



Technische Universität Graz

Diplomarbeit

Energieflussanalyse von Sport- und Freizeitfahrzeugen

Robert Lehner

Eingereicht am
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik



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

Einreichdatum:
14.10.2013

Betreuender Prof.: Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Raimund Almbauer

Betreuende Ass.: Dipl.-Ing. Dr.techn. Stephan Schmidt und
Dipl.-Ing. Hermann Edtmayer

**Der Fortgang der wissenschaftlichen Entwicklung ist im Endeffekt
eine ständige Flucht vor dem Staunen.**

Albert EINSTEIN

Vorwort

Meine Diplomarbeit entstand am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik an der Technischen Universität Graz, im Fachbereich Konstruktion und Auslegung. Sie wurde im Rahmen eines Forschungsprojektes mit dem Namen ECO-PowerDrive durchgeführt.

Ich möchte mich beim Institutsvorstand Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder und dessen Bereichsleiter Herrn Ass.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Roland Kirchberger dafür bedanken, dass ich meine Diplomarbeit an ihrem Institut schreiben konnte.

Ein weiterer Dank gilt Herrn Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Raimund Almbauer, Herrn Dipl.-Ing. Dr.techn. Stephan Schmidt und Herrn Dipl.-Ing. Hermann Edtmayer für ihre fachliche Unterstützung und Betreuung.

Des Weiteren möchte ich mich bei den Kollegen des Forschungsbereiches Konstruktion und Auslegung und bei meinen Studienkollegen für die gute und freundschaftliche Zusammenarbeit bedanken.

Ein großes Dankeschön auch an meine Schwester Iris und meinen Schwager Markus für das kritische Korrekturlesen und ihre Unterstützung während der gesamten Diplomarbeit.

Der größte Dank gebührt jedoch meiner Mutter Gerlinde Lehner und meinem Großvater Maximilian Haslinglehner.

Danke, dass ihr mir die richtige Richtung im Leben vorgezeigt habt.

Ich möchte mich bei meiner Mutter auch für ihre Unterstützung und ihre Geduld während meiner gesamten schulischen und universitären Ausbildung bedanken.

Deshalb widme ich diese Diplomarbeit meiner Mutter Gerlinde Lehner.

DANKE

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'Robert Lehner'.

Kurzfassung

Meine Diplomarbeit ist im Rahmen des Projektes „Eta+“, einem Teil des Forschungsprojektes „ECO-PowerDrive“, entstanden.

Das vorrangige Ziel des Projektes „Eta+“ ist die Wirkungsgradsteigerung des Gesamtfahrzeuges im Sport- und Freizeitbereich mit Hilfe der Restenergienutzung.

Die in der Automobilindustrie bekannten Technologien zur Steigerung des Wirkungsgrades des Fahrzeuges, wie zum Beispiel die Direkteinspritzung, ein variabler Ventiltrieb etc., können kurzfristig für die Anwendung in einem Sport- und Freizeitfahrzeug übernommen werden.

Diese bekannten Technologien werden auch zur Anwendung kommen, wenn immer strikere Abgasvorschriften, wie sie in der Automobilindustrie schon vorherrschen, auch für die Sport- und Freizeitfahrzeugindustrie eingeführt werden.

Da für die Automobilindustrie strengere Abgasvorschriften für die klassischen Luftschadstoffe nicht mehr zu erwarten sind, werden nun die Kohlendioxid-Emissionen für Neuwagen limitiert. Die Automobilhersteller müssen bis 2020 die Kohlendioxid-Emissionen für Neuwagen auf 95 g/km senken.

Die Kohlendioxidbeschränkung wird deshalb auch für die Sport- und Freizeitfahrzeugindustrie nicht mittelfristig, aber zukünftig, ein Thema werden, da sie ebenfalls ihren Beitrag zum Umweltschutz zu leisten haben wird.

Um diese neue Vorschrift erfüllen zu können, muss eine Mischung aus den nachfolgenden Maßnahmen ergriffen werden:

- Senkung der Fahrzeugmasse
- weitere Verbesserung des gesamten Antriebsstrangwirkungsgrades
- Hybridisierung des Antriebsstranges
- Restenergienutzung.

Für die Restenergienutzung muss zunächst eine detaillierte Untersuchung der Energieflüsse und der energetischen Verluste des Sport- und Freizeitfahrzeuges vorgenommen werden. Dies ist die Hauptaufgabe dieser Diplomarbeit.

Die Ergebnisse der Energieflussanalyse werden bezüglich ihres Potentials zur Energierückgewinnung und Wirkungsgradverbesserung bewertet.

Abschließend sollen die ermittelten Daten in eine Gesamtfahrzeugsimulation einfließen, um eine bessere grafische Darstellung des Problemfeldes, der Verluste der Antriebsstrangeinheit in einem Sport- und Freizeitfahrzeug zu ermöglichen.

Beim vorliegenden Modell handelt es sich um eine Längsdynamiksimulation. Diese berechnet die notwendige Drehmomentenverteilung, das Drehzahlspektrum sowie die Energieflüsse und stellt diese grafisch dar. Weiters ist es erforderlich, die Simulation modular und übersichtlich aufzubauen, um eine spätere Integration eines Thermomanagementmodelles gewährleisten zu können.

Abstract

Reducing the emissions has become an elementary discipline within the automotive society due to constant falling limits. While cars have to fulfill EURO 5 limits, motorcycles still stick in EURO 3 which is easier to realize. So it will be only a question of time when the motorcycle industry will be confronted with new and stricter emission limits. Therefore motorcycle OEMs have to concentrate their potentials to avoid fuel consumption as far as possible. Of course, by reducing fuel consumption emission output will be lower.

Reaching these goals can be supported by establishing CAE development tools, which subsequently help to decrease development costs. One of these powerful tools is a multi-body simulation (MBS) of a complete vehicle for the longitudinal forces.

This diploma thesis is a result of the project “Eta+” which is part of the research project “ECO PowerDrive”, which is funded by the Austrian government, BMW-Motorcycle and BRP Rotax. The aims of this diploma thesis are to create a modular simulation tool which is able to analyze the energy flows and losses of a motorcycle powertrain and to show hidden development potentials.

In a first step data of all fluid flows were collected on the engine test bench. The subsequent setup of a complete vehicle simulation was loaded with these measurement data. The MBS model is based on a forward longitudinal dynamic simulation.

The calculation uses the operating state map data to sum up the energy amounts along the Worldwide harmonized Motorcycle Test Cycle. So it is possible to analyze the global energy balance of the powertrain.

In addition, a modular design of the simulation among the consortium partners is required, because a thermal simulation will be integrated in the future.

Eidesstattliche Erklärung

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

Ansfelden, am 13.09.2013



.....
(Unterschrift)

Statutory Declaration

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

Ansfelden, 13.09.2013



.....
(signature)

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Aufgabenstellung	3
1.2	Simulationskonzept	3
1.3	Versuchsträger	4
2	Gesamtfahrzeugsimulation	8
2.1	Allgemeines zur Längsdynamik	8
2.1.1	Fahrwiderstände	10
2.1.2	Zugkraftdiagramm eines Fahrzeuges	20
2.2	Arten der Fahrzeugsimulation	22
2.2.1	Quasistationäre Simulation	22
2.2.2	Dynamische Simulation	23
2.3	Gesamtfahrzeugsimulation der BMW F800R	25
2.3.1	Fahrzyklus	28
2.3.2	Der virtuelle Fahrer	30
2.3.3	Antriebsstrang	32
2.3.4	Reifen	34
2.3.5	Dynamische Radlastverteilung	34
2.3.6	Die Verbrennungskraftmaschine	35
3	Thermodynamische Analyse	36
3.1	Erster Hauptsatz der Thermodynamik	36
3.1.1	Erster Hauptsatz der Thermodynamik für geschlossene Systeme	36
3.1.2	Erster Hauptsatz der Thermodynamik für offene Systeme	38
3.1.3	Stationärer Fließprozess	39
3.2	Anwendung des stationären Fließprozesses auf die Verbrennungs-kraftmaschine ...	41
3.2.1	Kraftstoffwärme	43
3.2.2	Zugeführte Luftmenge	44
3.2.3	Effektive Motorleistung	45
3.2.4	Reibleistung	46
3.2.5	Kühlungswärme	51
3.2.6	Kühlungswärme des Ölkreislaufes	54
3.2.7	Abgasenthalpie	56

3.2.8	Konvektions- und Strahlungswärme an die Umgebung	74
4	Praktische Anwendung der Gesamtfahrzeugsimulation.....	75
4.1	Generelles Verhalten der Energieflüsse	75
4.1.1	Sankey Darstellung von Lastschnitten bei 7000 U/min.....	75
4.1.2	Herausforderungen bei der messtechnischen Erfassung der Energieflüsse	78
4.2	Verbindung der thermodynamischen Analyse mit dem Längsdynamikmodell.....	81
4.3	Energiebilanz während der Beschleunigung von 0 auf 60 km/h.....	87
4.4	Energiebilanz während der Beschleunigung von 0 auf 80 km/h.....	89
4.5	Energiebilanz während der Beschleunigung von 60 auf 120 km/h.....	91
4.6	Gesamte Energiebilanz über die drei Teile des WMTC	93
4.6.1	Stadtbereich des WMTC	93
4.6.2	Überlandanteil des WMTC	95
4.6.3	Autobahnanteil des WMTC.....	97
4.7	Potentialberechnung für die Restenergienutzung	99
4.7.1	Bestimmung der Restenergie	99
4.7.2	Mögliche Restenergienutzung.....	100
5	Zusammenfassung und Ausblick.....	107
6	Abbildungsverzeichnis.....	109
7	Tabellenverzeichnis.....	111
8	Literaturverzeichnis	112
9	Anhang.....	i

1 Einleitung

Immer strikter werdende Abgasvorschriften halten nun auch in der Motorradindustrie Einzug. Deshalb wird für zukünftige Entwicklungen ein **wirkungsgradoptimierter Antriebsstrang** von Nöten sein.

Korrekterweise muss erwähnt werden, dass die Grenzwerte bei Motorrädern für die Abgas-komponenten Kohlenmonoxide CO , Kohlenwasserstoffe HC und Stickoxide NO_x fast ident zu denen der Automobilindustrie sind.

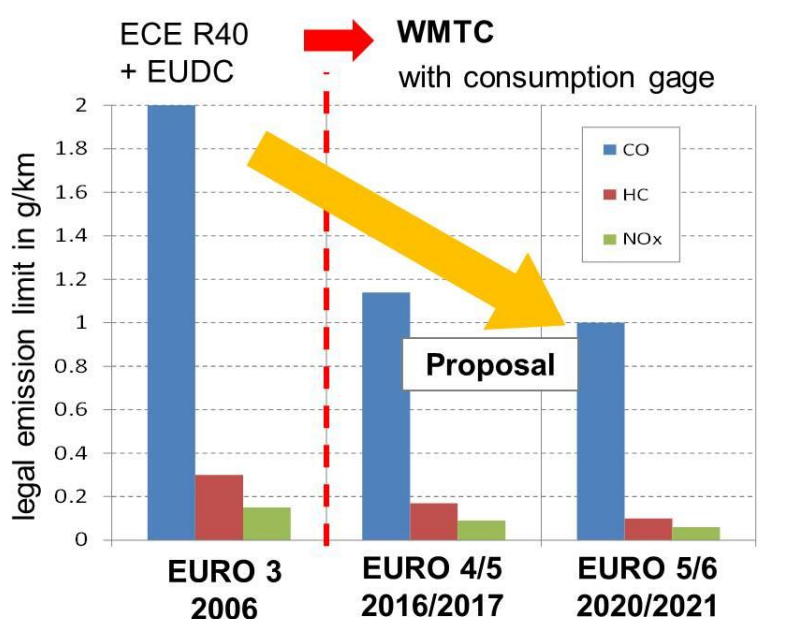


Abbildung 1-1: Zukünftige europäische Abgasvorschriften für Sport- und Freizeitfahrzeuge

Durch die klare Tendenz zu immer niedrigeren Grenzwerten ist es nur eine Frage der Zeit bis eine Limitierung des Treibhausgases Kohlendioxid CO_2 eingeführt wird. Diese Entwicklung kann in der Automobilindustrie sehr gut durch die Begrenzung des Flottenverbrauches beobachtet werden.

