betriebsarten, warm und kryogen, die Zielwerte SULEV unterschritten werden können. Beim Verbrauch zeigt sich ein leichter Vorteil für die kryogene Gemischbildung, hier kommen die erwähnten Wirkungsgradvorteile zum Tragen. Für den FTP-75-Zyklus liegt damit der Verbrauchsvorteil bei 2% gegenüber der warmer Einblasung.

Durch die Einhaltung von SULEV in beiden Betriebsarten ist automatisch auch die Kaltfahrphase abgedeckt, welche zwischen den Beiden liegt.

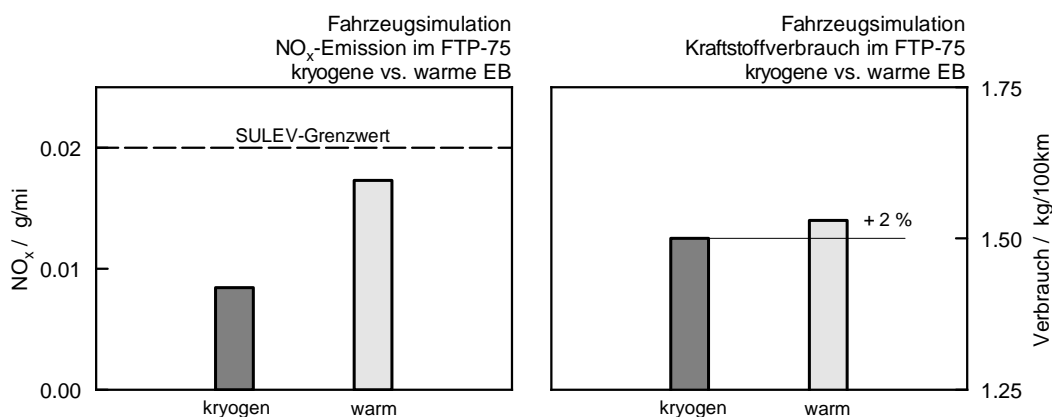


Abbildung 4.42: Simulierte Emissionen und Verbrauch im FTP-75

4.7 Schadensdokumentation

Neben den Herausforderungen bei der Brennverfahrensentwicklung sind auch Schäden am Triebwerk aufgetreten, welche in den meisten Fällen auf die spezifischen Eigenschaften von Wasserstoff zurückzuführen sind. Dieser Abschnitt erläutert einige dieser Schadensfälle.

4.7.1 Triebwerk

Ein beobachteter Schaden am Triebwerk war ein Kolbenausbruch im Bereich der untersten Ringstege. Dabei kommt es vermutlich im Vorhinein zu einem sogenannten Kolbenringstecker, welcher durch ein Reinbrennen der Wasserstoffflamme in den Ringstegbereich ausgelöst wird (verursacht durch die geringe Quenching-Distance). Dabei verkocht das vorhandene Schmieröl in diesem Bereich des Kolbens und behindert vorwiegend den 2. Kolbenring in seiner Beweglichkeit. Dadurch werden auf den relativ dünnwandigen Ringsteg hohe Kräfte ausgeübt und in weiterer Folge ein Ausbruch am Kolben verursacht. Damit wird auch der Ölabstreifring und dessen Funktion zerstört. Ringstecker wurden im Zuge der Vollastuntersuchungen mehrfach beobachtet und durch neue Kolben behoben. Eine geänderte Schmierölzusammensetzung, wie z.B. ein verringerter Aschegehalt zur Reduzierung der Verkokungserscheinungen, brachten keine spürbaren Verbesserungen.

Der Kolbenausbruch kann an den steigenden CO₂-Emissionen erkannt werden. Dabei kommt es aufgrund des fehlenden Ölabstreifings zu einer erhöhten Ölverbrennung im Brennraum. In Abbildung 4.44 ist der Kolbenboden des beschädigten Kolbens im Vergleich zu einem normalen Kolbenboden ersichtlich. Die schwarze Oberfläche kommt von den starken Ölverkokungen.

Als konstruktive Verbesserungsmaßnahme zur Vermeidung des Festsetzens des Kol-

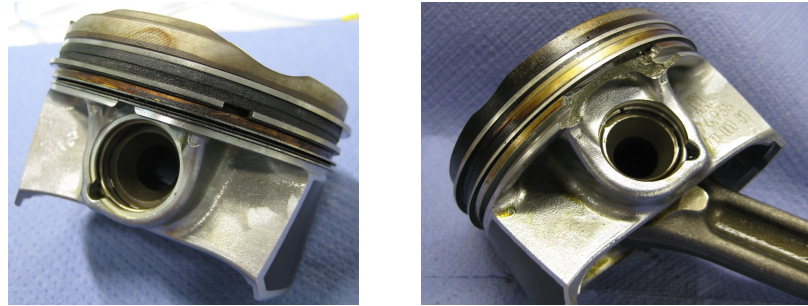


Abbildung 4.43: Schäden am Triebwerk



Abbildung 4.44: Kolbenboden normal und verkocht

benrings wäre eine Kühlung im Bereich des Ringsteges vorteilhaft. Durch separate Ölbohrungen im Kolben, welche den Ringstegbereich zusätzlich mit Öl versorgen, könnte das Problem behoben werden. Eine weitere konstruktive Maßnahme wäre eine Erhöhung der Ringsteghöhe des Kolbens. Damit ist zusätzlich eine verringerte Wahrscheinlichkeit eines Ringstegbruches gewährleistet, weil die Festigkeit in diesem Bereich höher ist.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass die konventionellen Kolben des serienmäßigen Benzin-DI Brennverfahrens nur bedingt für Wasserstoffbrennverfahren mit solchen Leistungsdichten dauerhaft geeignet sind. Es sind zusätzliche Maßnahmen erforderlich, wie z.B. Kühlung und Verstärkung des Ringsteges, damit diese Schadensfälle vermieden werden können.

4.7.2 Kryo-Gemischbildungseinheit

Der Aluminium-Prototyp der Gemischbildungseinheit zeigte aufgrund der hohen Duktilität keine Schwächen bezüglich Rissbildung. Bei der Tecasint-Gemischbildungseinheit wurde jedoch eine vermehrte Rissbildung festgestellt. An unkritischen Stellen des Saugrohres, also nicht in der Nähe der Railbohrung, wurden die Schäden durch Verschraubungslösungen zufriedenstellend behoben. Dabei wurden die Rissebenen etwa senkrecht dazu mit Spezialschrauben verspannt. Damit konnte eine weitere Ausbreitung des Risses vermieden werden.

Im Laufe des Projektes ist aber auch ein irreparabler Schaden entstanden. Ein Riss im

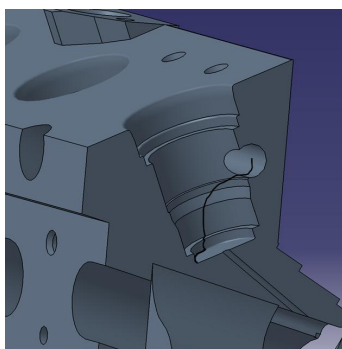


Abbildung 4.45: Riss im Bereich des H₂-Rails (schematisch)

Wasserstoffrail wurde entdeckt (siehe Abbildung 4.45). Bemerkte wurde dieser Schaden, weil ein Teil des kryogenen Wasserstoffs, trotz geschlossenem Injektor in das Ansaugrohr strömte. Dabei kann der Wasserstoff durch den Riss seitlich am geschlossenen Injektor vorbei gelangen. Dieser Schaden ereignete sich zu einem späten Zeitpunkt im Projekt und hatte daher keine wesentlichen Einschränkungen der Projektziele zur Folge. Auch der Einfluss einer Wasserstoff-Versprödung auf das Material und damit auf die Rissbildung ist nicht auszuschließen, wurde aber nicht näher untersucht.

Zusammenfassend ist zu sagen, dass die Sprödigkeit des Materials schon in der Konstruktionsphase berücksichtigt werden muss. Es sollte so gut wie möglich darauf geachtet werden, dass Fräskanten abgerundet und große Bearbeitungsradien ausgeführt werden. Damit kann einer Rissentstehung entgegengewirkt und das Schadensrisiko minimiert werden.

4.7.3 Zylinderdrucksensoren

Verbrennungsanomalien wie z.B. Klopfen, sind für die Zylinderdrucksensorik eine hohe Belastung. Dabei muss speziell auf eine sorgfältig gewählte Einbauposition geachtet werden, sodass eine entsprechende Wärmeabfuhr von den Druckquarzen gewährleistet wird. Zusätzlich soll auch die Position so nahe wie möglich am Brennraum liegen, um unerwünschte Pfeifenschwingungen zu vermeiden. Die Schadensbilder sind vielfältig und reichen von unplausiblen Drucksignalen bis zum völligen Ausfall. Dies gilt für die verwendeten Sensoren von AVL und Kistler. Um die Schadensmechanismen zu untersuchen, wurde von der Firma AVL ein schadhafter Sensor vom Typ GH14DK genauer untersucht. Im Motorbetrieb zeigte dieser Sensor kurzzeitiges Kurzschlussverhalten, was zu Signalsprüngen führt. Deswegen wurde ein Sensor von AVL aufgeschnitten und untersucht. Wie aus Abbildung 4.46a und 4.46b ersichtlich, wurden die Messelemente zu starker Druckbelastung ausgesetzt. Dies erkennt man daran, dass an den Kanten Absplitterungen aufgetreten sind. Diese sind für die Kurzschlüsse des Signals verantwortlich.

Auch eine zu starke Temperaturbelastung des Sensors konnte festgestellt werden. Die

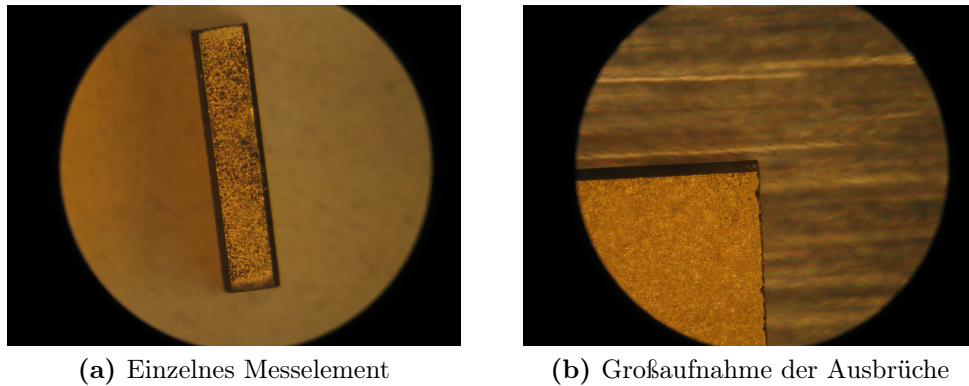


Abbildung 4.46: Ausbrüche an den Messelementen aufgrund erhöhter Druckbelastung

Betrachtung der Distanzfolien zwischen den Messelementen (siehe Abbildung 4.47) gibt Aufschluss darüber. Im Membranbereich haben die Distanzfolien ihre Welligkeit nahezu gänzlich verloren. Auf der gegenüberliegenden, druckabgewandten Seite besteht die Welligkeit noch, weil hier die Temperaturbelastung geringer ist.

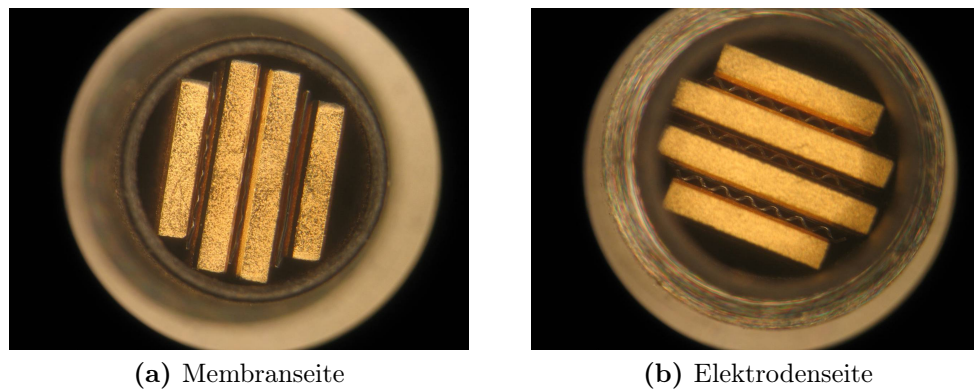


Abbildung 4.47: Verformung des Distanzbleches aufgrund erhöhter Temperaturbelastung

Damit kann schlussendlich die Aussage getroffen werden, dass die Sensoren trotz sorgfältig gewählter Einbaulage, sehr hoher thermomechanischer Beanspruchung ausgesetzt werden. Die geringe Quenching-Distance von Wasserstoff sowie hohe Druckerhöhungs- und Druckspitzen bei klopfender Verbrennung ergeben Belastungen, welche dauerhaft von den gewählten Sensoren nicht standgehalten werden. Es sei darauf hingewiesen, dass der hier verwendete Sensortyp für Klopfuntersuchungen bei Benzinmotoren geeignet ist und für sehr hohe Belastungen, thermischer wie mechanischer Natur, ausgelegt ist.

5 Wirkungsgrad und Verlustanalyse

Im folgenden Kapitel werden Verlustanalysen anhand von repräsentativen Betriebspunkten durchgeführt. Ausgehend vom Wirkungsgrad des vollkommenen Motors η_V werden die einzelnen Verluste schrittweise berechnet. Dazu wurde das Programm Spugazer [31] verwendet. Dieses wurde im Rahmen einer Dissertation speziell für Wasserstoffbrennverfahren entwickelt. Mit der Verlustanalyse wird der Einfluss von verschiedenen Faktoren auf den Wirkungsgrad untersucht und bewertet. Für die Analyse werden die Zylinderdrücke der einzelnen 4 Zylinder gemittelt und es wird unterstellt, dass sich die Massenströme von Luft und Kraftstoff gleichmäßig verteilen. Nur bei sehr großen Zylinderunterschieden wäre eine detailliertere Betrachtung notwendig. In diesem Kapitel werden allerdings nur repräsentative Betriebspunkte verglichen, wo die Zylinderunterschiede gering sind.

5.1 Theoretische Grundlagen

Der Wasserstoffmotor mit äußerer Gemischbildung hat aufgrund der Stoffeigenschaften ein etwas geringeres Wirkungsgradpotenzial des vollkommenen Motors im Vergleich zu Benzin. Dies ist in Abbildung 5.1 ersichtlich, wo der Wirkungsgrad des vollkommenen Motors in Abhängigkeit des C/H-Verhältnisses bei Gemischansaugung dargestellt ist.

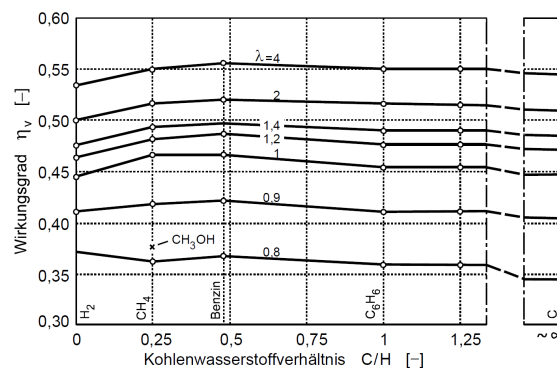


Abbildung 5.1: Einfluss des C/H-Verhältnisses des Kraftstoffes auf den Wirkungsgrad des vollkommenen Motors mit Gleichraumverbrennung, gemischansaugend, $\varepsilon = 10$, $p_U = 1$ bar, $T_U = 293$ K. [27]

Dieser Nachteil im η_V ist auf die höhere Kompressionsarbeit des H_2 -Luft-Gemisches zurückzuführen [27]. Definitionsgemäß wird der η_V auf den Zustand der Frischladung

vor dem Einlassventil bezogen. Während der Saugrohrdruck aus der Messung bekannt ist, kann die Temperatur der Frischladung bei kryogener Gemischbildung nur theoretisch berechnet werden. Zur Bestimmung der idealen Mischtemperatur aus H_2 und Luft dient das Programm „Cryotemp“. Diese Mischtemperatur wird als Referenz zur Bestimmung des η_V herangezogen. Abbildung 5.2 zeigt die Abhängigkeit des η_V von der Gemischtemperatur im Einlass. Je tiefer diese Temperatur ist, desto höher ist der η_V . Hervorgerufen wird diese Eigenschaft aufgrund der sich ändernden Stoffwerte hin zu kühleren Prozesstemperaturen. Dies wirkt sich vorteilhaft für die kryogene Gemischbildung aus.

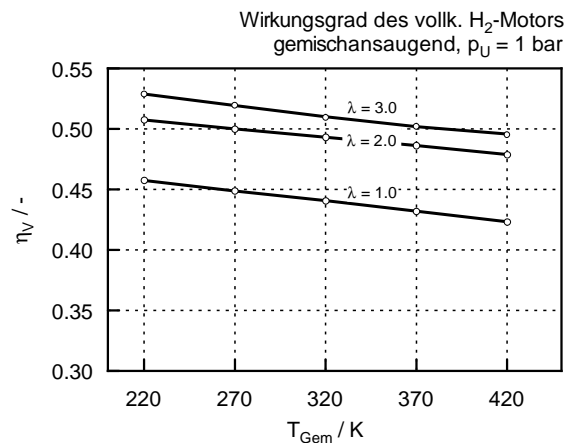


Abbildung 5.2: Einfluss der Gemischtemperatur auf den Wirkungsgrad des vollkommenen H_2 -Motors mit Gleichraumverbrennung, gemischansaugend, $\varepsilon = 10$, $p_U = 1$ bar

Aufgrund der Gemisch-Aufheizung kann die Ladungstemperatur beim Einströmen beträchtlich ansteigen. Dies ist dem Verlust durch reale Ladung ($\Delta\eta_{rL}$) zuzurechnen und bekommt bei kryogener Gemischbildung - aufgrund der Höhe der Aufheizung - eine besondere Bedeutung. In dieser Arbeit wird daher der Verlust immer separat angegeben. Auch der durch die Strategie später Einlass öffnet verursachte Temperaturanstieg nach dem Einströmen (siehe auch Abbildung 4.26), ist im Verlust durch reale Ladung enthalten.

Für die Berechnung der Wandwärmeverluste $\Delta\eta_{WW}$ musste das verwendete Woschni-Modell wegen der Wasserstoffverbrennung um einen Faktor aufgewertet werden. Dies bestätigen auch einigen Publikationen, wie z.B. [15]. Je nach Luftverhältnis, Drehzahl und Last wurden die Korrekturfaktoren zwischen 1.0 und 1.8 variiert. Die Höhe des jeweiligen Korrekturfaktors beruht auf Erfahrungswerten. Eine genaue Betrachtung würde die Messung des Wandwärmestromes erfordern, was aufgrund des hohen Aufwandes nicht durchgeführt wurde.

Der Verlust durch die unvollständige Verbrennung wird mit dem Verlust durch realen Verbrennungsablauf zusammengefasst. Der Grund für diesen Summenverlust $\Delta\eta_{u,rV}$ ist die schwierige Ermittlung der unverbrannten Kraftstoffanteile aus der Verbrennung.

Bei H_2 -Brennverfahren muss davon ausgegangen werden, dass ein Teil des unverbrannten Kraftstoffes im Auspuff reagiert und damit der Anteil der Unverbrannten aus der Verbrennung nicht genau messbar ist [15].

5.2 Einfluss des Verdichtungsverhältnisses

5.2.1 Niedriglast

In Abbildung 5.3 wird ein klassischer Teillastpunkt von $p_e = 2$ bar bei einer Drehzahl von 2000 min^{-1} untersucht. Es handelt sich dabei um eine warme Einblasung.

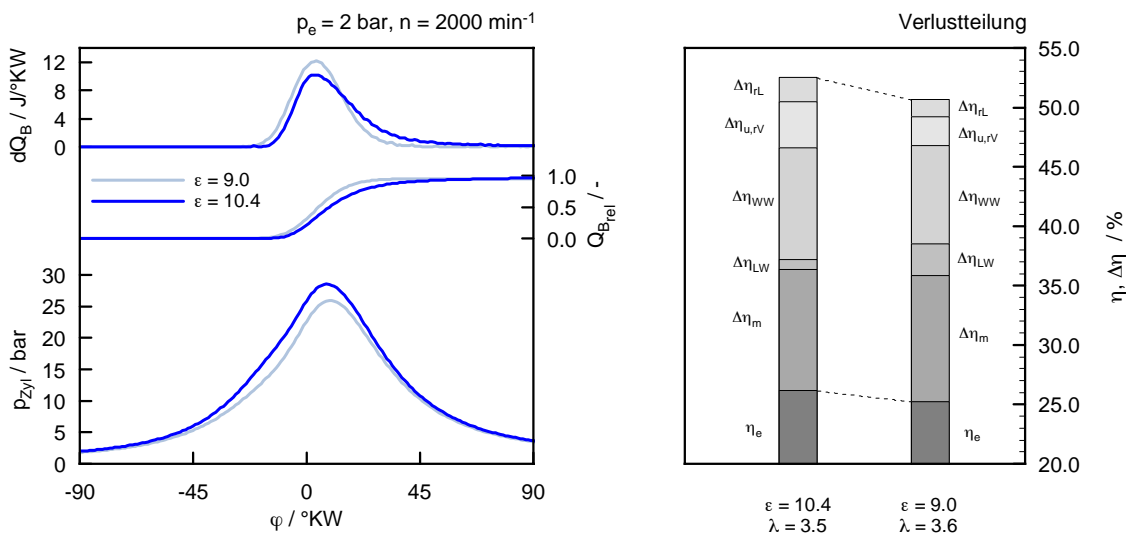


Abbildung 5.3: Verlustanalyse bei $p_e = 2$ bar und 2000 min^{-1} bei warmer Einblasung

Auffallend ist, dass bei $\epsilon = 10.4$ ein höherer Verlust durch realen Verbrennungsablauf entsteht. Eingehende Untersuchungen zeigten, dass der Brennverlauf im Vergleich zu $\epsilon = 9.0$ deutlich verschleppt ist. Diese Verschleppung tritt bei niedriger Verdichtung nicht auf, obwohl die Flammenausbreitungsgeschwindigkeit, aufgrund ähnlicher Luftverhältnisse auf gleichem Niveau liegen sollte. Wird die Brennraumgeometrie - welche wesentlich von der Kolbenform abhängt - betrachtet, ist der durch den Serienkolben zerklüftete Brennraum ersichtlich (siehe Abbildung 5.4a). Vor allem der ringförmige Kolbenaufbau in der Mitte, könnte wie eine Art Flammensperre die gleichmäßige Flammenausbreitung verzögern. Dies würde die verschleppten Brennverläufe, welche bei sehr hohen Luftverhältnissen am ausgeprägtesten sind, erklären. Durch das Abdrehen des Kolbenaufbaus konnte eine homogenere Brennraumform gebildet werden (siehe Abbildung 5.4b). Damit kann die Flamme auch bei sehr mageren Gemischen ungehindert durch den Brennraum gelangen.

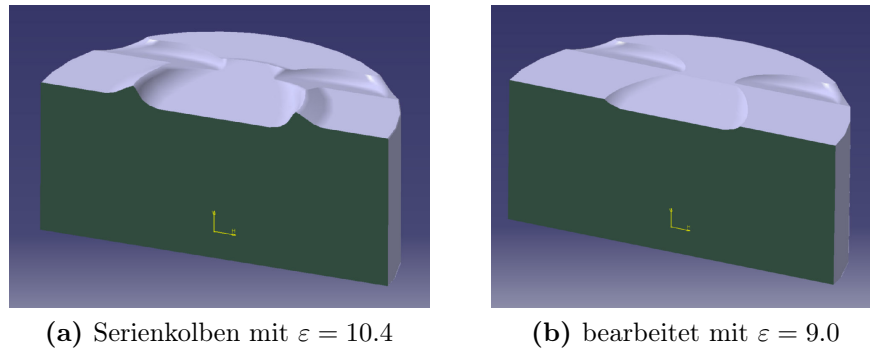


Abbildung 5.4: Kolbenvarianten als CAD-Zeichnung

Durch die verschleppende Verbrennung bei $\varepsilon = 10.4$ wird der Turbolader in seinem Betriebsverhalten verbessert. Dadurch sind die Ladungswechselverluste $\Delta\eta_{LW}$ geringer. Die Wandwärmeverluste liegen tendenziell bei höherem Verdichtungsverhältnis etwas höher. Höheres Druck- und Temperaturniveau im Brennraum und wie oben beschrieben die ungünstige Brennraumform sind dafür verantwortlich. Die mechanischen Verluste $\Delta\eta_m$ liegen auf gleichem Niveau. Potenzial hätte noch eine Brennraumoptimierung zur Verhinderung der verschleppenden Verbrennung. Diese ist tendenziell auch beim Basistriebwerk im Benzinbetrieb zu beobachten (siehe [21] und [32]). Im H_2 -Betrieb ist dieser Effekt bei Luftverhältnissen $\lambda < 2.5$ durch die steigende Verbrennungsgeschwindigkeit nicht mehr spürbar. Im Niedriglastbereich sind schlussendlich Vorteile im Wirkungsgrad mit höherem Verdichtungsverhältnis zu verzeichnen. Des Weiteren ist eine kryogene Einblasung bei sehr hohen Luftverhältnissen praktisch nicht mehr spürbar, da hier nahezu kein Kühleffekt mehr eintritt.

5.2.2 Hochlast

Die hohe Anfälligkeit auf Klopfen bedingt bei höheren Verdichtungsverhältnissen und Lasten eine zunehmende Verschiebung des Zündzeitpunktes in Richtung spät. Mit einem kleineren Verdichtungsverhältnis, welches Verbrennungsanomalien (Klopfen, Glühzündungen) reduziert, können optimalere Zündzeitpunkte eingestellt werden. In Abbildung 5.5 wird ein Betriebspunkt mit $\varepsilon = 10.4$ und $\varepsilon = 9.0$ bei $p_e = 10.2$ bar Mitteldruck bei warmer Einblasung verglichen. Die Steuerzeiten sind identisch, zur Vermeidung von Rückzündungen wurde der Eö auf etwa $30^\circ KW$ n. LWOT gestellt.