Die Abbildung 1-2 zeigt die Aufteilung der Fahrzeugklassen am Zulassungsmarkt China. Aus diesem Diagramm ist klar ersichtlich, dass der Motorradsektor den größten Anteil an Fahrzeugen besitzt. Jedoch liegt der Ausstoß an CO_2 der Fahrzeugklasse Motorräder klar im Mittelfeld. Die Begründung dafür ist in dem niedrigen Fahrzeuggewicht der Klasse zu finden.

Nicht nur die Gesetzgebung stellt neue Ansprüche an die Motorrad OEMs; sondern auch die Kundenwünsche beginnen sich zu verändern und zu verschärfen.

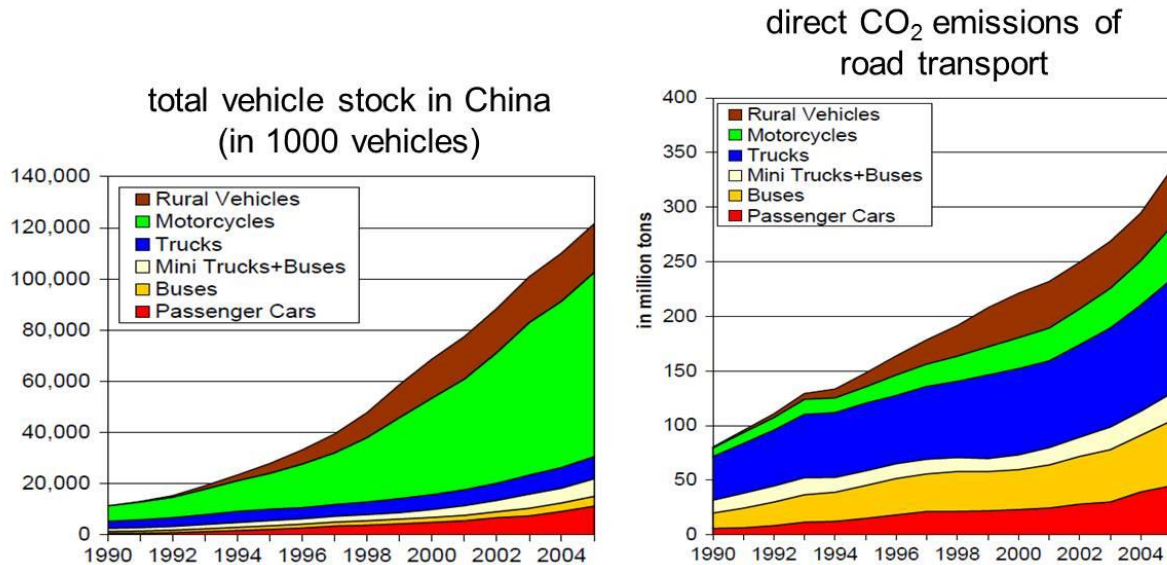


Abbildung 1-2: Entwicklung der Fahrzeugklassen und deren spezifischer CO₂ Ausstoß in China

Um einen zukünftigen wirkungsgradoptimierten Antriebsstrang für Sport- und Freizeitfahrzeuge entwickeln zu können, muss immer mehr auf kosten- und zeitsparende Simulationswerkzeug zugriffen werden.

Solch ein Werkzeug stellt die in dieser Diplomarbeit entwickelte Längsdynamiksimulation dar. Sie soll nicht nur die Verluste der verschiedenen Antriebstränge, sondern auch Potentiale für neue Technologien überprüfen können.

1.1 Aufgabenstellung

In dieser Diplomarbeit soll eine detaillierte Untersuchung der Energieflüsse und der energetischen Verluste in einem Sport- und Freizeitfahrzeug vorgenommen werden.

Das zuvor durchgeführte „Projekt Verkehrstechnik“, das die messtechnische Erfassung der Energieflüsse und -verluste als Aufgabe hatte, soll als Grundlage für diese Arbeit dienen.

Dadurch wird die reale Aufteilung der Energieflüsse ersichtlich und es können die Fluss- und Sankey Diagramme erstellt werden.

Die gewonnenen Ergebnisse werden bezüglich ihres Potentials zur Energierückgewinnung und Wirkungsgradverbesserung bewertet.

Abschließend sollen die ermittelten Daten in eine Längsdynamik einfließen, um eine bessere grafische Darstellung des Problemfeldes der Verluste der Antriebsstrangeinheit in einem Sport- und Freizeitfahrzeug zu ermöglichen.

Das Vorwärts-Längsdynamikmodell wird in MATLAB Simulink erstellt.

1.2 Simulationskonzept

Der Kernpunkt der Diplomarbeit bestand in der Schaffung eines Simulationstools zur Berechnung und grafischen Darstellung der Energieströme eines Motorrades.

Dieses Simulationstool wurde mit dem Softwarepaket MATLAB „Simulink“ programmiert.

MATLAB wurde primär für Matrizenoperationen entwickelt, daher auch der Name MATrix LABoratory. Die thermodynamische Analyse wurde in MATLAB durchgeführt.

Das MATLAB-Zusatzpaket „Simulink“ arbeitet mit fertig programmierten Operatoren, welche sehr einfach und wirkungsvoll zur Modellierung von technischen Problemen eingesetzt werden können. Die User müssen daher nicht unbedingt die Programmiersprache oder den Code der hinterlegten Subsysteme erlernen.

1.3 Versuchsträger

BMW Motorrad bietet mit dem Motorrad F 800 R ein klassisches Mittelklassemotorrad an. Dieses Modell ist mit einem Zweizylinder-Reihenmotor ausgerüstet, der ohne Hubzapfenversatz als Parallel-Twin ausgeführt ist.



Abbildung 1-3: BMW F 800 R [1]

Der quer eingebaute, flüssigkeitsgekühlte Motor arbeitet dadurch mit einer gleichmäßigen Zündfolge von 360°.

Die gleichmäßige Zündfolge ist Voraussetzung für einen ausgewogenen Ladungswechsel mit hoher Drehmomentausbeute und gleichmäßigem Verlauf.

Ein sehr wesentliches Konzeptmerkmal des Parallel-Twins ist der Massenausgleich, der im Serienmotorenbau als einzigartiges System gilt.

Für die Ausgleichsmechanik ist auf der Kurbelwelle zylindermittig eine dritte separate Kröpfung für das Ausgleichspleuel angebracht, welches ein Gelenksystem mit der rechtwinkelig zur Zylinderachse angebrachten Ausgleichsschwinge bildet.

Durch die Führung über die relativ lange Ausgleichsschwinge wird eine annähernd gerade Ab- und Aufbewegung des kleinen Auges des Ausgleichspleuels erreicht. Diese Kinematik ist in der Lage, die Massenkräfte 1. und 2. Ordnung vollständig auszugleichen.

Die moderat kurzhubige Auslegung mit 82 mm Bohrung und 75,6 mm Hub ($= 399 \text{ cm}^3$ Hub-

raum je Zylinder) in Verbindung mit einer Vierventiltechnik unterstützt die drehmomentorientierte Auslegung. Die durch die Schleppebelbetätigung sehr geringen Massen im Ventiltrieb erlauben zusätzliche Freiheitsgrade bei Steuerzeiten und Ventilhub.

Die Gemischaufbereitung erfolgt durch eine Lambda-geregelte Saugrohreinspritzung, die in Verbindung mit einem Drei-Wege-Katalysator für geringe Emissionen sorgt.

Die Kraftübertragung erfolgt über einen Zahnradprimärtrieb, eine Mehrscheibenölbadkupplung, ein Sechsgangklauengetriebe und schließlich über eine Zahnradkette auf das Hinterrad. [2]

Die nachfolgende Tabelle soll einen Überblick über die wichtigsten Daten und Hauptabmessungen des Motors geben.

Motortyp	4 Takt	2-Zylinder
Hubraum	798	cm ³
Bohrung / Hub	82 / 75,6	mm
Anzahl der Ventile	4	–
Ventil Durchm. Einlass / Auslass	32 / 27,5	mm
Leistung	64 / 8000	kW bei 1/min
Drehmoment	86 / 6000	Nm bei 1/min
Maximaldrehzahl	9000	1/min
Verdichtungsverhältnis	10,5	1
Motorgewicht inkl. Getriebe	63	kg

Tabelle 1-1: Motorspezifische Daten [1]

Das bestehende Grundmotorkonzept diente als Plattform für ein weiteres Projekt im K-Projekt „ECO-Powerdrive“. In diesem Projekt ging es primär um das Ziel die Technologie Downsizing mit Hilfe eines Abgasturboladers in einem Sport- und Freizeitfahrzeug zu realisieren.

Durch das zukünftige Aufladekonzept mussten folgende Dinge an dem Grundmotor geändert werden, um die Ziele des Projektes zu erreichen:

- Herabsetzung des Verdichtungsverhältnisses um die Klopfähigkeit nicht zu verschlechtern.
- Neugestaltung der Einlasskanäle
- Anpassung der Ventilsteuerzeiten

Diese drei Modifikationen ergaben eine Leistungs- und Drehmomentenreduktion gegenüber dem ursprünglichen Grundmotorkonzept. Diese Verbrennungskraftmaschine wird als **LOCO₂-NA** bezeichnet.

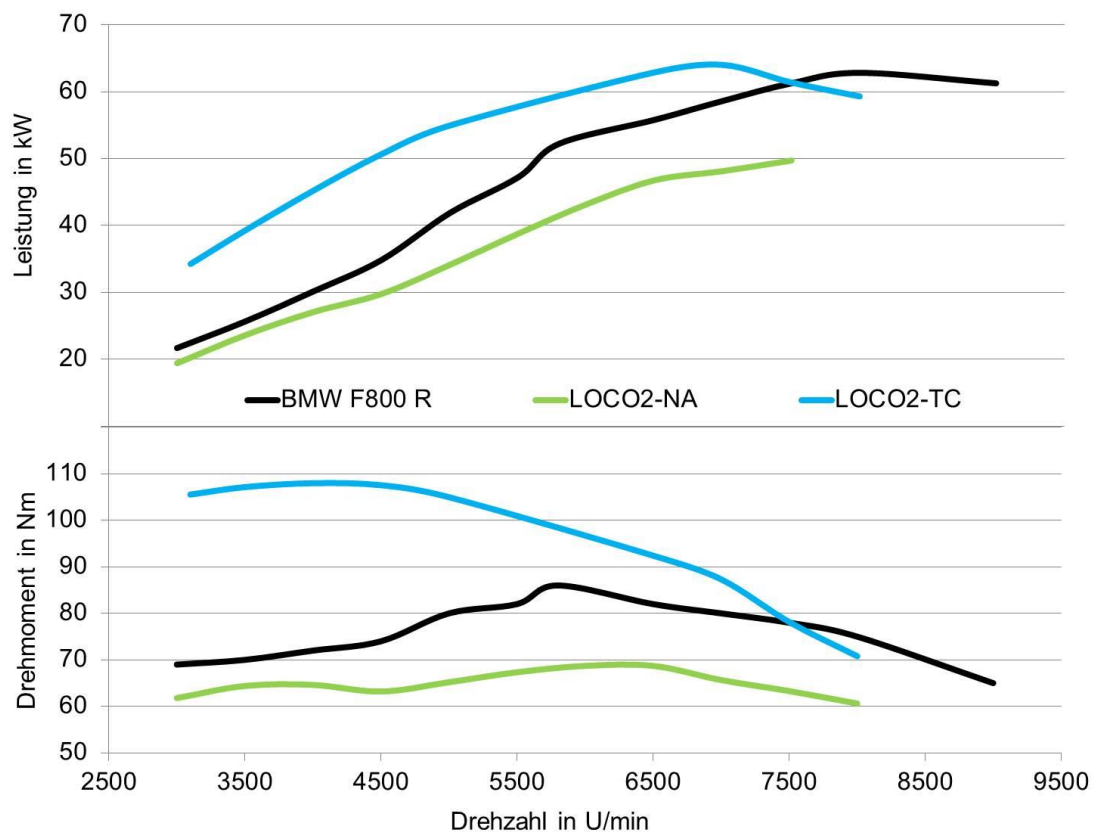


Abbildung 1-4: Motorcharakteristiken der verschiedenen Typen

Die zweite Variante ergibt sich durch die Verwirklichung des Aufladesystems mit Ladeluftkühlung und Abgasturbolader auf dem **LOCO₂-NA**. Dieser wird dann als **LOCO₂-TC** bezeichnet. Aus zeitlichen Gründen konnte der letzte Datenstand der **LOCO₂-TC** Variante für die Berechnungen nicht herangezogen werden.