Es ist zu sehen, dass der Vorteil des höheren Verdichtungsverhältnisses durch die spätere Verbrennung, bedingt durch die Klopfgrenze, aufgebraucht wird. Bei einem Verdichtungsverhältnis von $\varepsilon = 9.0$ kann hingegen der Zündzeitpunkt wirkungsgradoptimal gelegt werden. Der Wandwärmeverlust ist bei $\varepsilon = 9.0$ geringfügig höher. Dies liegt daran, dass durch die frühere Verbrennungslage der für die Verluste relevante Anteil der Wandwärme um den OT höher ist. Für einen hohen Wirkungsgrad bei gleichzeitiger Vermeidung von Verbrennungsanomalien muss somit ein Kompromiss im Verdichtungs-

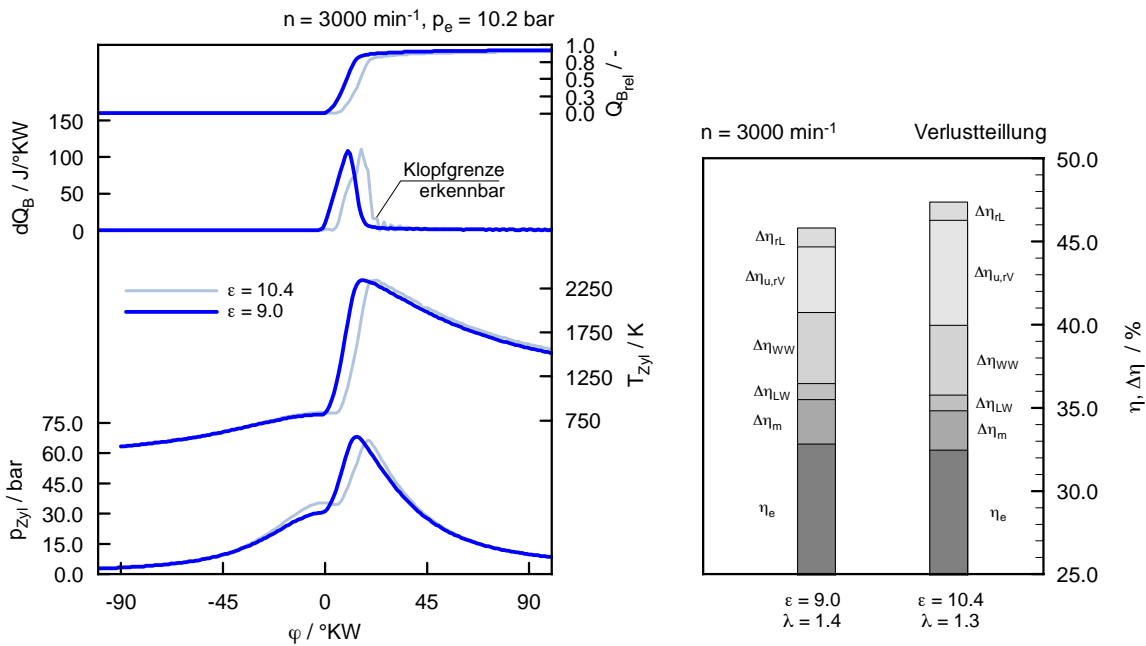


Abbildung 5.5: Verlustanalyse bei $p_e = 10.2 \text{ bar}$ und 3000 min^{-1} unterschiedlicher Verdichtungsverhältnisse und warmer Einblasung

verhältnis gefunden werden. Hohe Verdichtungsverhältnisse führen damit nicht automatisch zum optimalen Wirkungsgrad.

5.3 Einfluss der Wastegate-Stellung

Die Abgasenthalpie ist vor allem bei niedriger Last in Kombination mit niedriger Drehzahl zu gering, um den Abgasturbolader in einen günstigen Betriebsbereich zu bringen. Aus diesem Grund kann sich der Abgasgegendruck nachteilig auf den Ladungswechsel auswirken. Daher wurde der Einfluss der Wastegate-Stellung des Turboladers auf den Ladungswechsel bzw. auf den Wirkungsgrad untersucht.

Aus den Messungen geht hervor, dass sich ein geöffnetes Wastegate bei effektiven Mitteldrücken bis zu 2 bar durchwegs vorteilhaft auf den Wirkungsgrad auswirkt. Dieses Verhalten erklärt sich dadurch, dass die Ladedrücke bei diesen Lasten sehr gering sind, und die durch die Turbine verursachten Abgasgegendrücke den Ladungswechsel erschweren. Durch die geringfügige Aufladung wird das Luftverhältnis erhöht, was den Wirkungsgrad des vollkommenen Motors verbessert. Die höheren Verluste durch reale Verbrennung und durch Ladungswechsel machen diesen Gewinn wieder zu Nichte. Damit ergibt sich bei einem Betriebspunkt von 2 bar effektivem Mitteldruck und einer Drehzahl von 3000 min^{-1} eine Wirkungsgraddifferenz von 1.5 %-Punkten. Abbildung 5.6 zeigt die einzelnen Verluste bei diesem Betriebspunkt mit warmer Einblasung. Das Wa-

stegate wurde einmal geschlossen und einmal geöffnet. Daraus kann abgeleitet werden, dass die maßgeblichen Unterschiede den Verlusten durch Ladungswechsel und durch reale Verbrennung zuzuordnen sind. Der Grund für die höheren Verluste durch den realen Verbrennungsverlauf ist dem höheren Luftverhältnis zuzuschreiben.

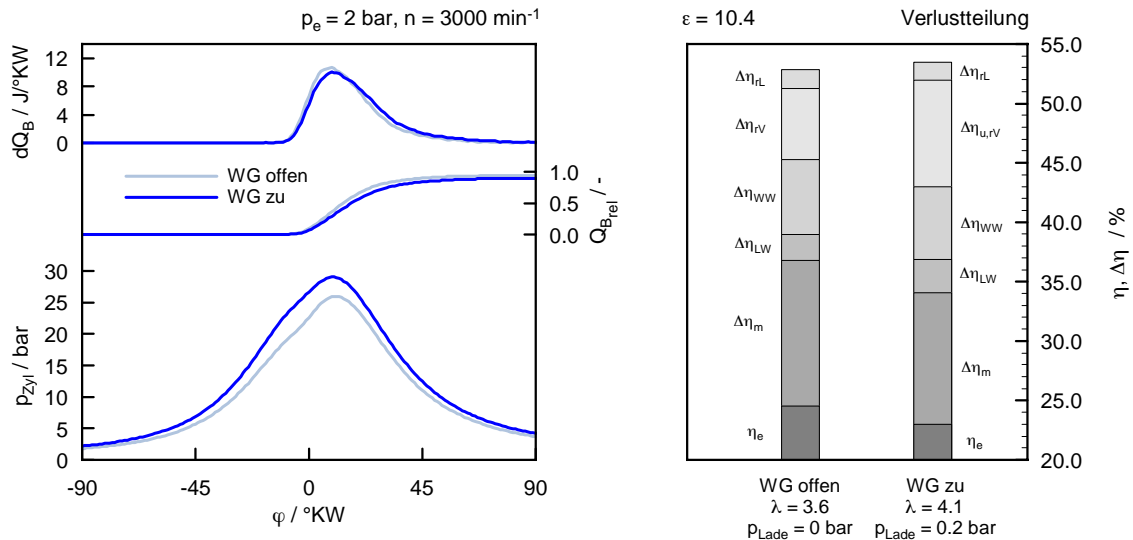


Abbildung 5.6: Verlustanalyse bei $p_e = 2 \text{ bar}$ und 3000 min^{-1} bei warmer Einblasung

Bei höheren Lasten steigen die Abgastemperaturen an, mit entsprechend positiven Auswirkungen auf den Turboladerbetrieb. Bei Mitteldrücken von größer als 4 bar ist eine deutliche Tendenz in Richtung Wirkungsgradvorteil durch Aufladung erkennbar. Diese Tendenz verstärkt sich, je nach Drehzahl, bei noch höheren Lasten.

5.4 Einfluss der Gemischtemperatur

Die kryogene Einblasung hat speziell bei höheren Lastpunkten Vorteile gegenüber der warmen Einblasung. Der Grund liegt im verbesserten Kühleffekt bei kleinen Luftverhältnissen. Bei gleicher Last und Qualitätsregelung, stellt sich im Vergleich zur warmen Gemischbildung ein magererer Betriebspunkt ein. Damit steigt der Wirkungsgrad des vollkommenen Motors an (λ -Vorteil). Gleichzeitig ist auch die Gemischtemperatur niedriger (T_{Gem} -Vorteil). Diese Zusammenhänge werden nachfolgend näher erläutert.

In Abbildung 5.7 wurde ausgehend von kryogener Einblasung das Kraftstoffsystem warmgefahren. Bei konstant indiziertem Mitteldruck von 8 bar kann mit der kryogenen Einblasung ein λ -Vorteil von rund 0.2-Einheiten erreicht werden. Der Verbrennungsschwerpunkt wurde in etwa konstant eingestellt. In diesem Betriebspunkt stellt sich ein Wirkungsgradvorteil von etwa 2.5 %-Punkten für die kryogene Gemischbildung ein. Die Vorteile der kryogenen Einblasung sind im Vergleich zur warmen Einblasung vielfältig.

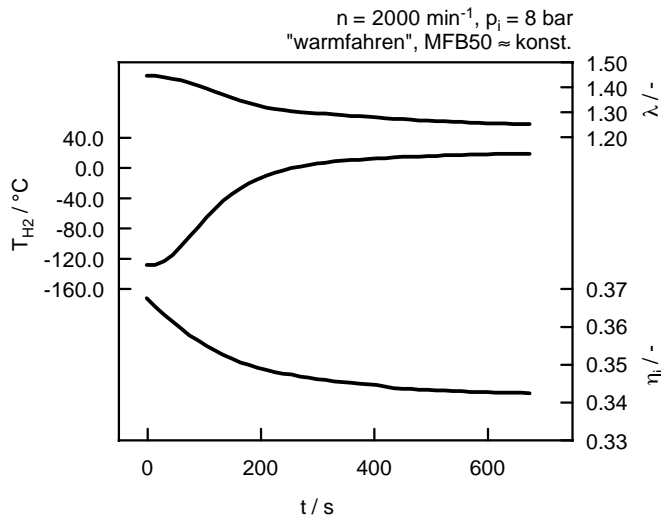


Abbildung 5.7: Indizierter Wirkungsgrad, Kraftstofftemperatur und Luftverhältnis bei $p_i = 8$ bar und 2000 min^{-1} während eines Kraftstoff-Warmlaufes

In der Abbildung 5.8 wird beispielhaft für die positiven Einflüsse auf den gesamten Motorprozess ein Hochlastpunkt bei rund 15 bar effektiven Mitteldruck und $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ gezeigt. Der kryogene Wasserstoff bewirkt eine deutliche Temperatursenkung während des gesamten Verdichtungsaktes. Damit kann das Auftreten von Frühzündungen deutlich minimiert werden. Zudem kann deutlich früher gezündet werden als bei der warmen Einblasung, welche an der Klopfgrenze betrieben wurde. Die Spitzentemperaturen liegen trotz wirkungsgradoptimaler Zündung auf ähnlichem Niveau. Die kryogene Einblasung wirkt stabilisierend auf das gesamte Betriebsverhalten. Speziell Verbrennungsanomalien wurden deutlich weniger beobachtet als bei der warmen Einblasung. Der höhere Ladedruck kompensiert bei warmer Einblasung den Unterschied in der Gemischtemperatur. Mit warmer Einblasung ist der maximale Mitteldruck erreicht, während bei kryogener Einblasung die Last noch weiter gesteigert werden kann. Die Grenze liegt bei dieser Drehzahl bei über 20 bar.

Eine Verlustanalyse gibt weiteren Aufschluss bei diesem Betriebspunkt. Die kryogene Gemischbildung startet mit höherem η_V . Durch die stärkere Gemischaufheizung ist der Verlust durch reale Ladung höher als bei warmer Gemischbildung. Die spätere Zündung durch die Klopfgefahr erhöht den Verlust durch reale Verbrennung. Die Wandwärmeverluste liegen aufgrund der gleichen Spitzentemperaturen auf gleichem Niveau. Der etwas geringere Ladungswechselverlust erklärt sich dadurch, dass das Wastegateventil bei warmer Einblasung geschlossen ist. Bei kryogener Einblasung muss der Ladedruck beschränkt werden. Der über das Wastegate strömende Abgasmassenstrom verschlechtert das Betriebsverhalten des Turboladers. Damit werden die Ladungswechselverluste leicht erhöht. Die mechanischen Verluste sind aufgrund der hohen Last sehr gering. Der effektive Wirkungsgrad kommt bei kryogener Einblasung um rund 1.5 %-Punkte höher

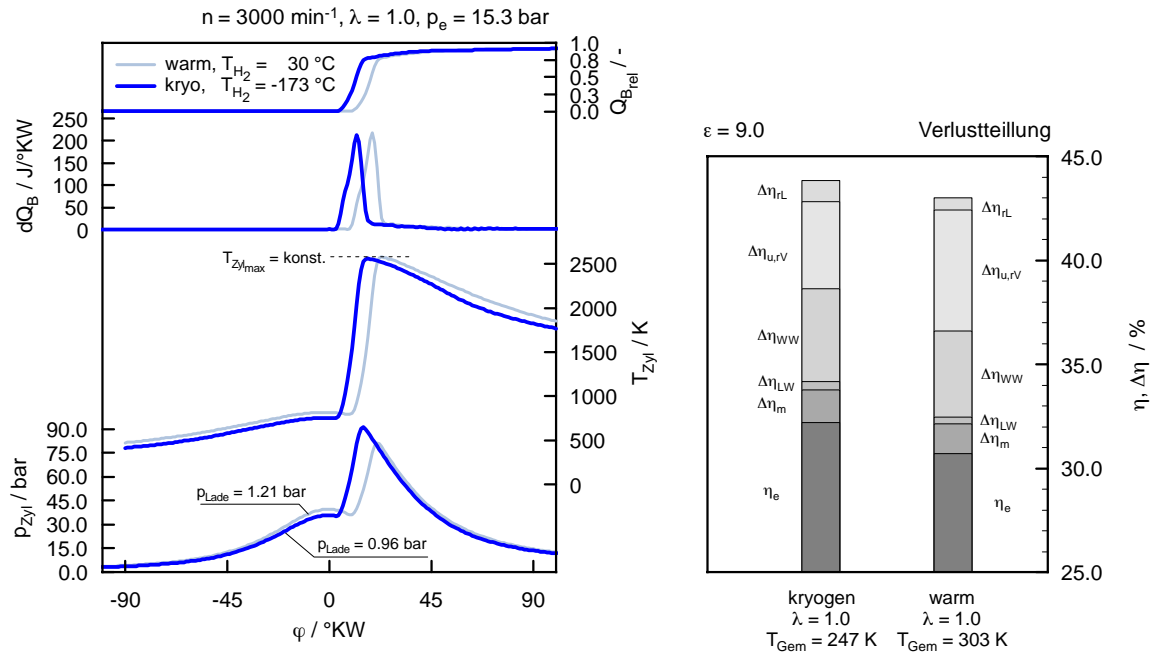


Abbildung 5.8: Warme vs. kryogene Gemischbildung in einem Hochlastpunkt

zu liegen.