Bei beiden Varianten wurde eine thermodynamische Analyse durchgeführt und in das Längsdynamikmodell eingebaut.

Die in dieser Diplomarbeit gezeigten Ergebnisse stammen von der **LOCO₂-TC** Variante. Die Ergebnisse der thermodynamischen Analyse werden nur von dieser Motorvariante gezeigt, da in einem weiteren Projekt namens „Eta+“ (meine Diplomarbeit war ein Teil dieses Projektes) der Fokus auf die Wirkungsgradsteigerung und die Restenergienutzung eines Antriebsstranges gelegt wird. Die Abgasturboaufladung kann als Teil einer Restenergienutzung gesehen werden.

Für das Modellieren des Fahrzeuges in einer Längsdynamik ist es natürlich auch wichtig einen Überblick über die wichtigsten Daten und Hauptabmessungen des Fahrzeuges zu erhalten. Die nachfolgende Tabelle gibt Auskunft über diese Daten.

Kupplung	Mehrscheibenkupplung im Ölbad	
Getriebe	Klauengeschaltetes 6-Ganggetriebe im Motorgehäuse integriert	
Sekundärabtrieb	Endlos O-Ring-Kette mit Rückdämpfung in der Hinterradnabe	
Fahrwerkrahmen	Brückenrahmen aus Aluminium, Motor mittragend	
Radstand	1520	mm
Nachlauf	90,7	mm
Breite (über Spiegel)	905	mm
Höhe (ohne Spiegel)	1160	mm
Leergewicht fahrfertig, vollgetankt	199	kg
Zuladung	206	kg

Tabelle 1-2: Fahrzeugspezifische Daten [1]

2 Gesamtfahrzeugsimulation

2.1 Allgemeines zur Längsdynamik

Die Fahrzeugdynamik von Kraftfahrzeugen wird getrennt nach den drei translatorischen Bewegungsfreiheitsgraden des Fahrzeuges betrachtet. Diese sind nach ISO/DIN 70000 in der nachfolgenden Abbildung dargestellt. [3]

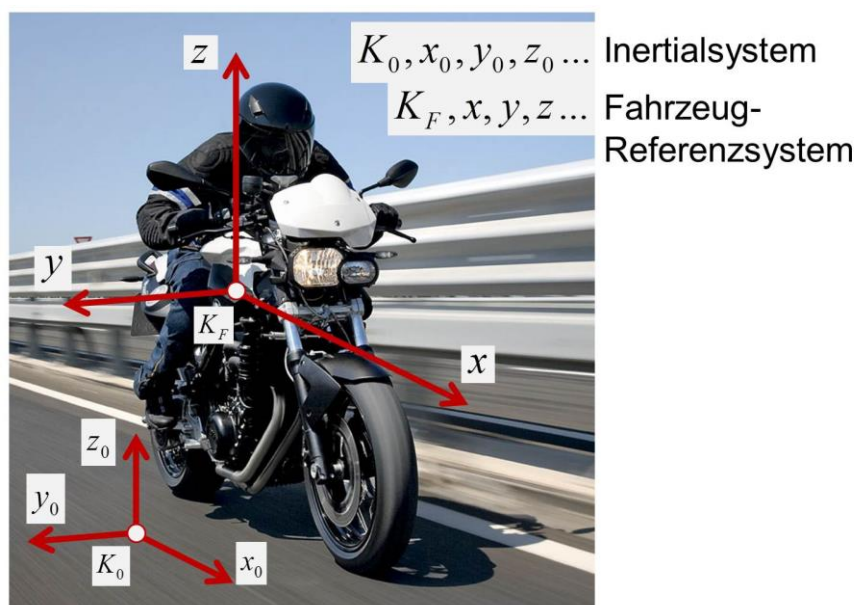


Abbildung 2-1: Koordinatensystem nach ISO/DIN 70000

Das Fahrzeug-Referenzsystem ist im Schwerpunkt des Fahrzeuges oder im Zentrum der Vorderachse angeordnet. Das Vorderachssystem hat den Vorteil, dass das Achssystem belastungsunabhängig ist und so die vom Fahrer verursachten Bewegungen nicht aufnimmt.

Bei Bewegungen in Fahrzeuginnenrichtung (Antreiben und Bremsen) spricht man von der klassischen Längsdynamik des Fahrzeuges. Im Vordergrund stehen hier die Fahrwiderstände mit dem daraus resultierenden Leistungs- und Energiebedarf des Fahrzeuges.

Die Querdynamik beschreibt den zweiten Bewegungsfreiheitsgrad in horizontaler Ebene, die Bewegung quer zur Fahrzeuginnenachse. Beschrieben werden hierbei Vorgänge der Fahrstabilität, des Kurvenverhaltens und der Spurführung.

Das Schwingungsverhalten des Aufbaus in Richtung der Fahrzeughochachse wird als Vertikaldynamik bezeichnet.

Die nachfolgende Auflistung gibt einen Überblick über die Möglichkeiten der Themen, die in einer Fahrzeuglängsdynamiksimulation behandelt werden können. Die Quer- und Vertikaldynamik wird dabei nicht berücksichtigt. [3]

Untersuchungsthemen [4]:

- Kraftstoffverbrauch
- Abgasemissionen
- CO₂-Emissionen
- Geräuschemissionen
- Fahr- und Bremsleistungen
- Steigleistungen
- Komforteigenschaften (Noise Vibration Harshness)
- Maximalgeschwindigkeiten
- Lastkollektive
- Topologien
- Betriebsstrategien

Um diese Punkte in einer Simulation behandeln zu können, ist zuerst die Beschreibung der Fahrwiderstände nötig.

2.1.1 Fahrwiderstände

Allgemein ist ein Fahrwiderstand eine mechanische Kraft, die das Fahrzeug überwinden muss um eine Bewegung auszuführen.

Die folgende Abbildung gibt einen Überblick über die grundsätzliche Einteilung der Fahrwiderstände. Sie sind nach stationärer und instationärer Fahrt einzuteilen.

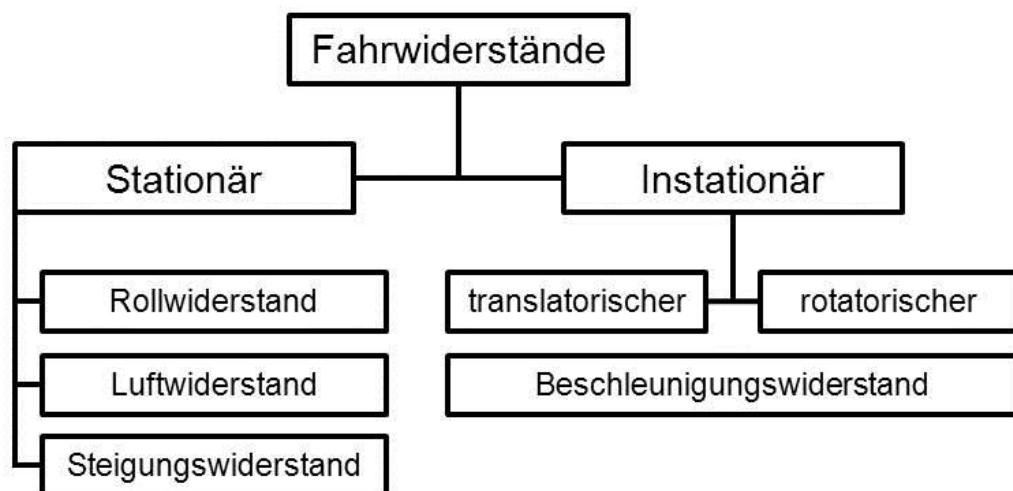


Abbildung 2-2: Einteilung Fahrwiderstände [3]

2.1.1.1 Stationäre Fahrwiderstände

Die stationären Fahrwiderstände setzen sich aus dem Rollwiderstand, dem Luftwiderstand und dem Steigungswiderstand zusammen. Letzterer besitzt keine Abhängigkeit von der Fahrzeuggeschwindigkeit. [3]

Rollwiderstand F_R

Der Rollwiderstand F_R resultiert aus der viskos-elastischen Verformung des Reifens. Der Reifen wird um den Betrag Δz eingedrückt. Die deformierte Aufstandsfläche wird als Latsch bezeichnet. Beim Abrollen formt sich der Reifen wieder zurück, dies geschieht allerdings nicht verlustfrei.

Die Verlustarbeit W_V wird dabei in Wärme umgewandelt (siehe Abbildung 2-3). Die Verlustarbeit ist geschwindigkeitsabhängig, jedoch in geringem Ausmaß für den Rollwiderstand verantwortlich. [5]

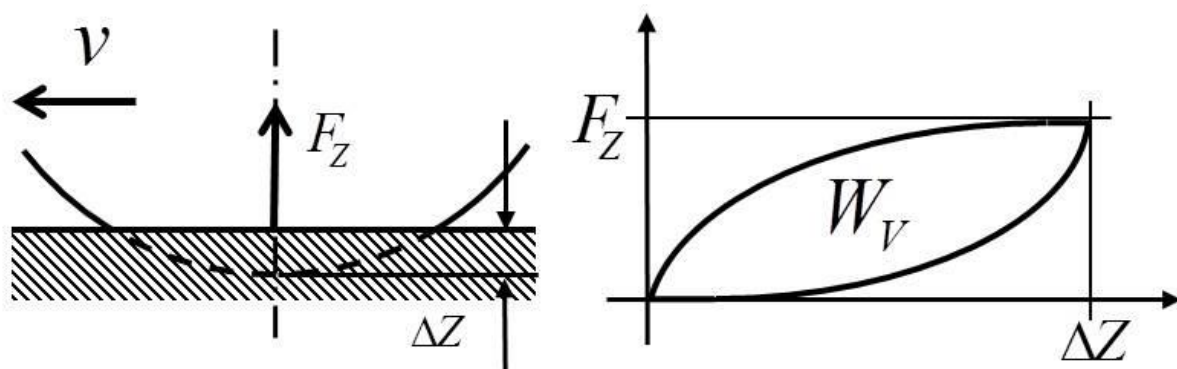


Abbildung 2-3: Einfedern auf harter Fahrbahn [5]