Zusammenfassend sind die Mechanismen der Wirkungsgradvorteile der kryogenen Einblasung, gegenüber der warmen Einblasung aufgezählt:

1. Vorteile im Wirkungsgrad des vollkommenen Motors durch niedrigere Gemischtemperatur
2. λ -Vorteil bei qualitätsgeregeltem Motorbetrieb und gleicher Last
3. je höher die Last, desto höher der λ -Vorteil
4. geringere Klopfneigung ermöglicht wirkungsgradoptimalere Zündwinkel und höhere Verdichtungsverhältnisse

5.5 Einfluss der Aufladestrategie

In diesem Abschnitt wird der Einfluss einer mechanische Aufladung auf den Wirkungsgrad untersucht. Durch ein externes Aufladeggregat können im Motorbetrieb beliebige Ladedrücke erzeugt werden. Für die Bestimmung des effektiven Motorwirkungsgrades muss die Kompressorleistung berücksichtigt werden. In Abbildung 5.9 ist eine Variation

des Luftverhältnisses bei konstantem effektiven Mitteldruck, nach Abzug der Kompressorleistung, dargestellt. Für den Leistungsbedarf des Kompressors werden Kennfelddaten eines Eaton M45 [5] zugrunde gelegt.

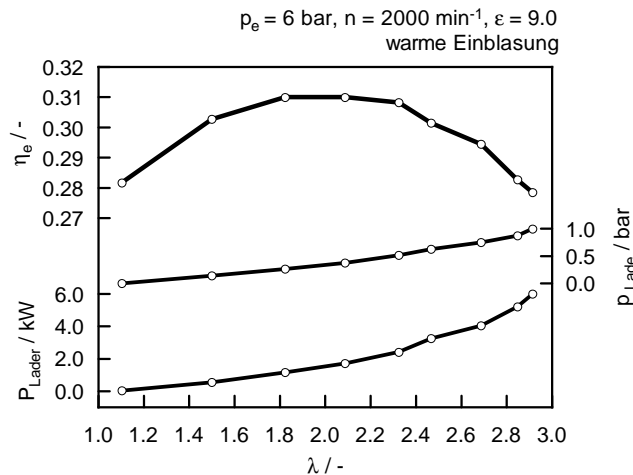


Abbildung 5.9: Effektive Wirkungsgrade mit mechanischer Aufladung über Lambda bei $p_e = 6 \text{ bar}$ und 2000 min^{-1} unter Zugrundelegung eines Eaton M45 Kompressors

Wie daraus ersichtlich ist, wird das Maximum bei diesem Betriebspunkt mit leichten Aufladegraden und Luftverhältnissen um $\lambda = 2$ erreicht.

In Abbildung 5.10 sind die einzelnen Verluste über dem Luftverhältnis aufgetragen. Mit steigendem Luftverhältnis steigt auch der Wirkungsgrad des vollkommenen Motors an. Der Verlust durch realen Verbrennungsablauf wird wegen der abnehmenden Brenngeschwindigkeit mit steigendem Lambda größer. Der Wandwärmeverlust nimmt tendenziell ab, weil eine magere Verbrennung geringere Spitzentemperaturen verursacht. Die Verluste durch den Ladungswechsel sind tendenziell sehr niedrig. Bei hohen Aufladegraden kann durch die mechanische Aufladung ein Gewinn erzielt werden (Rückgewinn von einem Teil der Laderleistung). Wegen der Rückzündungsneigung wurde die Strategie Eö spät angewandt. Dadurch kann erst bei höheren Aufladegraden der Ladungswechselverlust kompensiert werden. Die mechanischen Verluste steigen mit zunehmendem Aufladegrad an, weil die Antriebsleistung des Kompressors den mechanischen Verlusten zugerechnet wird. Schlussendlich bleibt ein effektiver Wirkungsgradverlauf mit einem Maximum um etwa $\lambda = 2$ übrig. Hier ist das Verhältnis von Steigerung des Wirkungsgrades durch die Abmagerung zu aufgebrachtener Kompressorleistung am günstigsten. Ein nahezu konstanter effektiver Wirkungsgrad ist zwischen $\lambda = 1.8$ und $\lambda = 2.2$ erkennbar. Innerhalb dieses Bereiches kommt es zu einer Verschiebung der einzelnen Verluste.

Der Bestpunkt bei mechanischer Aufladung (ML) wird nun mit der Abgasturboaufladung (ATL) verglichen (siehe Abbildung 5.11). Der Aufladegrad bei Abgasturboaufladung ergibt sich aus dem maximal möglichen Ladedruck mit dem verbauten Turbolader.

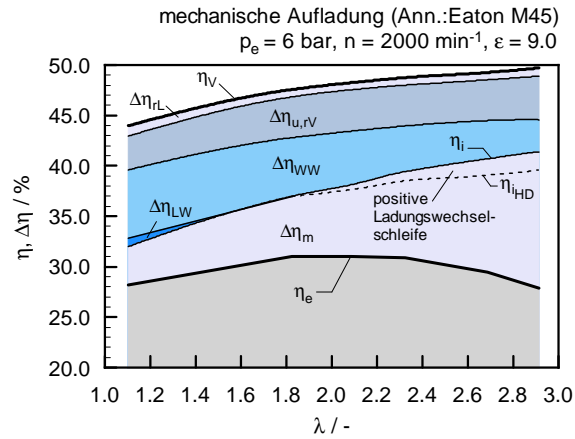


Abbildung 5.10: Verlustanalyse über dem Luftverhältnis, $p_e = 6 \text{ bar}$ und 2000 min^{-1} , Eö = 32°KW n. LWOT

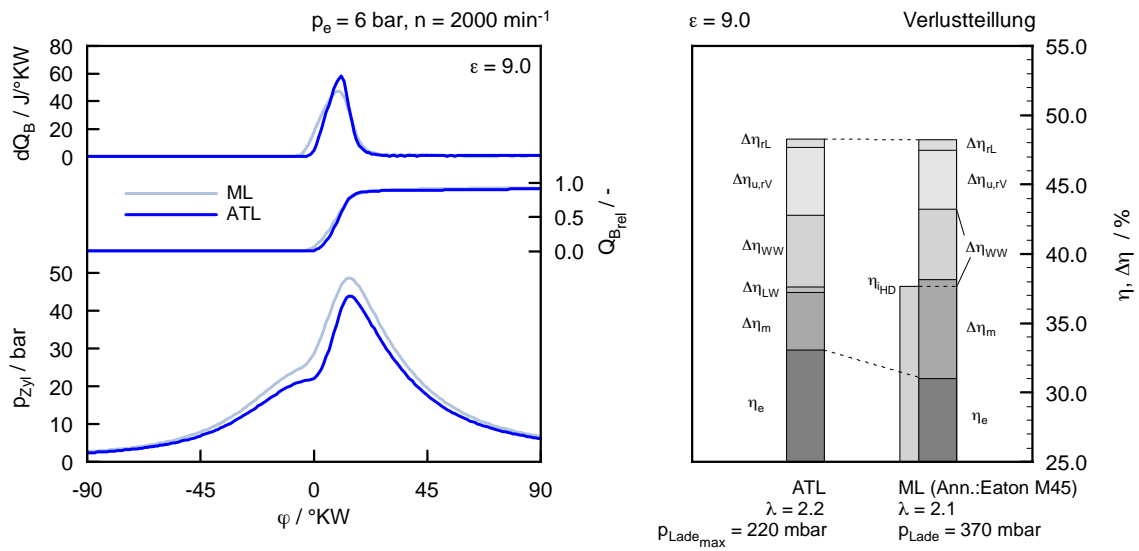


Abbildung 5.11: Bestpunkte von mechanischer Aufladung und Abgasturboaufladung bei $p_e = 6 \text{ bar}$ und 2000 min^{-1} sowie warmer Einblasung

Der wesentliche Unterschied ist der mechanische Verlust, welcher bei Kompressoraufladung größer ist. Dieser Umstand ergibt einen deutlichen Wirkungsgradvorteil bei der Abgasturboaufladung für diesen Teillastpunkt und kann mit rund 2%-Punkten beziffert werden.

5.6 Vergleich mit Benzin

Die Abbildung 5.12 vergleicht den Wirkungsgrad des Benzin-DI Brennverfahrens mit kryogener Gemischbildung bei 3000 min^{-1} .

Im H_2 -Betrieb werden zwei verschiedene Laststeuerverfahren angewendet (siehe Abschnitt 6). Im qualitätsgeregelten Betrieb wird die Last über dem Kraftstoffpfad, bei maximal möglicher Luftmasse, eingestellt. Damit ergeben sich im betrachteten Lastbereich Luftverhältnisse von $\lambda = 1.0$ bis 3.6. Im quantitätsgeregelten Betrieb wird ein konstantes λ von 1.0 eingestellt. Dafür muss der Luftpfad über die Ladedruckregelung nachgeführt werden. Wie auch ersichtlich ist, kann mit dem H_2 -Brennverfahren bei dieser Drehzahl der gleiche Lastbereich, wie mit Benzin abgedeckt werden. Dies wird durch die Strategie später Eö ermöglicht.

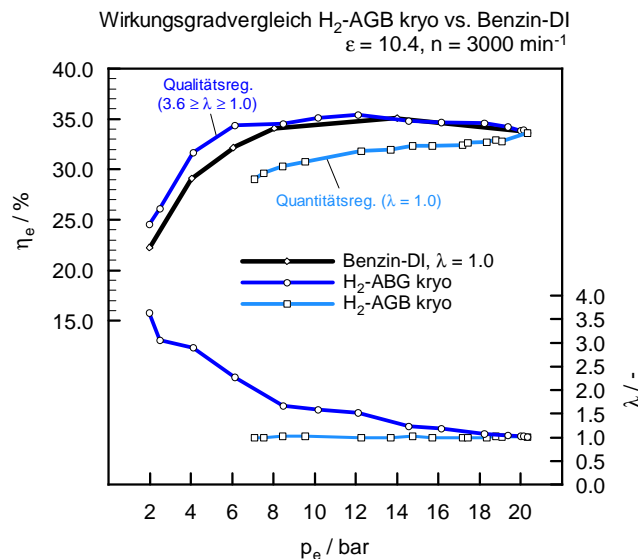


Abbildung 5.12: Lastschnitt von Benzin-DI und H_2 -AGB kryo bei $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

Die Vorteile des H_2 -Betriebes mit Qualitätsregelung sind gegenüber Benzin vor allem in der Teillast bis etwa $p_e = 8 \text{ bar}$ erkennbar. Hier kann durch den ausgedehnten Magerbetrieb ein deutlicher Wirkungsgradgewinn erreicht werden. Bei höheren Lasten nähern sich die Wirkungsgrade allmählich an.

Im $\lambda=1$ -Betrieb zeigen sich deutliche Nachteile bei H_2 im Vergleich zu Benzin. Um dies zu veranschaulichen, wurde beispielhaft in Abbildung 5.13 eine Verlustteilung bei-

der Brennverfahren bei $\varepsilon = 10.4$ durchgeführt. Die Einblasetemperatur des H_2 beträgt $-162^\circ C$. Die kryogene Gemischbildung kann den kraftstoffspezifischen H_2 -Nachteil im η_V durch die niedrigeren Gemischtemperatur kompensieren. Somit besitzen beide Brennverfahren in etwa das gleiche Potenzial von 46 %. Durch die hohe Gemisch-Aufheizung ergibt sich bei der kryogenen Gemischbildung ein höherer Verlust durch reale Ladung. Aufgrund der Klopfempfindlichkeit liegt der Verbrennungsschwerpunkt später als bei Benzin, was den höheren Verlust durch die reale Verbrennung verursacht. Der Wandwärmeverlust fällt mit H_2 ebenfalls höher aus. Der Ladungswechselverlust ist bei beiden Brennverfahren sehr niedrig, bei H_2 liegt er jedoch wegen der angewandten Strategie des späten Eö minimal höher. Der Vorteil bei den mechanischen Verlusten im H_2 -Betrieb erklärt sich durch die fehlende Benzin-Hochdruckpumpe.

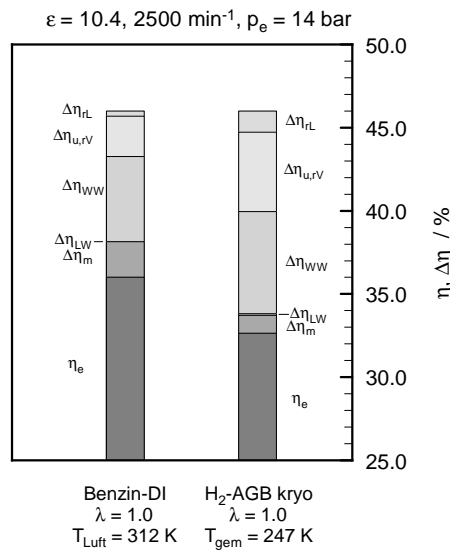


Abbildung 5.13: Wirkungsgradbestpunkte von Benzin-DI und H₂-AGB kryo bei $n = 2500 \text{ min}^{-1}$ und $p_e = 14 \text{ bar}$, jeweils mit $\lambda = 1.0$ und Quantitätsregelung

5.7 Vergleich mit Methan

Die Messungen mit Methan (CH_4) wurden mit $\varepsilon = 9.0$ durchgeführt. Der H_2 -Motor kann ohne Umbaumaßnahmen mit CH_4 betrieben werden. Der Grund liegt darin, dass Werkstoffe die für H_2 geeignet sind, auch für CH_4 verwendet werden können [6]. Darüber hinaus ist der sogenannte Wobbeindex von beiden Gase ähnlich [6]. Dieser charakterisiert den Energiedurchsatz eines Gases durch einen Querschnitt, und erleichtert in diesem Fall die Kraftstoff-Zudosierung.

Die Abbildung 5.14 zeigt die effektiven Wirkungsgrade zwischen H₂-AGB und CH₄-AGB in einem höheren Lastbereich, bei etwa 14 bar Mitteldruck. Hier kann die hohe

Klopffestigkeit von CH_4 vorteilhaft umgesetzt werden (MFB50 liegt im Mittel bei rund 9°KW n. ZOT). Zusätzlich lassen sich die Steuerzeiten verbrauchsoptimal einstellen und damit sind die Drosselverluste reduziert. Im H_2 -Betrieb muss die Strategie Eö spät angewendet werden (Rückzündungen). Ein CH_4 -Betrieb in der Nähe der Magergrenze mit $\lambda = 1.53$ ergibt Vorteile im Wirkungsgrad. Im H_2 -Betrieb mit warmer Gemischbildung liegt klopffbedingt der MFB50 sehr spät (bei etwa 16°KW n. ZOT). Mit kryogener Gemischbildung kann durch den Kühleffekt der MFB50 wieder in die Nähe des Optimums bei 10°KW n. ZOT gelegt werden. Der positive Einfluss der Abmagerung ist auch bei H_2 ersichtlich, allerdings kann durch den beschränkten Ladedruck ein maximales λ von 1.34 erreicht werden.

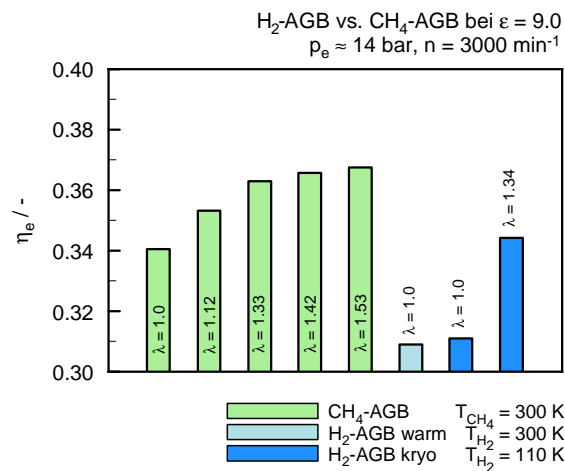


Abbildung 5.14: Vergleich der effektiven Wirkungsgrade von H_2 -AGB (warm und kryo) und CH_4 -AGB bei $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ und p_e von ca. 14 bar mit $\varepsilon = 9.0$

Das Potenzial von CH_4 im Klopffverhalten ist mit $\varepsilon = 9.0$ bei weitem nicht ausgereizt. Im H_2 -Betrieb muss jedoch im Verdichtungsverhältnis ein guter Kompromiss zwischen dem Vollast- und Teillastverhalten gefunden werden.

6 Steuergerätefunktionsentwicklung

In diesem Abschnitt wird auf die Entwicklung von fahrzeugtauglichen Steuergerätefunktionen für den Betrieb mit kryogener Gemischbildung eingegangen. Dafür wurde das Serienmotorsteuergerät durch ein seriennahes Entwicklungs-Motorsteuergerät namens PROtroniC ersetzt.

6.1 Grundfunktionalitäten

Die PROtroniC besitzt gewisse Grundfunktionalitäten zur Steuerung von Verbrennungsmotoren. Durch den modularen Aufbau der Software ist es möglich, neue Funktionen schnell und einfach zu testen und zu entwickeln. Vorab wurden folgende Anpassungen bzw. Erweiterungen durchgeführt:

- Festlegung der benötigten Aktorik und Sensorik
- Zuordnung der Ein- und Ausgänge
- Kabelbaummodifikationen
- Schnittstellenüberprüfung
- Einbindung zusätzlicher Endstufen für die Injektoransteuerung
- Einbindung separater Zündendstufen
- Einbindung der Indiziereingänge von allen Zylindern

In weiterer Folge wurden auch motorspezifische Grundfunktionen umgesetzt. Mit diesen Funktionen wird sichergestellt, dass alle vorhandenen Motorparameter frei verstellbar werden können und damit die Basis für die Brennverfahrensentwicklung vorhanden ist. Folgende Funktionalitäten wurden umgesetzt:

- Einbindung der Ansteuerung der Phasensteller (VANOS)
- Einbindung der Einlassventilhubverstellung (VVT)
- Spitzendrucküberwachung
- Ladedruck- und Lambdaregelung

Für die Verstellung der Steuerzeiten wurde die Funktion der VANOS in die PROtroniC übertragen. Die Funktionalität der VVT wurde mithilfe eines separaten VVT-Steuergerätes umgesetzt. Es wurde auch eine Spitzendrucküberwachung integriert. Dabei verarbeitet die PROtroniC-Motorsteuerung die Zylinderdrucksignale der Prüfstandsindizierung und kann im Falle einer definierten Druckschwelle erforderliche Maßnahmen setzen. Diese Motorschutzfunktion gewährleistet - durch die zyklusgetreue Reaktionszeit - eine Minimierung des Schadensrisikos von Motor und Sensorik. Eine Ladedruck- und Lambdaregelung war in der Grundfunktionalität der PROtroniC vorhanden und musste an die neuen Anforderungen angepasst werden.

Die Grundfunktionalitäten sind die Basis für die Umsetzung neuer Funktionen.

6.2 Qualitätsregelung

In den nachfolgenden Abschnitten wird auf die Funktionen eingegangen, welche basierend auf einen qualitätsgeregelten Motorbetrieb entwickelt wurden:

- Mitteldruckbasierte Funktionsstruktur
- Zylindergleichstellung durch eine Closed-Loop-Regelung
- Lageregelung des Verbrennungsschwerpunktes

Diese innovative Ansätze werden nachfolgend näher erklärt.

6.2.1 Drehmomentbasierte Funktionsstruktur

Erste Überlegungen für ein Laststerverfahren führten zu einer drehmomentbasierten Funktionsstruktur. In Abbildung 6.1 sind die Modellpfade einer solchen Struktur schematisch dargestellt. Ausgehend vom Fahrer wird ein Lastwunsch vorgegeben und auf ein indiziertes Motormoment geschlossen. Die Reibung des Motors sowie sämtliche Anforderungen der Nebenaggregate müssen berücksichtigt werden. Damit kann die erforderliche Einblasemenge über den Wirkungsgrad errechnet werden. Üblicherweise ermittelt ein Momentenkoordinator die verschiedenen Anforderungen der Nebenaggregate und addiert diese zum Lastwunsch des Fahrers.

Für die Umsetzung dieser Funktion ist die Einblasedauer über die berechnete Kraftstoffmasse zu bestimmen. Trotz zusätzlich verbauter Sensorik für Druck- und Temperaturmessung im Kraftstoffrail ist eine reproduzierbare Einblasedauerbestimmung im Kryobetrieb nicht möglich. Dies ist auf die schon erwähnten Vereisungseffekte zurückzuführen. Aus diesem Grund musste für das Laststerverfahren ein neuer Weg gefunden werden.

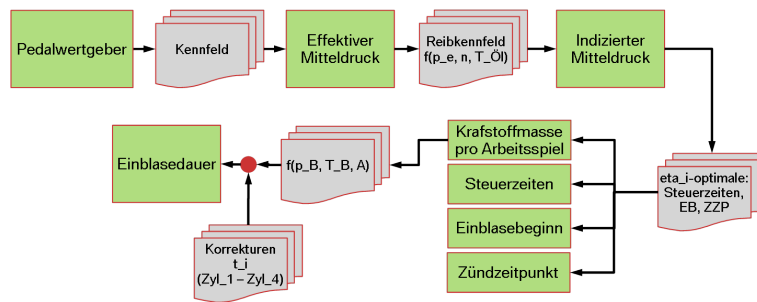


Abbildung 6.1: Drehmomentbasiertes Funktionsmodell

6.2.2 Mitteldruckbasierte Funktionsstruktur

Die PROtroniC-Motorsteuerung (im weiteren Folge ECU genannt) besitzt Indiziereingänge, die im ersten Schritt nur für Überwachungs- bzw. Motorschutzfunktionen eingesetzt wurden (z.B. Spitzendrucküberwachung). Für die weitere Verarbeitung der Drucksignale ist in der ECU ein separater Prozessor zuständig, der abgeleitete Indiziergrößen wie Mitteldruck oder Verbrennungsschwerpunkt berechnet. Dieses Tool stand für die weiteren Funktionen seitens der ECU zur Verfügung. Dafür wurden die Zylinderdrucksignale der Prüfstandsindizierung abgegriffen und in die ECU geführt. Die berechneten Indiziergrößen aus der ECU wurden mit jenen aus der exakten Prüfstandsindizierung verglichen. Die Abweichungen belaufen sich auf unter 2%.

Closed-Loop-Regelung

Die zuverlässige Onboard-Bestimmung des indizierten Mitteldrucks ergibt neue Möglichkeiten für die Funktionen der Kraftstoffzumessung. Es wurde eine Funktionsstruktur entwickelt, welche einen Closed-Loop-Regelkreis ergibt. Dabei wird der berechnete indizierte Mitteldruck von der ECU mit dem Sollwert aus dem Fahrerwunsch verglichen. Die Ausregelung der Soll-Istwert-Differenz wird von der ECU durchgeführt.

In Abbildung 6.2 ist ein Prinzipschaubild der umgesetzten p_i -Regelung dargestellt. Die Einblasedauer wird aus einem bedatetem Grundkennfeld entnommen und mit der korrigierten Einblasedauer des Reglers verrechnet. Dieser Regelkreis wird für jeden Zylinder separat eingesetzt, damit gelingt zusätzlich eine Zylindergleichstellung. Das hier dargestellte Verfahren kann den qualitätsgeregelten Magerbetrieb abdecken. Die Lastanforderung wird nur über den Kraftstoffpfad umgesetzt, während über weite Bereiche des Kennfeldes, die maximale Luftmenge eingestellt wird.

Funktionserprobung

Die ersten Funktionstests wurden bei stationären Betriebspunkten mit kryogener Einblasung durchgeführt. In Abbildung 6.3 sind die Ergebnisse dazu dargestellt. Die Zylinderunterschiede sind im kryogenen Betrieb ohne Regelung sehr stark. Dies kann unter

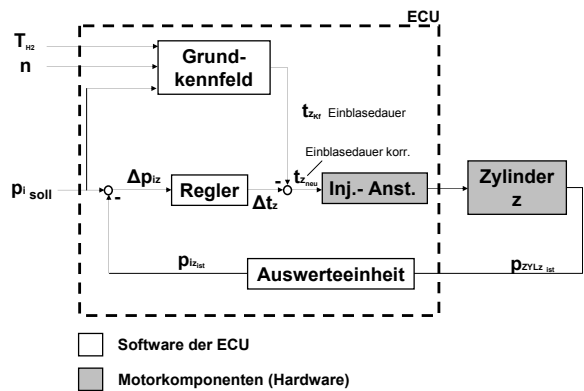


Abbildung 6.2: Funktionsweise der p_i -Regelung

anderem auch die Betriebsstabilität negativ beeinflussen, weil der Zündzeitpunkt nicht optimal für jeden Zylinder zu liegen kommt. Wird nämlich das für einen stabilen Motorbetrieb vorhandene Zündfenster eines Zylinders verlassen, kann es zu Verbrennungsanomalien wie Klopfen oder Rückzündungen kommen. Es sei hier angemerkt, dass die Zylinderunterschiede je nach Betriebspunkt variieren. Wo welcher Einzelzylinder zu liegen kommt, ist abhängig von den bereits erklärten Vereisungseffekten und unterliegt damit stochastischen Phänomenen.