Ein weiterer Effekt entsteht durch die unterschiedlichen Kräfte beim Ein- und Ausfedern des Reifens. Diese bewirken eine asymmetrische Druckverteilung in der Latschfläche (siehe Abbildung 2-4). Daraus resultiert eine Reaktionskraft F_Z , die wiederum um die Exzentrizität e vor der Radmitte angreift. Aus dem Momentengleichgewicht um die Radachse C ergibt sich der Rollwiderstand F_R . [5]

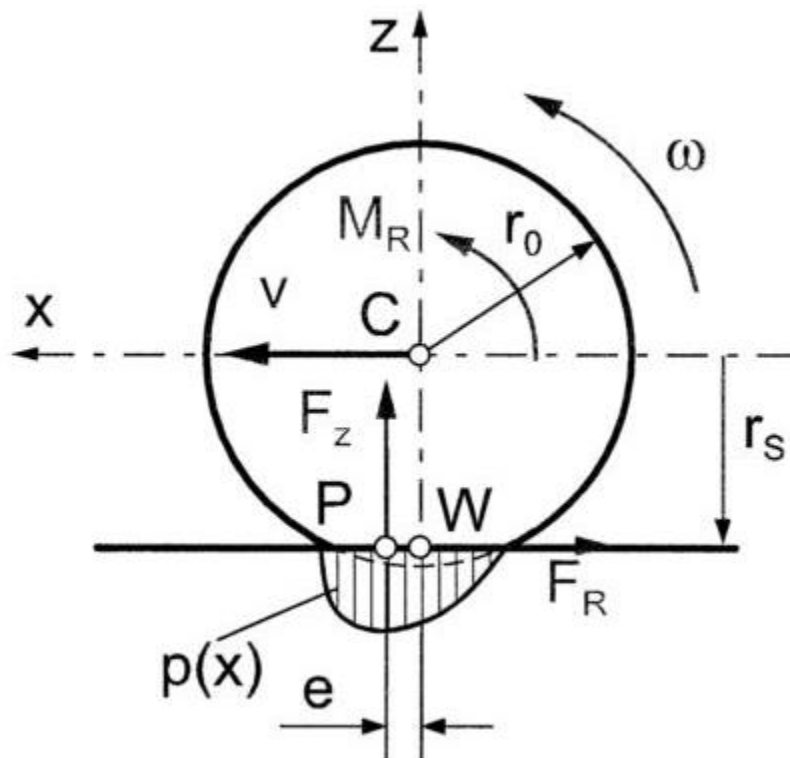


Abbildung 2-4: Radkräfte und Verteilung der gemittelten Flächenpressung $p(x)$ [5]

Aus den beiden beschriebenen Effekten lässt sich somit die Rollwiderstandsgleichung formen.

$$F_R = (f_{r0} + f_{rl} * v) * F_Z$$

- f_{r0} ... konstanter Anteil des Rollwiderstandsbeiwerts [-]
- f_{rl} ... linearer Anteil des Rollwiderstandsbeiwerts [s/m]
- v ... Fahrzeuggeschwindigkeit [m/s]
- F_Z ... Radaufstandskraft [N]

Luftwiderstand F_L

Der Luftwiderstand F_L wird aus folgender Formel berechnet:

$$F_L = c_w * A * \frac{\rho_{Luft}}{2} * v^2$$

c_w ...	Luftwiderstandsbeiwert [-]
A ...	Projektionsfläche [m ²]
ρ_{Luft} ...	Luftdichte [kg/m ³]
v ...	Anströmgeschwindigkeit der Luft [m/s]

Die Anströmgeschwindigkeit wird errechnet aus der Differenz der Fahrzeuggeschwindigkeit und dem jeweiligen Gegen- oder Rückenwind. Dieser muss entsprechend zur Fahrzeuggeschwindigkeit addiert bzw. subtrahiert werden.

Das Produkt aus halber Luftdichte und der quadratischen Anströmgeschwindigkeit wird als Staudruck der Strömung bezeichnet.

Der Luftwiderstandsbeiwert charakterisiert die jeweilige Karosserieform und ist gleichzeitig eine Kennzahl für die Strömungsgüte. Fahrzeuge mit unterschiedlicher Gestalt, aber gleicher Projektionsfläche, erzeugen unterschiedliche Luftwiderstandskräfte.

Bei der Projektionsfläche eines Motorrads muss der Fahrer auch berücksichtigt werden, da sich mit ihm die Fläche vergrößert. [3]

In Tabelle 2-1 sind einige Motorradtypen mit liegendem bzw. aufrechtsitzendem Fahrer aufgelistet. [3]

Fahrzeug	c _w -Wert		Luftwiderstand c _w x A = [m ²]
	Fahrer liegend	Fahrer auf- rechtsitzend	Fahrer auf- rechtsitzend
BMW K 1 (Modelljahr 1998)	k.A.	k.A.	0,38
BMW K 1200 RS (Modelljahr 1998)	0,521	0,523	0,424
BMW K 1200 S (Modelljahr 1998)	k.A.	k.A.	0,4
YAMAHA FZ 750 (Modelljahr 1992)	k.A.	k.A.	0,52
YAMAHA YZF 1000 (Modelljahr 1998)	0,506	0,545	0,414
SUZUKI GSX R 750 (Modelljahr 1998)	0,508	0,582	0,442
SUZUKI GSF 1200 (Modelljahr 1998)	0,627	0,704	0,549
DUCATI 916 (Modelljahr 1998)	0,485	0,571	0,349
Moderner Mittelklasse PKW	0,34 ... 0,28		k.A.

k.A. = keine Angabe

Tabelle 2-1: Messwerte für Luftwiderstandsbeiwerte [3]

Steigungswiderstand F_{St}

Der Steigungswiderstand, auch als Hangabtriebskraft bezeichnet, ist jener Anteil der Gewichtskraft der beim Bergauffahren zusätzlich zu überwinden ist.

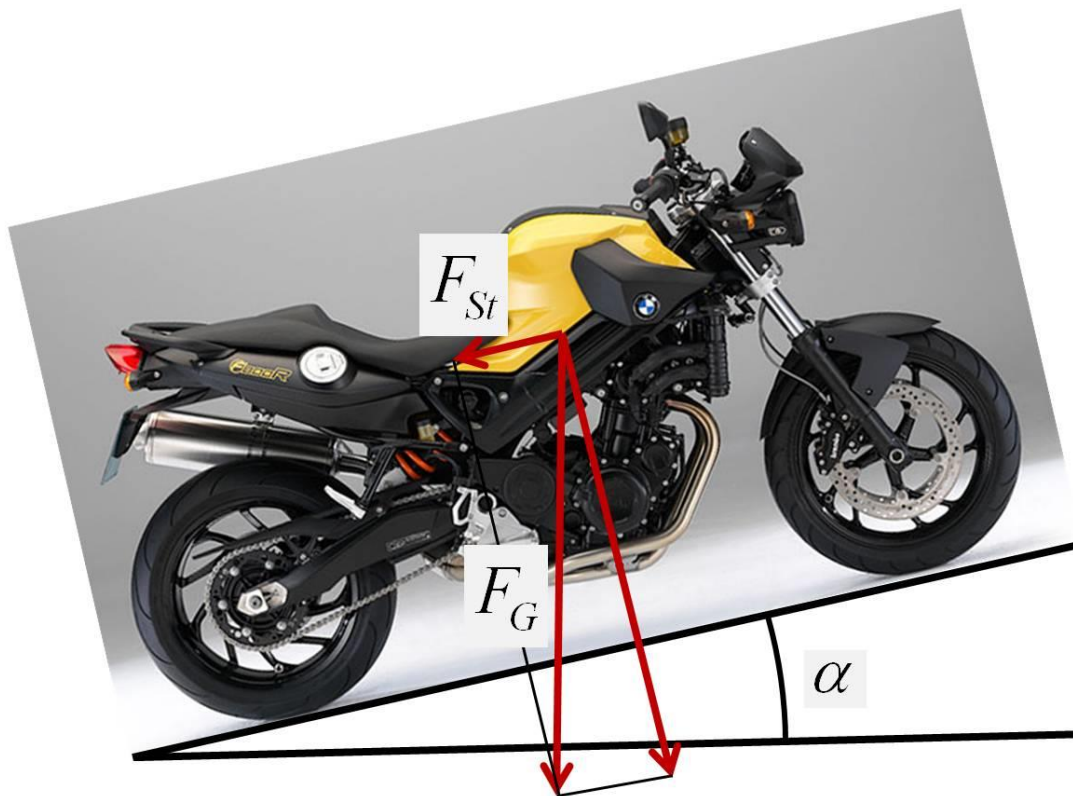


Abbildung 2-5: Steigungswiderstand

Der Steigungswiderstand wird mit nachfolgender Gleichung berechnet:

$$F_{St} = m_{ges} * g * \sin(\alpha)$$

- m_{ges} ... Fahrzeuggesamtmasse [kg]
- g ... Erdbeschleunigung = 9,81 [m/s²]
- α ... Steigungswinkel [°]

In Abbildung 2-6 sind noch einmal alle stationären Fahrwiderstände dargestellt.

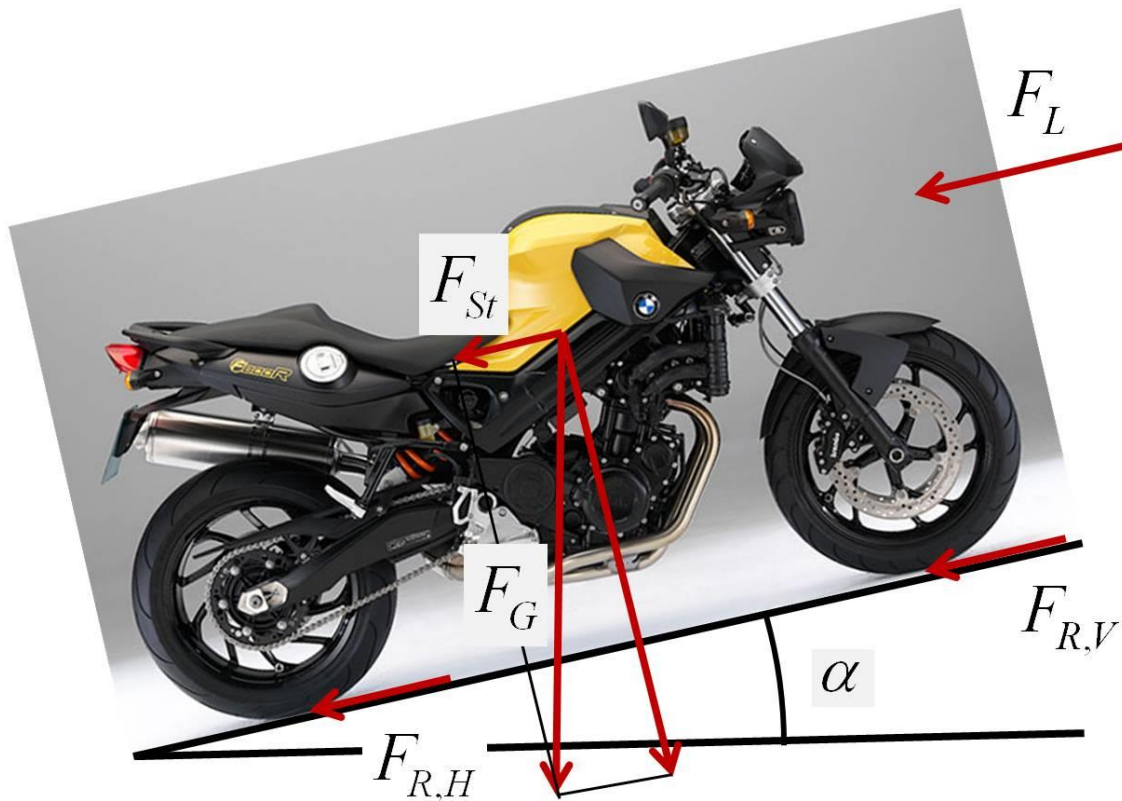


Abbildung 2-6: Stationäre Fahrwiderstände

2.1.1.2 Instationäre Fahrwiderstände

Bei der Beschleunigung eines Fahrzeuges treten zwei instationäre Fahrwiderstände, nämlich der translatorische und der rotatorische Beschleunigungswiderstand, auf. Beide können auch als Beschleunigungswiderstand addiert werden.