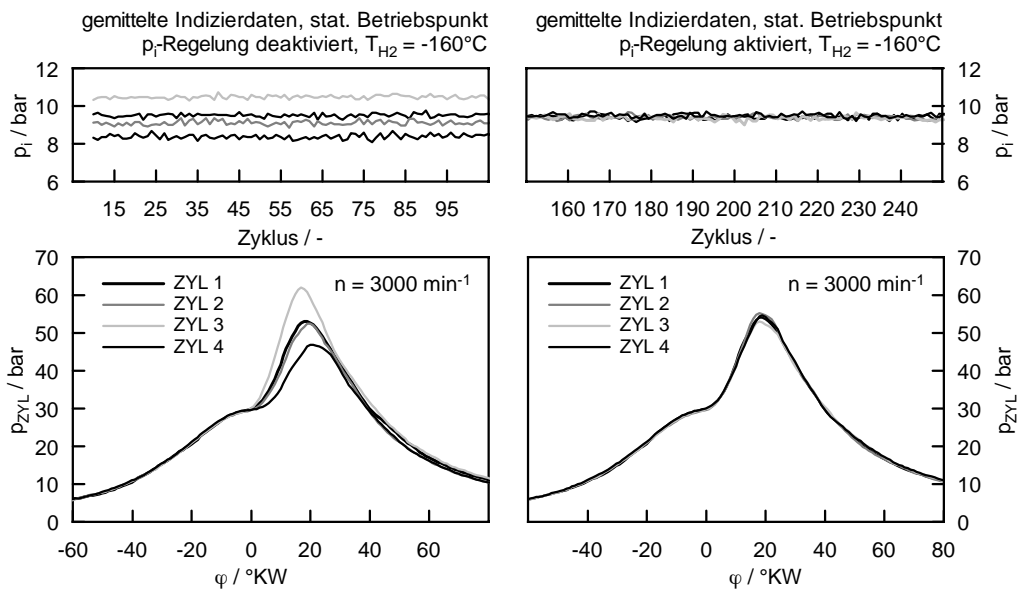


Abbildung 6.3: p_i -Regelung im stationären Motorbetrieb

Zusätzlich ergeben sich Wirkungsgradeinbußen, weil der ZZZP nicht optimal für jeden Zylinder zu liegen kommt. Auch die Spitzendruckunterschiede bei ausgeschalteter Rege-

lung sind beträchtlich. Will man das Volllastpotenzial jedes Zylinders ausreizen, muss zwingend eine Gleichstellung erfolgen.

Die Zylindergleichstellung kann unter anderem auch den NO_x -minimierten Magerbetrieb in Richtung höherer Lasten erweitern. Liegt nämlich die Spitztemperatur der Einzelzylinder auf ähnlichem Niveau, kann auch die Grenze zur NO_x -Bildung jeweils ausgereizt werden. Ist dies nicht der Fall, so kommt dem Zylinder mit der höchsten Last eine vermehrte Stickoxidbildung zu und der nutzbare Magerbereich des Motors wird geringer.

Weiters kann die p_i -Regelung bei einem Injektortausch den Applikationsaufwand verringern. Dies liegt daran, dass geringe Unterschiede im Durchflussverhalten einzelner Injektoren ebenfalls ausgeregelt werden können. Der Tausch der Prototypen-Injektoren ist während des Projektes mehrmals erfolgt.

Bei eingeschalteter p_i -Regelung werden die Zylinderunterschiede komplett ausgeglichen und alle damit einhergehenden Vorteile (stabiles Zündfenster, gleiche Spitzendrücke, Wirkungsgrad, NO_x -Emissionen) genutzt.

Betriebspunktwechsel

Die Tauglichkeit der Funktion musste anschließend noch im dynamischen Motorbetrieb nachgewiesen werden. Dabei wurde das Reglerverhalten so weit optimiert, dass Betriebspunktwechsel zufriedenstellend dargestellt werden konnten. In Abbildung 6.4 sind zwei verschiedene Lastrampen mit und ohne eingeschalteter Regelung zu sehen. Bei abgeschalteter Regelung wurden zu Beginn der Messung die Zylinderunterschiede manuell ausgeglichen und anschließend eine definierte Lastrampe vorgegeben. Es ist deutlich zu sehen, dass sich die verschiedenen Zylinder mit zunehmender Last voneinander entfernen. Rechts im Bild ist eine ähnliche Lastrampe mit eingeschalteter p_i -Regelung dargestellt. Die Unterschiede können durch die Regelung vollständig ausgeglichen werden. Damit wurde die Funktionserprobung auch bei Betriebspunktwechseln erfolgreich umgesetzt.

Es zeigte sich auch, dass die p_i -Regelung ebenfalls für sehr dynamische Betriebspunktwechsel - wo zusätzlich zur Last auch Drehzahl, Wasserstoffeinblasetemperatur und andere Motorparameter (Steuerzeiten, etc.) verändert werden - geeignet ist. Es bedarf aber eines gewissen Parametrierungsaufwandes, bis der Regler alle Betriebsbereiche optimal abdeckt.

Kaltfahrphase

Die Kaltfahrphase stellt für dieses Laststeuerungsverfahren keine Schwierigkeiten dar, weil der zeitlich bezogene Gradient der vorliegenden Kraftstofftemperatur - im Vergleich zur Regelgeschwindigkeit - gering ist. Damit kann auch die Kaltfahrphase mit diesem Laststeuerkonzept vollständig abgedeckt werden.

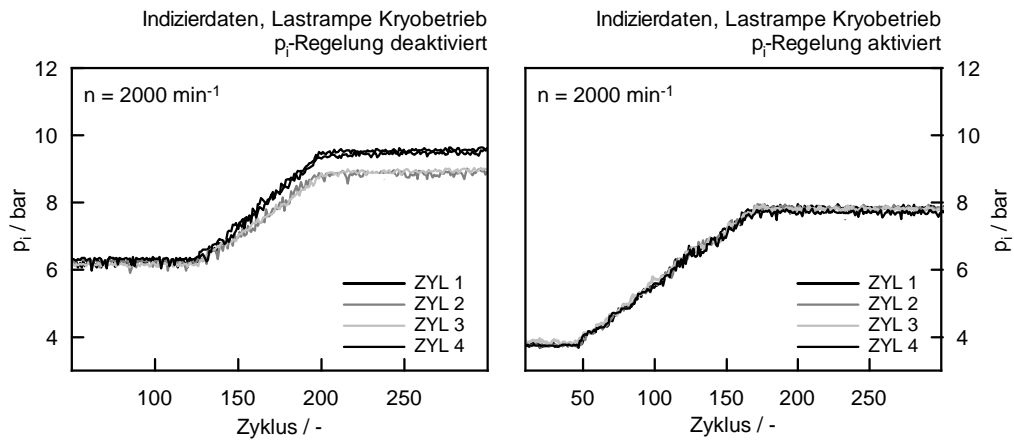


Abbildung 6.4: p_i -Regelung im dynamischen Motorbetrieb

Verbrennungsschwerpunktregelung

Ein weiterer Vorteil der zylinderdruckbasierten Funktionsstruktur ist die Kenntnis über den 50%-Umsatzpunkt der Verbrennung (MFB50). Damit ist es möglich, direkt den Verbrennungsschwerpunkt zu applizieren. Dies spart zunehmend Applikationsaufwand, weil die Lage des 50%-Umsatzpunktes - unabhängig von anderen Motorparametern (Kühlmitteltemperatur, etc.) - von einem Regler eingestellt wird.

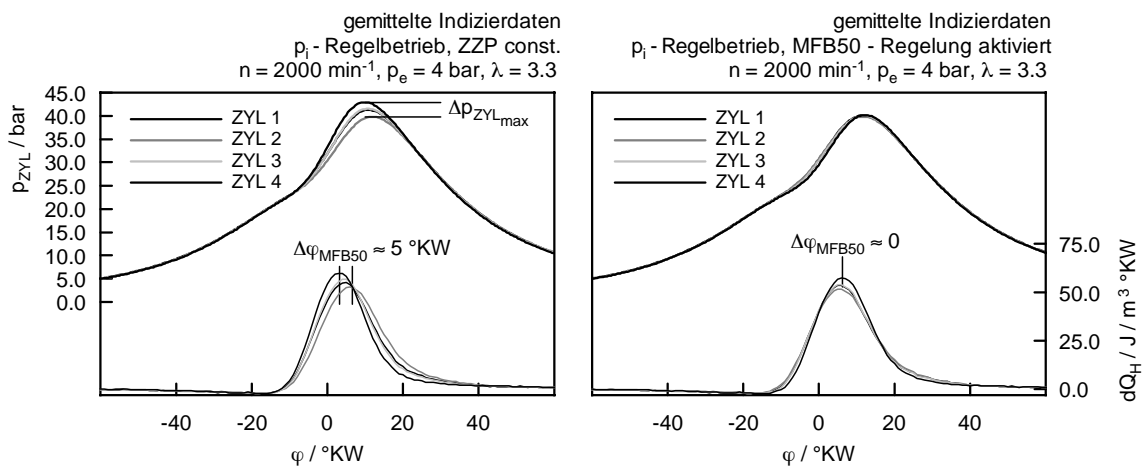


Abbildung 6.5: Regelung des 50%-Umsatzpunktes

In Abbildung 6.5 ist ein Betriebspunkt, mit und ohne MFB50-Regelung dargestellt. Es ist erkennbar, dass trotz aktiver p_i -Regelung die Lage des MFB50, bei gleichem ZYP, zylinderunterschiedlich ist. Dies ist vor allem bei niedrigen Lastpunkten mit hohen Luftverhältnissen bemerkbar. Die Unterschiede kommen aus den Füllungsunterschieden der

einzelnen Zylinder. Damit steht jedem Zylinder ein unterschiedliches Luftverhältnis zur Verfügung. Daraus resultieren verschiedene Verbrennungsdauern und Schwerpunktlagen.

Diese Funktionalität kann mit einer zylinderindividuellen Klopfregelung kombiniert werden. Damit werden die Klopfgrenzen der einzelnen Zylinder ausgereizt, sodass der effektive Wirkungsgrad gesteigert werden kann. Dies ist beispielhaft in Abbildung 6.6 zu sehen.

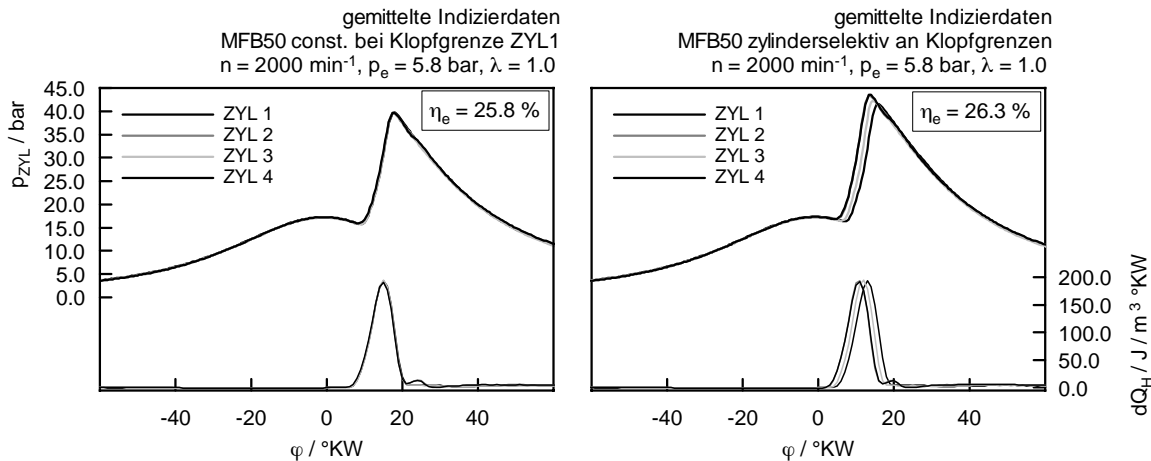


Abbildung 6.6: Regelung des 50%-Umsatzpunktes zylinderindividuell

Wie aus Abbildung 6.7 zu sehen, können die zyklischen Verbrennungsschwankungen nicht verbessert werden. Dabei wurde mit den oben vorgestellten Regelstrategien ein Magerlauf im Saugbetrieb des Motors (Wastegate geöffnet) mit WOT (wide open throttle) gemessen. Dabei wurde der Variationskoeffizient des indizierten Mitteldrucks COV_{p_i} aufgezeichnet. Zur besseren Übersichtlichkeit wird der mittlere COV_{p_i} der Zylinder verwendet.

Durch die Verbrennungsschwankungen kommt es in weiterer Folge zu Schwankungen des MFB50. Diese können auch mit einer MFB50-Regelung nicht beseitigt werden, weil erst nach der Verbrennung der MFB50 berechnet werden kann. Es wurde zwischen den einzelnen Regelstrategien kein wesentlicher Unterschied im COV_{p_i} erkannt. Zum Vergleich ist auch das Resultat im COV_{p_i} mit dem Kraftstoff CH_4 eingezeichnet.

Das eben vorgestellte Laststeuerverfahren deckt den qualitätsgeregelten Magerbetrieb des Vollmotors vollständig ab. Dabei wird die Last über die Einblasemenge vorgegeben und die Zylinderunterschiede im Mitteldruck und in der Verbrennungsschwerpunktlage stationär als auch im dynamischen Betrieb ausgeglichen. Zusammenfassend kann gesagt werden, dass die entwickelten Funktionen ihr Potenzial hinsichtlich der Anwendung am Vollmotor mit kryogener Einblasung aufgezeigt haben. Für eine Anwendung im Fahrzeug wäre eine standfeste sowie kostenoptimierte Zylinderdrucksensorik notwendig. Erste Einsätze von dieser Sensorik in Fahrzeugen von verschiedenen OEM's [14] lassen für die Zukunft auch die preisgünstige Verfügbarkeit von solchen Messsystemen erwarten.