Translatorischer Beschleunigungswiderstand $F_{a,trans}$

Der translatorische Beschleunigungswiderstand des Fahrzeuges in Längsrichtung berechnet sich nach folgender Formel:

$$F_{a,trans} = m_{ges} * a$$

m_{ges} ... Fahrzeuggesamtmasse [kg]

a ... Längsbeschleunigung [m/s²]

Rotatorischer Beschleunigungswiderstand $F_{a,rot}$

Bei der Beschleunigung eines Fahrzeuges müssen ebenfalls auch alle rotierenden Teile des Antriebsstranges, wie Kurbelwelle, Kupplung, Getriebe, etc. mitbeschleunigt werden. Um diese Beschleunigung zu erreichen, muss ein Moment aufgebracht werden, dass wie folgt berechnet wird.

$$M_a = \sum_{i=1}^n I_i * \ddot{\varphi}_i$$

I_i ... Massenträgheitsmoment [kgm²]

$\ddot{\varphi}_i$... Winkelbeschleunigung [1/s²]

Da die drehenden Teile von Motor und Antriebsstrang unterschiedliche Massenträgheitsmomente und aufgrund der Übersetzungen (Getriebe) unterschiedliche Winkelbeschleunigungen aufweisen, muss die Drehmomentberechnung für jedes Bauteil einzeln vorgenommen werden. Dies wird durch den Index i in der Gleichung symbolisiert.

Man kann jedoch Massenträgheitsmomente unter Berücksichtigung der unterschiedlichen Winkelbeschleunigungen zu einem einzigen Ersatzträgheitsmoment I_{red} auf einer Ersatzdrehachse zusammenfassen. [3]

$$M_{a,red} = \sum I_{red} * \ddot{\varphi}_{red}$$

Generell wird die Hinterachse als Bezugspunkt für das Ersatzträgheitsmoment $I_{red,AS}$ herangezogen.

Dividiert man das Produkt aus dem Ersatzträgheitsmoment $I_{red,AS}$ und der reduzierten Winkelgeschwindigkeit $\ddot{\varphi}_{red}$ durch den dynamischen Hinterradradius $R_{dyn,HR}$, so erhält man den rotatorischen Beschleunigungswiderstand des Antriebsstranges.

$$F_{a,AS} = \frac{I_{red,AS} * \ddot{\varphi}_{red}}{R_{dyn,HR}}$$

$R_{dyn,HR}$... dynamischer Hinterradradius [m]

$$F_{a,rot} = \frac{I_{red,AS} * \ddot{\varphi}_{red}}{R_{dyn,HR}} + \frac{I_{HR} * \ddot{\varphi}_{red}}{R_{dyn,HR}} + \frac{I_{VR} * \ddot{\varphi}_{red}}{R_{dyn,VR}}$$

Die obige Gleichung stellt den gesamten rotatorischen Beschleunigungswiderstand dar. Mit der untenstehenden Beziehung wird der Zusammenhang zwischen der translatorischen und der rotatorischen Bewegung geschaffen.

$$a = R_{dyn,HR} * \ddot{\varphi}_{red}$$

$$F_{a,rot} = \left[\frac{I_{red,AS}}{R_{dyn,HR}^2} + \frac{I_{HR}}{R_{dyn,HR}^2} + \frac{I_{VR}}{R_{dyn,VR}^2} \right] * a$$

Für den gesamten Beschleunigungswiderstand aus rotatorischen und translatorischen Anteilen kann somit die folgende Gleichung angeschrieben werden:

$$F_{a,ges} = F_{a,trans} + F_{a,rot}$$

Bzw.

$$F_{a,rot} = \left[m_{ges} + \frac{I_{red,AS}}{R_{dyn,HR}^2} + \frac{I_{HR}}{R_{dyn,HR}^2} + \frac{I_{VR}}{R_{dyn,VR}^2} \right] * a$$

Die Trägheitsmomente im Term $\left[m_{ges} + \frac{I_{red,AS}}{R_{dyn,HR}^2} + \frac{I_{HR}}{R_{dyn,HR}^2} + \frac{I_{VR}}{R_{dyn,VR}^2} \right]$ bewirken daher eine Erhöhung der Fahrzeuggesamtmasse. Dieser Term wird auch als verallgemeinerte Masse bezeichnet.

2.1.2 Zugkraftdiagramm eines Fahrzeuges

Aus den Fahrwiderständen, die im vorigen Kapitel berechnet wurden, kann jetzt der Bedarf an Motorleistung sowie die Fahrleistungsreserve ermittelt werden.

Die nächste Abbildung zeigt die stationären Fahrwiderstände der BMW F800R über der Fahrgeschwindigkeit.

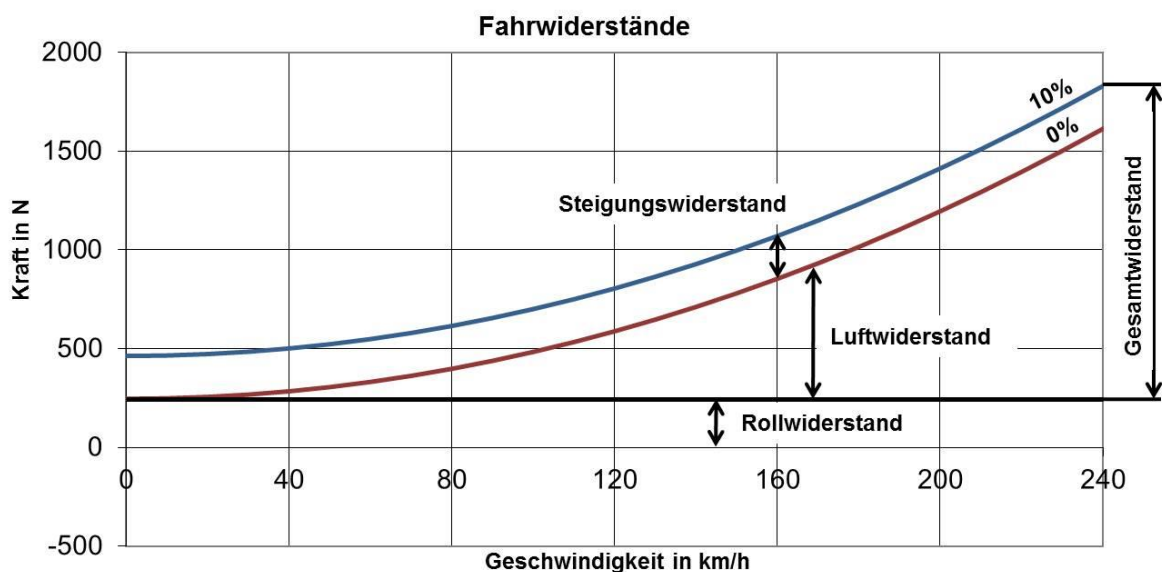


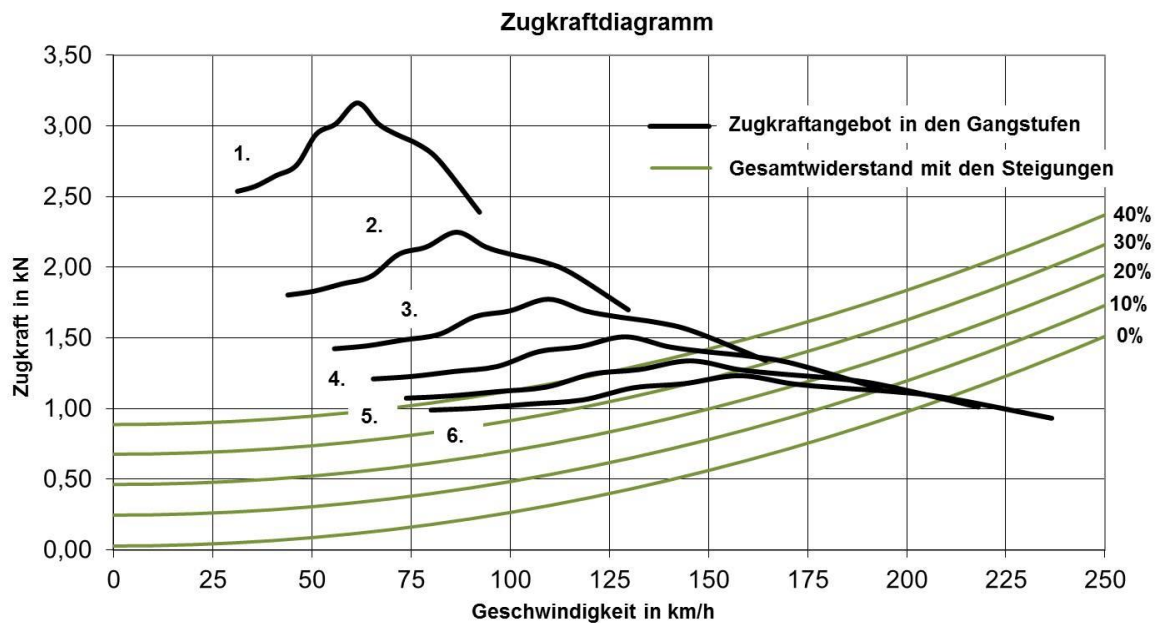
Abbildung 2-7: Fahrwiderstände in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit [3]

Mit zunehmender Geschwindigkeit nimmt der Luftwiderstand eine immer größer werdende Rolle gegenüber dem Rollwiderstand ein. Der Steigungswiderstand kann als konstante Größe bei Steigungen hinzuaddiert bzw. bei Gefällen subtrahiert werden. [3]

Die Zugkraft wird als Funktion des Motormoments und der Gesamtübersetzung nach folgender Beziehung berechnet.

$$F_{Zug,(v,i)} = \frac{M_{Mot,(v)} * i_{ges,(i)}}{R_{dyn,HR}}$$

Das Zugkraftdiagramm ergibt sich aus dem Fahrwiderstandsdiagramm und den berechneten Zugkräften.



Der Zugkraftüberschuss ist die Differenz zwischen der Zugkraft und der Fahrwiderstandskraft. Diese Reserve wird für Beschleunigungen benötigt und ist im Zugkraftdiagramm nicht enthalten. [3]

Die Längsdynamik bildet die Grundlage für die Gesamtfahrzeugsimulation und wird im Weiteren am Beispiel der BMW F800R erörtert.

2.2 Arten der Fahrzeugsimulation

Bei der Gesamtfahrzeugsimulation können zwei verschiedene Arten, die quasistationäre und die dynamische Simulation unterschieden werden.

2.2.1 Quasistationäre Simulation

Die quasistationäre Simulation wird auch als Rückwärtssimulation bezeichnet. Die Berechnung beginnt mit dem Auslesen des Geschwindigkeitsprofils bzw. der Berechnung der Beschleunigungen des Fahrzeuges. Über die Elemente des Antriebsstranges (Rad, Sekundärtrieb, Getriebe, Kupplung und Primärtrieb) werden die Beschleunigungen und Geschwindigkeiten in ein Antriebsmoment und eine Antriebsdrehzahl für die Verbrennungskraftmaschine umgerechnet.

Die Wirkungsgradkette und andere notwendige Daten werden meist über statische Kennfelder eingelesen und verwertet. [6]

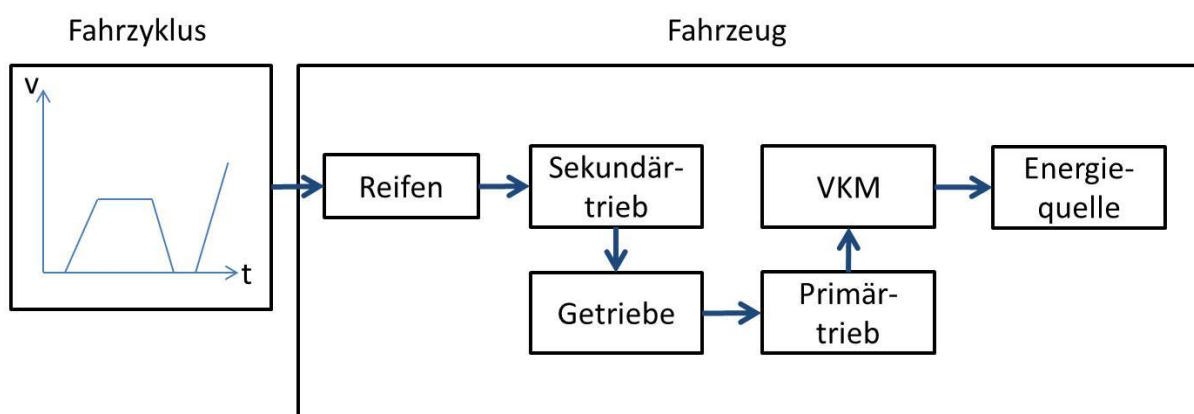


Abbildung 2-9: Quasistationäre Simulation

Vorteile [6]:

- Lösen algebraischer Gleichungen
- Kurze Simulationszeit
- Geringer Modellierungsaufwand

Nachteile [6]:

- Empirische Beschreibung des Systems
- Keine dynamischen Effekte
- Keine Leistungsgrenzen der Komponenten

Anwendung:

- Topologieuntersuchungen
- Konzeptvergleich

2.2.2 Dynamische Simulation

Die dynamische Simulation wird auch als Vorwärtssimulation bezeichnet. Bei ihr wird der Fahrer als Regelement zur Steuerung des Geschwindigkeitsverlaufes herangezogen. Das Fahrermodell ermittelt ein Ausgangsmoment, das über die Antriebsstrangkomponenten weitergeleitet wird. Am Reifen stellt sich eine Soll-Geschwindigkeit ein und diese muss wieder vom Fahrer durch die virtuelle Gas- bzw. Bremspedalstellung überprüft und eingestellt werden.

Die nachfolgende Abbildung soll einen visuellen Überblick über den prinzipiellen Ablauf der Vorwärtssimulation schaffen. [6]

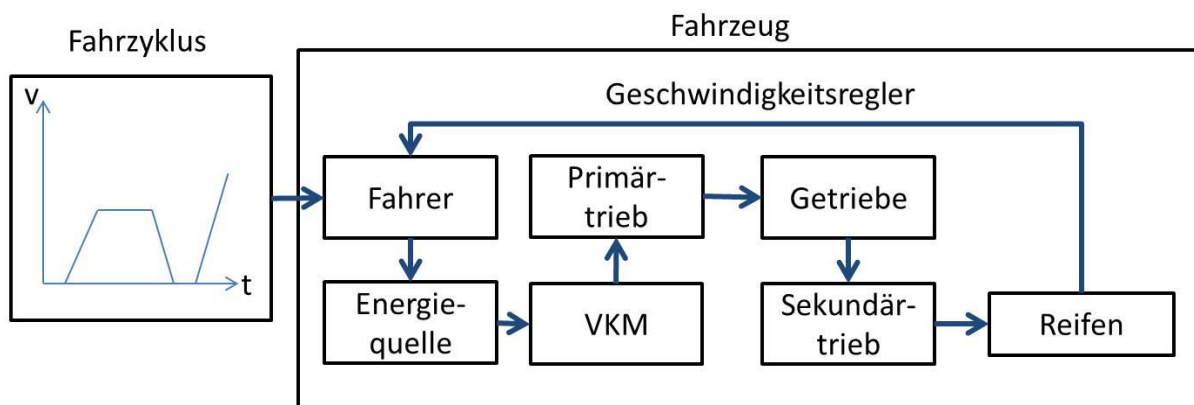


Abbildung 2-10: Dynamische Simulation [6]

Vorteile:

- Abbilden dynamischer Vorgänge
- Auftreten realer Größen
- Reglersynthese
- Erfassen von Grenzbereichen

Nachteile:

- Reale Abstimmung des Fahrmodells ist schwierig
- Lange Rechenzeit
- Hoher Modellierungsaufwand
- Komplexität

Anwendung:

- Hardware in the Loop
- Rapid Prototyping
- Dimensionierung von Komponenten

Die Vor- und Nachteile der Anwendungsgebiete wurden aus dem Skriptum „Innovative Fahrzeugantriebe, elektrische Traktionsantrieb im KFZ“ [6] entnommen.

2.3 Gesamtfahrzeugsimulation der BMW F800R

Der Kernpunkt der Diplomarbeit bestand in der Schaffung eines Simulationswerkzeuges zur Berechnung und grafischen Darstellung der Energieströme eines Motorrades.

An dieser Stelle muss darauf hingewiesen werden, dass die Struktur der Fahrzeugsimulation von einem bestehenden Programm adaptiert und übernommen wurde. Ebenfalls wurde auch die Art der Simulation als Vorwärtssimulation übernommen. [7]

In dieser Diplomarbeit wurden folgende Punkte in der Gesamtfahrzeugsimulation realisiert:

- Aufbau eines Fahrzeugmodells der BMW F800R
- Dynamisches Verhalten des Versuchsträgers in einem Fahrzyklus
- Finden des Betriebspunktes für die Verbrennungskraftmaschine
- Energieflussanalyse von verschiedenen Motorvarianten
- thermodynamischen Analyse und Darstellung der Ergebnisse.

In diesem Kapitel werden die einzelnen Funktionen der Blöcke bzw. deren grundsätzliche Struktur in der Fahrzeugsimulation beschrieben.

Die Abbildung 2-11 zeigt die oberste Ebene des Simulink-Modells mit den folgenden Blöcken:

1. Fahrzyklus
2. Virtueller Fahrer
3. Antriebsstrang
4. Reifenmodell
5. Längsdynamik
6. Verbrennungskraftmaschine
7. Thermisches Motormanagement
8. Energieflussanalyse

Das thermische Motormanagement wurde in der Diplomarbeit von Girstmair [8] behandelt und entwickelt.

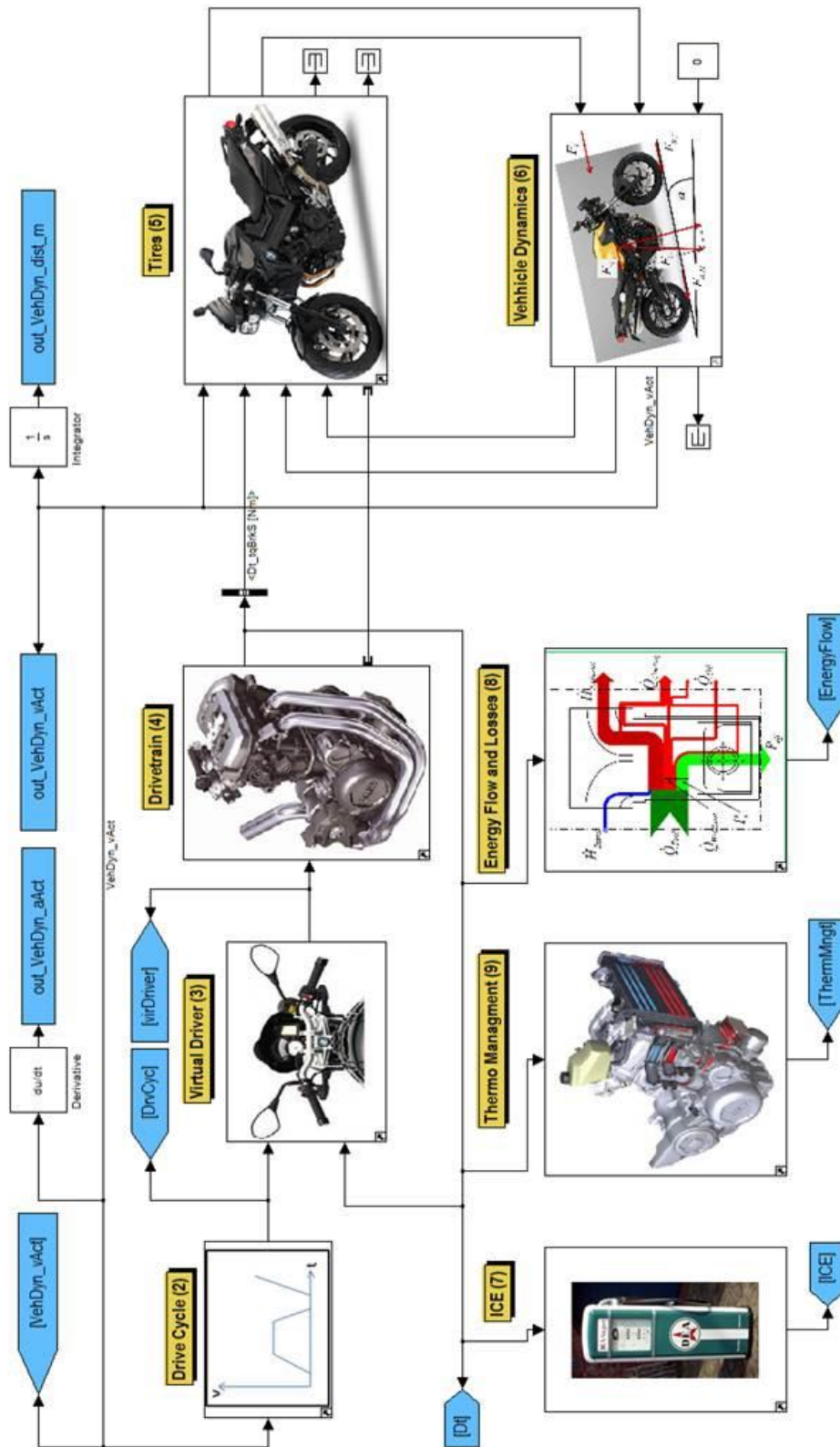


Abbildung 2-11: Gesamtfahrzeugsimulation in MATLAB Simulink

Die Abbildung 2-12 zeigt eine vereinfachte Darstellung der Gesamtsimulation. In ihr sind die einzelnen Blöcke, sowie ihre Aufgabe für die Simulation ersichtlich. Aus der vereinfachten Darstellung ist ebenfalls der objektorientierte Aufbau des Modells ersichtlich.