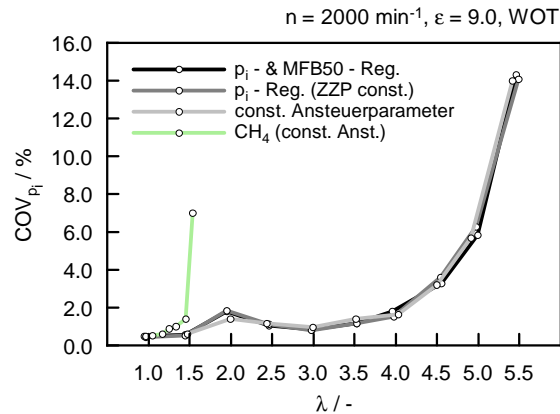


Abbildung 6.7: Variationskoeffizient des indizierten Mitteldrucks (COV_{p_i}) über dem Luftverhältnis

6.3 Quantitätsregelung

Zur Umsetzung des Emissionskonzeptes und für die Darstellung der Vollast ist eine $\lambda=1$ -Regelung notwendig. Der momentenneutrale Umschaltvorgang zwischen dem Magerbetrieb und dem $\lambda=1$ -Betrieb wurde nicht behandelt, da dies schon Stand der Technik darstellt. Weil das Konvertierungsfenster für den 3-Wege-Katalysator sehr klein ist, muss die Einblasemenge zur Erreichung des gewünschten Luftverhältnisses in einem Regelkreis nachgeführt werden. Für den einwandfreien Betrieb ist eine Lambdasonde mit integrierter Lambdasondenheizung notwendig. Der Einsatz einer Breitbandlambdasonde LSU4.9 ermöglicht die genaue Kenntnis der Abweichung von $\lambda = 1.0$. Damit kann die Regelung eine Gemischabweichung schneller und besser ausgleichen, als wenn eine Sprungsonde verwendet wird (nur fett oder mager erkennbar). Darauf aufbauend wurde ein Lambda-regler implementiert, welcher die Feinausregelung der Einblasedauer zur Erreichung von $\lambda = 1.0$ übernimmt. Für eine funktionierende $\lambda=1$ -Regelung ist die Kenntnis der einströmenden Luftmasse in den Zylinder in allen Betriebszuständen entscheidend. Damit kann die benötigte Einblasemenge korrigiert werden, bevor der Regler aufgrund der Totzeiten eine Abweichung erkennt.

6.3.1 Saugrohrfüllungsmodell

Da sich viele Größen messtechnisch schwer erfassen lassen, sind bei modernen Motorsteuerungen Berechnungsmodelle integriert. Dabei wird versucht, physikalische Zusammenhänge zu erfassen und als Berechnungsmodell in die Motorsteuerung zu implementieren. Für die $\lambda=1$ -Regelung im Wasserstoffbetrieb wurde nun ein Modell entwickelt, um die einströmende Luftmenge in den Zylinder in allen Betriebszuständen zu berechnen. Im dynamischen Motorbetrieb ist die Luftmasse des Heißfilm-Luftmassenmessers

(HFM) nicht mit der in den Zylinder einströmenden Luftmasse ident. Das relativ große Volumen zwischen Messstelle (kurz nach Luftfilter) und Zylinder führt zu Füllungs- bzw. Verdrängungseffekten, welche berücksichtigt werden müssen. Als Messgeräte am Motor stehen neben dem HFM, der kombinierte Saugrohrdruck und -temperatursensor, sowie die Lambdasonde zur Verfügung. In Abbildung 6.8 ist das entwickelte Saugrohrfüllungsmodell dargestellt. Dabei wurde ein konventionelles Saugrohrfüllungsmodell [7] an die Anforderungen des Wasserstoffmotors angepasst.

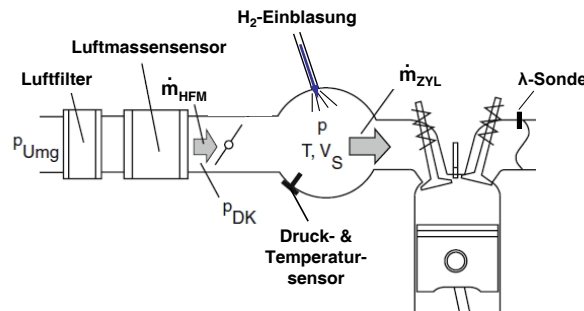


Abbildung 6.8: Erweitertes Saugrohrfüllungsmodell

Die Volumenverdrängung durch den ins Saugrohr eingeblasenen gasförmigen Wasserstoff, muss anders als bei konventionellen Saugrohrfüllungsmodellen, berücksichtigt werden. Als physikalisches Modell wird zur Berücksichtigung dieses Effektes ideales Gasgemisch angenommen. Damit kann der Verdrängungseffekt durch das vorherrschende Luftverhältnis ausgedrückt werden. Die Bestimmung des Partialdruckes der reinen Luft $p_{i_{Luft}}$ im Saugrohr ist durch die Messung des Saugrohrdruckes gegeben mit:

$$\frac{p_{i_{Luft}}}{p_{Saugrohr}} = 1 - \frac{1}{\lambda \cdot L_{St} + 1} \quad (6.1)$$

Die Massenkorrektur der gemessenen Luftmasse am HFM ist in Gleichung 6.2 dargestellt. Der Korrekturterm ist im instationären Betriebsfall ausschlaggebend. Dies liegt daran, dass das Volumen des gesamten Luftpfades, zwischen Luftmassensensor und Zylinder, beim Turbomotor sehr groß ist.

$$\dot{m}_{ZYL} = \dot{m}_{HFM} - \frac{\dot{p}_{i_{Luft}} \cdot V_{Saugrohr}}{R_{Luft} \cdot T_{Saugrohr}} \quad (6.2)$$

Eine relevante Größe zur Bestimmung der einströmenden Zylinderluftmasse im dynamischen Betrieb, ist die zeitliche Änderung des Luftpartialdruckes im Saugrohr. Diese Größe ergibt sich, wenn die Gleichung 6.1 zeitlich abgeleitet wird, mit:

$$\dot{p}_{i_{Luft}} = \dot{p}_{Saugrohr} \cdot \left(1 - \frac{1}{\lambda \cdot L_{St} + 1}\right) - \dot{\lambda} \cdot \frac{p_{Saugrohr} \cdot L_{St}}{(\lambda \cdot L_{St} + 1)^2} \quad (6.3)$$

Dabei kann die Änderung des Luftpartialdruckes, durch die gemessenen Größen λ und Saugrohrdruck, sowie die dazugehörigen zeitlichen Ableitungen ausgedrückt werden. Damit stehen alle Größen zur Verfügung und die Massenkorrektur kann berechnet werden. Das Luftverhältnis kann jedoch nur über die Lambdasonde ermittelt werden, welches aufgrund der Totzeiten einen Zyklus später in der ECU vorliegt. Damit stellt diese Funktion eine näherungsweise Berechnung dar.

Der Lambdaregler bewirkt, dass nur geringe Abweichungen vom Luftverhältnis $\lambda = 1.0$ vorliegen und die zeitlichen Änderungen davon klein gehalten werden. Damit kann der gesamte Term mit $\dot{\lambda}$ vernachlässigt und ein vereinfachter Zusammenhang gefunden werden, welcher wie folgt lautet:

$$\dot{p}_{i_{\text{Luft}}} = \dot{p}_{\text{Saugrohr}} \cdot \left(1 - \frac{1}{1 \cdot L_{\text{st}} + 1}\right) \quad (6.4)$$

Mit diesen Überlegungen ist es gelungen, die Basis für eine Lambdaregelstrategie zu schaffen.

7 Zusammenfassung und Ausblick

7.1 Zusammenfassung

Zusammenfassend ist zu sagen, dass die Herausforderungen an die kryogene Gemischbildung neben der Brennverfahrensentwicklung auch auf Seiten der Konstruktion und Auslegung gegeben sind. Zusätzlich ist es für den Fahrzeugbetrieb notwendig, geeignete Steuererätaefunktionen zu entwickeln, um den spezifischen Anforderungen der kryogenen Gemischbildung zu genügen.

Die Konzeptauswahl der konstruktiven Gestaltung der Kryo-Gemischbildungseinheit fiel auf eine hängende Injektorposition. Damit ist die Montagefreundlichkeit gewährleistet. Diese Bauweise bewährte sich auch im Hinblick auf das Packaging, sodass eine leichte Fahrzeugintegration möglich sein sollte. Ein hochisolierendes Material zur Isolation stellt die Grundanforderung dar, damit der tiefkalte Kraftstoff den Injektoren zur Verfügung steht. Dies bestätigte der Werkstoff-Vergleich von Terasint und Aluminium. Ein gewisses Isolierpotenzial besteht noch im Bereich der Injektoren selbst, weil diese eine Wärmebrücke zur Umgebung bilden. Bei Verwendung des sehr spröden Werkstoffes Terasint ist die konstruktive Vermeidung von scharfen Kanten anzustreben. Damit kann das Risiko der Rissbildung aufgrund der verringerten Kerbspannungen reduziert werden. Die Gestaltung der Düseneinsätze ähnlich dem HyICE-Projekt zeigte am Vollmotor deutliche Vereisungserscheinungen, welche durch die Feuchte in der Ansaugluft ausgelöst werden. Es wurden weiterführende konstruktive Maßnahmen zur Verbesserung aufgezeigt, wie z.B. Rückschlagventile, um ein Eindringen von Feuchte in den Injektorschadraum zu verhindern. Im Hinblick auf den Fahrzeugbetrieb sollte sichergestellt werden, dass im gesamten Betriebsbereich des Motors eine konstant tiefe Kraftstofftemperatur vorliegt.

Der für die experimentellen Untersuchungen eingesetzte Kraftstoffkühler besitzt prinzipbedingt eine durchflussabhängige Kühlwirkung. Damit konnten speziell bei niedrigen Lastpunkten und Drehzahlen keine tiefen Kraftstofftemperaturen bereitgestellt werden. Durch die Verwendung von flüssigem Stickstoff als Kühlmedium ($T_{\text{Siede}} = -192\text{ °C}$) konnte das volle Kältepotenzial von Wasserstoff ($T_{\text{Siede}} = -252\text{ °C}$) am Prüfstand nicht dargestellt werden. Für den Fahrzeugeinsatz wäre eine konstant tiefe Einblasetemperatur im gesamten Kennfeld vorteilhaft.

Bei kryogener Gemischbildung kann beim Einströmen eine hohe Gemisch-Aufheizung stattfinden und somit den Liefergrad beeinflussen. Es konnte gezeigt werden, dass bei hohen Motordrehzahlen durch die verringerte Aufenthaltszeit des Gemisches im Ansaugtrakt, die Aufheizung weniger dominant ist als bei niedrigen Drehzahlen. Geringe

Restgasgehalte führen ebenfalls zu einer Minimierung der Aufheizung und sind auch im Hinblick auf Verbrennungsanomalien relevant. Zur Erreichung bestmöglicher Zylinderfüllung ist zusätzlich das richtige Einblasetiming wichtig. Mithilfe der saugsynchronen Einblasung kann die Aufheizung weiter minimiert werden.

Die mechanische Aufladung wurde aus Gründen des Wirkungsgrades und der Umsetzbarkeit nicht weiterverfolgt. Die Abgasturboaufladung kann unter den Randbedingungen einer kryogenen Einblasung mit $\lambda = 1.0$ die Anforderungen erfüllen, was auch die experimentellen Untersuchungen bestätigten. Die hohe Anfälligkeit auf Rückzündungen bei $\lambda = 1.0$ führte zur Entwicklung von innovativen Steuerzeitenstrategien. Ein Entgegenwirken durch Gemischabmagerung (Gemischheizwert sinkt) ist nicht zielführend. Die Vorteile des $\lambda=1$ -Betriebs gegenüber dem Magerbetrieb liegen bei der Turboaufladung in der höheren Abgastemperatur, geringeren Aufladegraden und der bestmöglichen Umsetzung des Kühleffektes durch den tiefkalten Kraftstoff. Nur bei stöchiometrischem Gemisch wird dieser Kühleffekt bestmöglich ausgenutzt. Zusätzlich sind auch die Stoffwerte bei $\lambda = 1.0$ sowie das Massenstromverhältnis \dot{m}_T/\dot{m}_V für eine Aufladung mittels Turbolader günstiger. Es muss noch erwähnt werden, dass für die Simulation die vom Hersteller verwendeten Turbolader-Kennfelder für die Anwendung am H_2 -Motor entsprechend korrigiert werden müssen. Dies liegt an der geänderten Abgaszusammensetzung von H_2 -Motoren im Vergleich zu Benzin bzw. Diesel und damit zu einer Beeinflussung des Strömungsverhalten der Turbine.

Das im Projekt definierte Leistungsziel von 100 kW konnte im Kryobetrieb erreicht bzw. übertroffen werden. Die Brennverfahrensentwicklung zur Erreichung höchster Lasten bei gleichzeitiger Vermeidung von Verbrennungsanomalien führte zu innovativen Steuerzeitenstrategien wie dem späten Einlass öffnet. Die Drehmomentcharakteristik wurde speziell bei kryogener Einblasung mittels kombinierter Strategien und Maßnahmen (Scavenging-Betrieb, Rohrdüse, reduziertes Verdichtungsverhältnis) deutlich verbessert. Es wäre ein weiteres Potenzial hinsichtlich der Volllast bei Ausnutzung des theoretischen Grenzpotenzials von siedendem Wasserstoff möglich. Das würde bedeuten, dass die Temperatur des zugeführten Kraftstoffes der Siedetemperatur entspricht ($T_{\text{Siede}} = -252^\circ\text{C}$).

Die warme Gemischbildung zeigte deutliche Volllast-Einbußen im gesamten Drehzahlbereich. Die angewandte Strategie Eö spät stößt dabei an ihre Grenzen, weil bei Verwendung der Valvetronic unerwünschte Nebeneffekte ausgelöst werden (Drosselwirkung durch verringerten Ventilhub, ungenutzte Nachladeeffekte, etc.). Auch die dabei verursachte Temperaturerhöhung des Gemisches nach dem Einströmen ist zu beachten, was zu einer höheren Klopfempfindlichkeit führt. Diese Effekte sind vor allem bei warmer Gemischbildung dominant. Es könnte noch Potenzial durch Verwendung von optimierten Nockenwellenprofilen bestehen. Der Einfluss des Verdichtungsverhältnisses auf die Strategie später Eö wurde ebenfalls dargestellt.