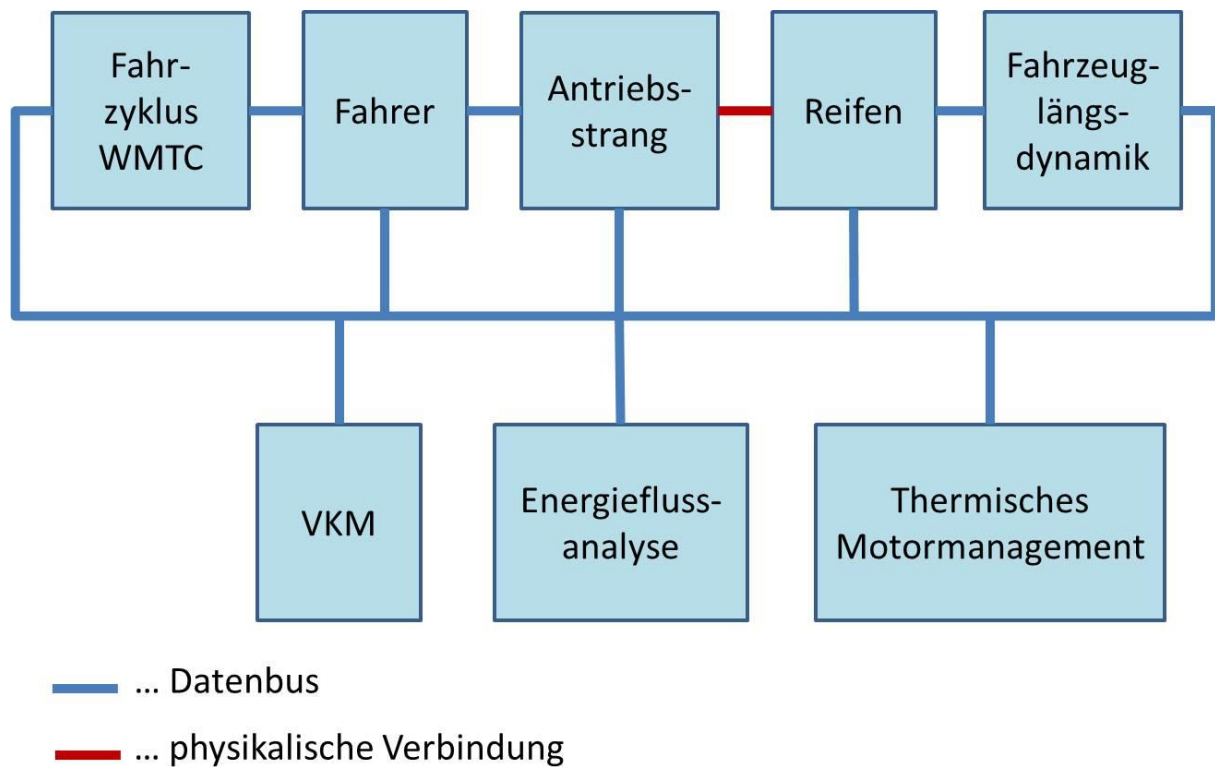


Abbildung 2-12: Vereinfachte Darstellung der Gesamtfahrzeugsimulation

Die einzelnen Komponenten des virtuellen Fahrzeugs sind mittels Datenbussystem miteinander verbunden. Eine Ausnahme bildet die Verbindung des Antriebsstranges mit den Reifen. Es handelt sich hierbei um eine sogenannte physikalische Verbindung, die Drehzahl und Drehmoment mit der Simulationszeit zusammenfasst. [7]

Generell muss erwähnt werden, dass sich diese Gesamtfahrzeugsimulation an dem **World-wide-harmonized Motorcycle TestCycle** orientiert.

Um eine reale Motorradfahrt modellieren zu können, müssen folgende Simulationsblöcke überarbeitet werden:

- **Fahrzyklus** (Hier genügt nicht nur der Geschwindigkeitsverlauf, sondern es ist auch das Höhenprofil der aufgezeichneten Strecke einzugeben.)
- **Fahrer** (Das Kupplungsmodell muss hinsichtlich seines Verhaltens beim Gangwechsel geändert werden.)

Des Weiteren muss auch Augenmerk auf die Simulationsschrittweite gelegt werden, da diese entscheidenden Einfluss auf die Speicherkapazität und die Rechenzeit hat.

2.3.1 Fahrzyklus

Als Zyklus für die Fahrzeugsimulation wurde der **Worldwide-harmonized Motorcycle Test Cycle** gewählt.

Gegenüber dem für die Automobilindustrie üblichen Zyklus weist der WMTC ein sehr viel höheres transientes Verhalten und eine längere Dauer (1800s gegenüber 1180s) auf.

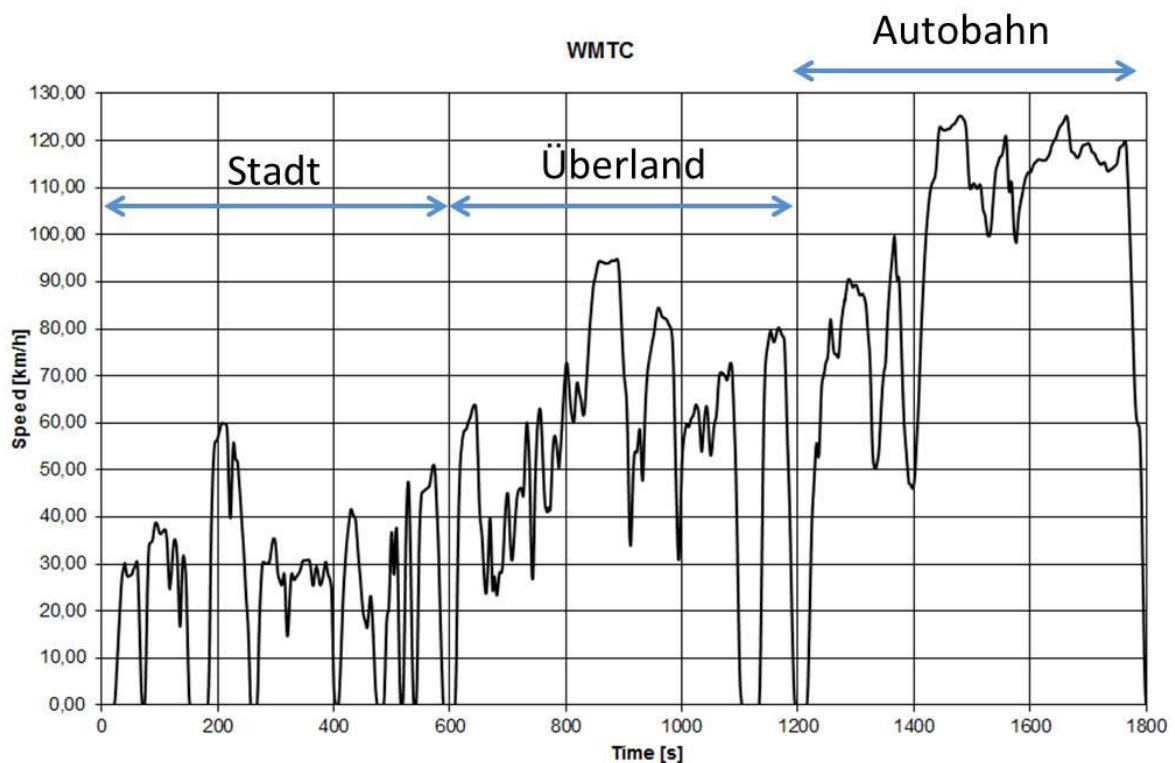


Abbildung 2-13: WMTC

Im Fahrzyklusblock in „Simulink“ (siehe Abbildung 2-14) werden folgende Größen an den Datenbus geschickt:

- Fahrzeit
- Soll-Geschwindigkeit
- Soll-Beschleunigung
- Zu verwendender Gang
- Fahrbahnsteigung
- Differenz der Soll- und Ist-Geschwindigkeit (closed Loop)

Der zu verwendende Gang kann aus zwei Schaltstrategien, die jeweils ihre Schaltpunkte aus der Soll-Geschwindigkeit beziehen, generiert werden. Das heißt, für jeden Gang werden die Geschwindigkeiten für das Hinauf- und Hinunterschalten definiert.

Für die Homologierung eines Fahrzeuges sind die Schaltpunkte durch eine Norm für den WMTC vorgegeben. Um den WMTC mit einem realen Fahrer zu simulieren, können die Schaltpunkte auch individuell auf das jeweilige Fahrzeug abgestimmt, gewählt werden.

Eine Schaltstrategie, welche sich an Kraftstoffverbrauch bzw. Leistungsreserve orientiert, wurde in dieser Arbeit nicht behandelt.

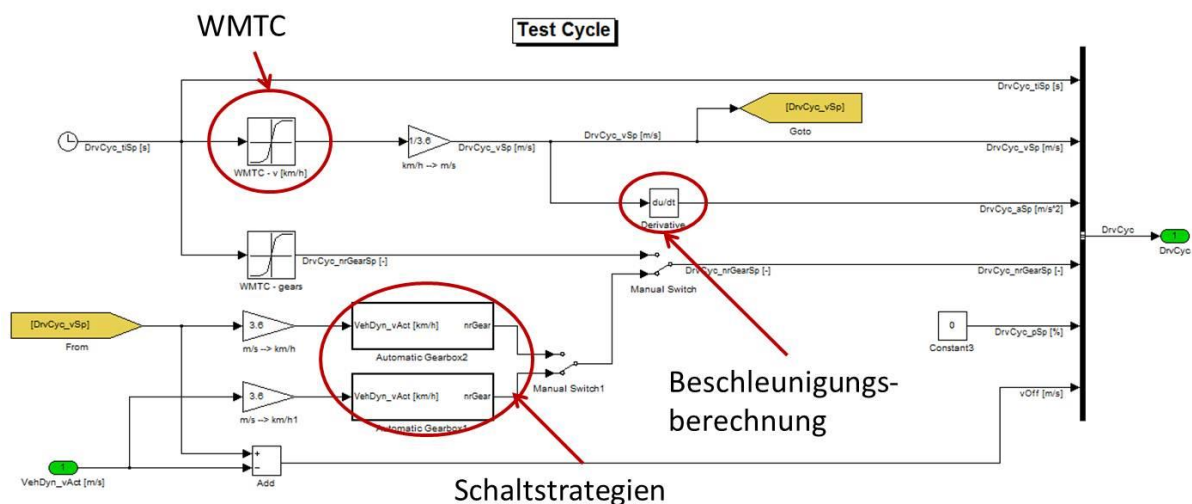


Abbildung 2-14: Fahrzyklusblock

2.3.2 Der virtuelle Fahrer

Der virtuelle Fahrer kann mit einem in der Realität fahrenden Fahrer nicht verglichen werden. Eher mit einem Prüfstandfahrer auf einem Rollenprüfstand. Dieser muss einem vordefinierten Geschwindigkeitsverlauf mit dem Fahrzeug folgen.

Damit beim dynamischen Modell die Soll-Geschwindigkeit eingehalten wird, ist ein virtueller Fahrer nötig. Der Fahrer schließt somit den Regelkreis der Simulation, da er zu jedem Zeitpunkt die Soll- mit der -Geschwindigkeit überprüft und diese an die Sollgeschwindigkeit anpasst.

Bei der Simulation wurde ein PID-Regler verwendet, der diese Aufgabe übernehmen soll. Die drei Glieder (P, I und D) des Reglers wurden iterativ durch mehrere Schleifen auf den WMTC abgestimmt. [7]

Die Abbildung 2-15 gibt einen Überblick über die Struktur des virtuellen Fahrers. Zusätzlich sind die weiteren Aufgaben bzw. Blöcke des Fahrers ersichtlich:

- Antriebsmoment-Aktuator
- Bremsmoment-Aktuator
- Kupplungssignalgeber

Im Aktuator für das Antriebsmoment wird nicht nur das Moment für den Antrieb des Fahrzeuges generiert, sondern auch ein negatives Moment, welches die Motorbremswirkung eines Fahrzeuges simuliert. Falls die Motorbremswirkung nicht ausreichen sollte, schaltet sich ein Bremsmoment dazu.

Dieses Bremsmoment verwendet ebenfalls die Differenz der Geschwindigkeiten als Regelgröße.