Für eine hohe Leistungsdichte und gleichzeitig geringe Emissionen wurde ein eigenständiges Emissionskonzept umgesetzt. Es vereint die Wirkungsgradvorteile des Magerbetriebs mit den Leistungsvorteilen des $\lambda=1$ -Konzepts. Ein serienmäßiger 3-Wege-

Katalysator konvertiert dabei die NO_x -Rohemissionen nahezu vollständig. Eine durchgeführte Fahrzeugsimulation mittels PHEM zeigte das Potenzial hinsichtlich der Einhaltung der SULEV-Abgasnorm sowohl mit warmer als auch kryogener Gemischbildung. Damit ist gleichzeitig auch die Kaltfahrphase abgedeckt, die bezüglich Kraftstofftemperatur zwischen den beiden Betriebsarten liegt. Es zeigte sich ein leichter Verbrauchsvorteil von 2% im Zyklus bei kryogener Einblasung. Dies ist aufgrund des erweiterten Magerbetriebs, welcher Wirkungsgradvorteile mit sich bringt, zurückzuführen.

Die kryogene Gemischbildung hat im Vergleich zur warmen Gemischbildung Vorteile im Wirkungsgrad des vollkommenen Motors. Dies konnte durch den Einfluss der Gemischtemperatur gezeigt werden. Zusätzlich kann im realen Motorbetrieb durch die höhere Gemischdichte ein λ -Vorteil bei gleicher Last erzielt werden. Eine geringere Klopfneigung durch Temperatursenkung ermöglicht weiters wirkungsgradoptimalere Zündwinkel. Im Zuge der Optimierung des Verdichtungsverhältnisses wurde erkannt, dass ein hohes Verdichtungsverhältnis bei hoher Anfälligkeit auf Verbrennungsanomalien nicht immer automatisch einen hohen Wirkungsgrad mit sich bringt. Es wurde ein Kompromiss zwischen dem Teillast- und Vollastgebiet bei kryogener Einblasung mit $\varepsilon = 9.0$ gefunden und umgesetzt. Der Vergleich mit Benzin und Methan zeigte, dass die Vorteile des H_2 -Betriebs im Wirkungsgrad nur im Teillastgebiet vorliegen. Bei höheren Lasten müssen durch die höhere Neigung zu Verbrennungsanomalien Kompromisse im Ladungswechsel und in der Verbrennungsschwerpunktlage eingegangen werden. Durch die steigenden Wandwärmeverluste im H_2 -Betrieb sinkt der Wirkungsgrad weiter.

Die spezifischen Eigenheiten des Kryobetriebs erforderten innovative Lösungsansätze für die Umsetzung von Steuergerätefunktionen. Die Zylinderunterschiede - hervorgerufen durch Vereisungseffekte sowie ungleicher Dichteverteilung im Rail - bedingen die Umsetzung einer Gleichstellung. Mithilfe einer mitteldruckbasierten Lastregelung konnten die Anforderungen abgedeckt werden. Voraussetzung dafür ist die Onboard-Messung des Zylinderdrucks und daraus die zuverlässige Bestimmung des Mitteldrucks. Jeder Zylinder erhält einen individuellen Regelkreis, automatisch erfolgt damit auch eine Zylindergleichstellung. Die Vorteile der Zylindergleichstellung sind die Ausreizung mechanischer Grenzen des Motors an der Vollast und die Erweiterung des nutzbaren Magerbetriebs durch ähnliches Temperaturniveau pro Zylinder. Weiters kommt der Zündzeitpunkt im stabilen Betriebsbereich zu liegen und bringt Wirkungsgradvorteile. Die umgesetzte MFB50-Regelung führt zu einer Erhöhung von Betriebsstabilität (Rückzündungen, Klopfen) und Wirkungsgrad. Die p_i -Regelung als Lastregelverfahren hat sich im stationären und dynamischen Betrieb bewährt. Damit konnte auch die hochkomplexe Kaltfahrphase abgedeckt werden. Es sei hier angemerkt, dass der zunehmende Einsatz der Zylinderdruck-Messtechnik in Fahrzeugen von verschiedenen OEM's eine Kostenreduktion in Zukunft erwarten lässt. Konstruktive Maßnahmen im Bereich der Kryo-Gemischbildungseinheit könnten eventuell zur gänzlichen Vermeidung von Vereisungseffekten führen. Damit wäre Potenzial zur Anwendung von konventionellen Laststeuerverfahren vorhanden und der Einsatz einer derzeit noch sehr teuren Onboard-Indizierung nicht nötig. Die unterschiedliche Dichteverteilung an den Injektoren müsste aber dennoch berücksichtigt

werden, speziell in der Kaltfahrphase. Mithilfe der neu entwickelten Lambdaregelstrategie können die Anforderungen des Wasserstoffmotors abgedeckt werden. Das Saugrohrfüllungsmodell deckt dabei den dynamischen Motorbetrieb unter Berücksichtigung des Verdrängungseffektes des eingebrachten Wasserstoffs ab.

7.2 Ausblick

Die Ergebnisse dieser Arbeit zeigten, dass durch die kryogene Gemischbildung die hohen Anforderungen hinsichtlich Volllast, Emissionen und Verbrauch für einen PKW-Antrieb dargestellt werden können. Auf Seiten der Speicherung des Wasserstoffs im Fahrzeug gehen heutige Entwicklungen den nächsten Schritt von reinen Kryosystemen in Richtung Kryodrucksysteme. Damit steht einerseits das Potenzial der kryogenen Gemischbildung zur Verfügung und andererseits können kundenrelevante Fahrzeugreichweiten sowie zusätzlich die Abdampfverluste auf ein Minimum reduziert werden. Ob sich der hohe Aufwand dieser Technologie durchsetzt, kann vom heutigen Standpunkt aus nicht gesagt werden. Steigende Öl- bzw. Gaspreise werden aber in Zukunft die Bedeutung von alternativen Antriebskonzepten erhöhen.

Literaturverzeichnis

- [1] AVL boost.: „*Version 5.1.1, User Guide*“, Juli 2008
- [2] Burcat, A., Ruscic, B.: „*Third Millennium Ideal Gas and Condensed Phase Thermochemical Database for Combustion with Updates from Active Thermochemical Tables*“, ANL-05/20, TAE 960, 2005
- [3] BMW Group PressClub: „*Der BMW Hydrogen 7*“, BMW Medieninformation 11/2006, <http://www.press.bmwgroup.com>, Stand: Mai 2009
- [4] Brunner, T.: „*Perspektiven kryogener H₂-Speicher im Antriebs- und Fahrzeugverbund*“, Forum für Zukunftsenergien, <http://www.zukunftsenergien.de>, Berlin, 05.07.2007
- [5] Eaton Superchargers: <http://www.eaton.com/Eaton/index.htm>, Stand: Februar 2012
- [6] Eichlseder, H., Klell, M.: „*Wasserstoff in der Fahrzeugtechnik. Erzeugung, Speicherung, Anwendung*“, Vieweg+Teubner, 1. Auflage, 2008
- [7] Eichlseder, H., Klütting, M., Piock, W.: „*Grundlagen und Technologien des Ottomotors*“, Springer-Verlag Wien New York, 2008
- [8] Eichlseder, H et al.: „*Zukünftige Otto-DI-Brennverfahren - Thermodynamische Potenziale und Grenzen im Vergleich zu Dieselmotoren*“, MTZ-Konferenz Motor, Neckarsulm, 2007
- [9] Eichlseder, H., Klell, M., Schaffer, K., Leitner, D., Sartory, M.: „*Synergiepotenzial eines Fahrzeugs mit variablem Erdgas/Wasserstoff-Mischbetrieb / Potential of synergies in a vehicle for variable mixtures of CNG and hydrogen*“, 3. Tagung Gasfahrzeuge, 17. - 18. Oktober 2008, Berlin
- [10] Eichlseder, H., Klell, M., Schaffer, K., Leitner, D., Sartory, M.: „*Potential of Synergies in a Vehicle for Variable Mixtures of CNG and Hydrogen*“, SAE-Paper, 2009-01-1420, 2009
- [11] Enke, W.: „*Projektdokumentation E68*“, Interner Bericht von BMW, 2007

- [12] Enomoto, K., Furuhashi, S., Nishiguchi, T.: *„Ignitability of Hydrogen-Air Mixture by Hot Surfaces and Hot Gases in Hydrogen-Fueled Engine“*, Tokio City University, 1981
- [13] EU-Projekt No. 506604 *„HyICE – Optimisation of a Hydrogen Powered Internal Combustion Engine“*, <http://www.hydrogen-engine.org>, Stand: Mai 2009
- [14] Graglia, R., Catanese, A., Parisi, F., Barbero, S.: *„Die neue Dieselmotorsteuerung von General Motors“*, MTZ 02/2011, 72. Jahrgang
- [15] Grabner, P.: *„Potentiale eines Wasserstoffmotors mit innerer Gemischbildung hinsichtlich Wirkungsgrad, Emissionen und Leistung“*, Dissertation, Technische Universität Graz, 2009
- [16] Hiereth, H., Prenninger, P.: *„Aufladung der Verbrennungskraftmaschine“*, Springer-Verlag Wien New York, 2003
- [17] Heindl, R., Eichlseder, H., Spuller, C., Gerbig, F., Heller, K.: *„New and Innovative Combustion Systems for the H₂-ICE: Compression Ignition and Combined Processes“*, SAE-Paper 2009-01-1421, 2009
- [18] Heller, K., Ellgas, S.: *„Optimisation of a Hydrogen Internal Combustion Engine with Cryogenic Mixture Formation“*, 1st International Symposium on Hydrogen Internal Combustion Engines, VKM-THD Mitteilungen, Heft 88, Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, Technische Universität Graz, 2006, S. 49 – 58
- [19] Hepp, Ch.: *„Modifizierung und Applikation eines Ottomotors mit Abgasturboaufladung für den bivalenten Wasserstoff/Benzin Betrieb“*, Diplomarbeit, Technische Universität Graz, 2009
- [20] Hepp, Ch., Leitner, D., Eichlseder, H.: *„Bivalenter Fahrzeugprototyp für Wasserstoff und Benzin als Übergangstechnologie zur Wasserstoffwirtschaft“*, 5. Tagung Gasfahrzeuge, 30. September - 01. Oktober 2010, Berlin
- [21] Kirsten, M.: *„Aufbau und Verifikation eines 1D-CFD Ladungswechselmodells für einen direkteinspritzenden Ottomotor“*, Diplomarbeit, Technische Universität Graz, 2011
- [22] Lechner, B et al.: *„Der neue Mini-Motor mit Twin-Power-Turbo“*, MTZ, 07-08/2010, 71. Jahrgang
- [23] Leitner, D.: *„Umrüstung eines Erdgasottomotors auf Wasserstoffbetrieb“*, Diplomarbeit, Technische Universität Graz, 2008

-
- [24] Leitner, D., Eichlseder, H., Skalla, Ch.: „*Concepts, Potentials and Challenges for SI-Engines with Hydrogen and Hydrogen-enriched Gases*“, SAE Symposium: "Facing the Challenge of Future CO₂ Targets: Impact on European Passenger Car Technologies", Turin, 19. Juni, 2009
- [25] Leonhartsberger, L.: „*Brennverfahrensentwicklung an einem Turbomotor mit kryogener Wasserstoff-Saugrohreinblasung*“, Diplomarbeit, Technische Universität Graz, 2010
- [26] National Institute of Standards and Technology: „*NIST Standard Reference Database 12, Version 5.2*“, <http://www.nist.gov/srd/nist23.htm>, Stand: Mai 2009
- [27] Pischinger, R., Klell, M., Sams, T.: „*Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*“, Springer-Verlag Wien New York, 2. Auflage, 2002
- [28] REFPROP Reference Fluid Thermodynamic and Transportation Properties.: „*Database 23, Version 8.0*“,
- [29] Skalla, Ch.: „*Gemischbildung und Verbrennung von Wasserstoff/Methan-Gemischen in Pkw-Anwendungen*“, Dissertation, Technische Universität Graz, 2011
- [30] Skalla, Ch., Haslacher, R., Leitner, D., Eichlseder, H.: „*Fahrzeugkonzepte für Wasserstoff - Mischgase als Brückentechnologie*“, ATZ/MTZ Konferenz - Motor "Gasfahrzeuge", 13. - 14. Oktober 2009, Stuttgart
- [31] Spuller, Ch.: „*Dieselmotorenverfahren mit Wasserstoff für Pkw-Anwendungen*“, Dissertation, Technische Universität Graz, 2011
- [32] Stürzl, St.: „*Auslegung eines Anti-Lag-Systems für einen aufgeladenen DI-Ottomotor*“, Diplomarbeit, Technische Universität Graz, 2011
- [33] Technion – Israel Institute of Technology: „*Prof. Burcat's Thermodynamic Data*“, <ftp://ftp.technion.ac.il/pub/supported/aetdd/thermodynamics/>, Stand: Mai 2009
- [34] van Basshuysen, R. [Hrsg.]: „*Ottomotor mit Direkteinspritzung*“, Friedr. Vieweg & Sohn Verlag, 1. Auflage, 2007
- [35] Wallner, T.: „*Opportunities and Risks for Hydrogen Internal Combustion Engines in the United States*“, 12. Tagung – Der Arbeitsprozeß des Verbrennungsmotors, VKM-THD Mitteilungen, Heft 92-2, Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, Technische Universität Graz, 2009, S. 679 – 695