Der dritte und letzte Block erzeugt das Kupplungssignal, welches nur für den Anfahrvorgang benötigt wird. Auf einen Kupplungseingriff während des Schaltens in Fahrt wurde in dieser Simulation verzichtet. Eine geschlossene Kupplung (das Kupplungssignal entspricht dem Wert 1) verbindet die Verbrennungskraftmaschine mit dem restlichen Antriebsstrang ohne Verluste.

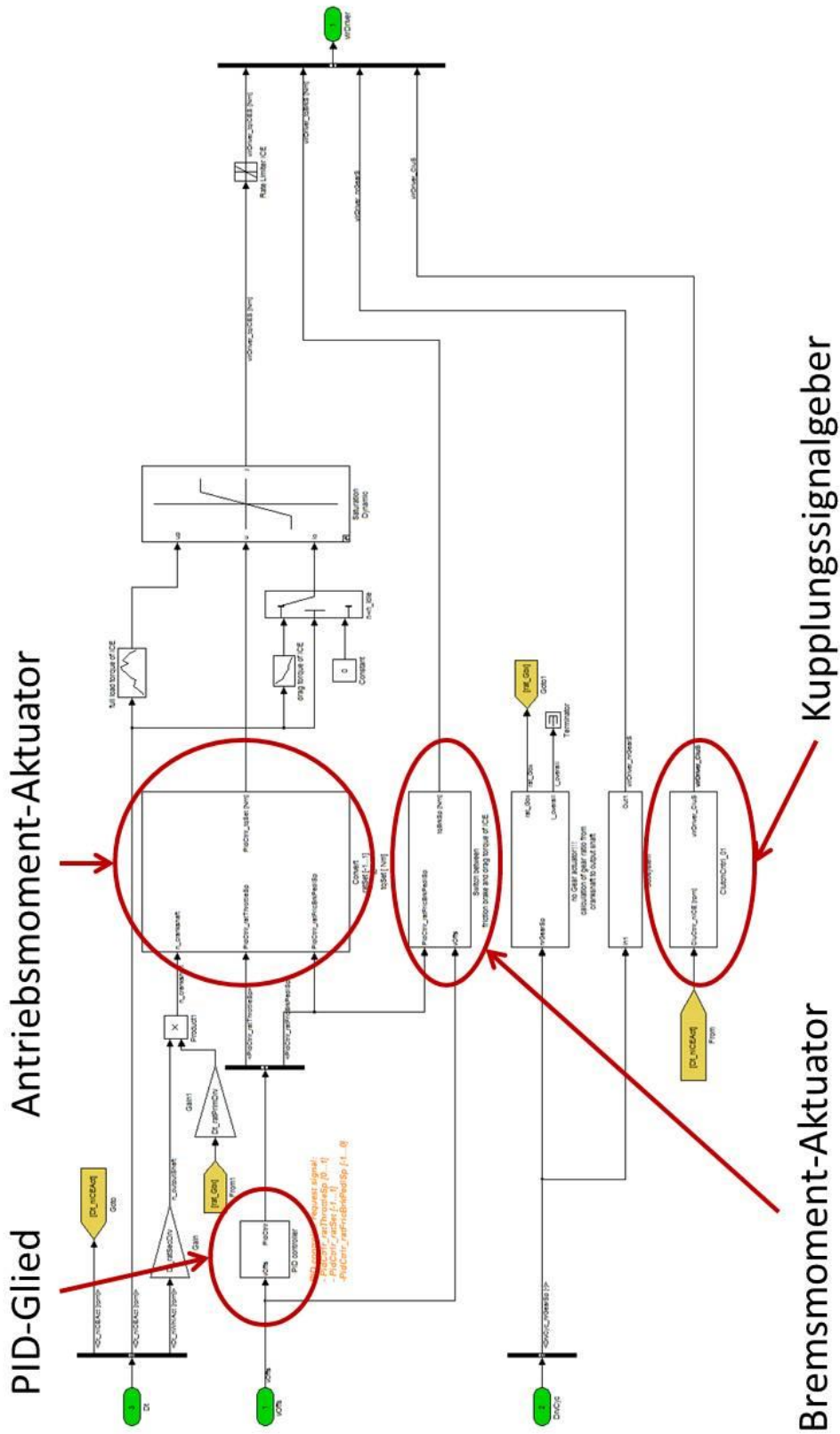


Abbildung 2-15: Virtueller Fahrer

2.3.3 Antriebsstrang

Aus der vereinfachten Darstellung der Fahrzeugsimulation ist ersichtlich, dass der Antriebsstrang und die Reifen mit einem physikalischen Bus verbunden wurden.

Diese physikalische Verbindung fasst die Drehzahl und das Drehmoment mit der Simulationszeit zu einem Signal zusammen.

Für diese neue Verbindung musste eine neue Simulink Bibliothek namens „SimDriveline“ verwendet werden. Diese beinhaltet auch Blöcke zur Darstellung von Drehmomentquellen, Drehzahlquellen, Übersetzungen, rotatorischen Trägheitsmomenten, Kupplungen, Getrieben und Sensoren für Drehzahl und Drehmoment.

Im virtuellen Antriebsstrang erfolgt nichts anderes als eine Starrkörpersimulation, bei der alle rotatorischen Massen über den Drallsatz berücksichtigt werden. Abbildung 2-16 gibt eine Veranschaulichung der Modellierung des Antriebsstranges.

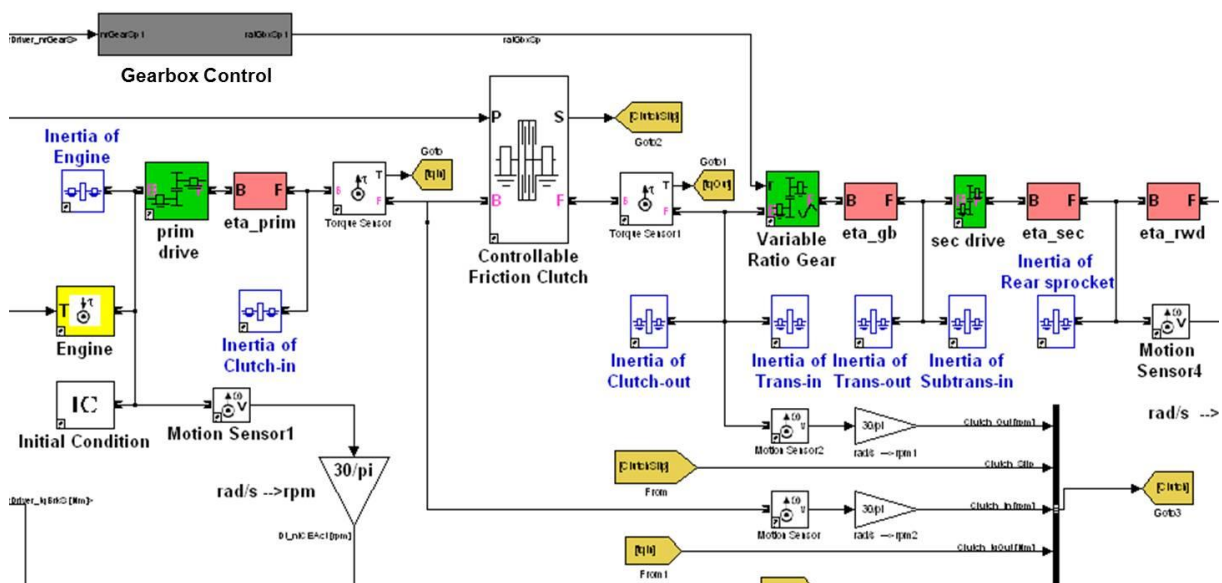


Abbildung 2-16: Vereinfachte Darstellung des Antriebsstranges

Der vollständige Antriebsstrang ist in der Abbildung 2-17 ersichtlich. Zur Überwachung des Kupplungsmodells wurden mehrere Sensoren bezüglich der Eingangs- und Ausgangsgrößen installiert.

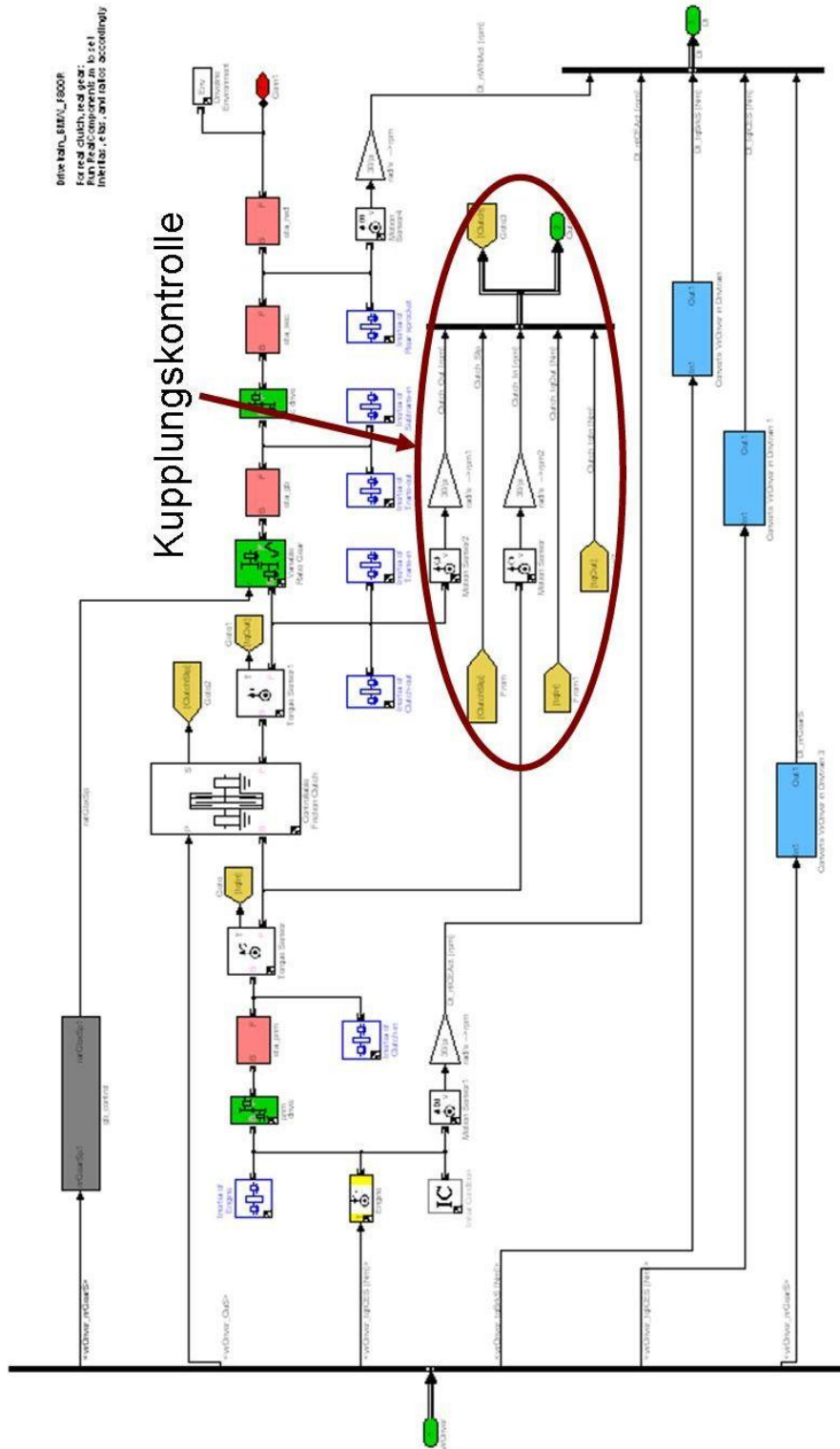


Abbildung 2-17: Antriebsstrang

2.3.4 Reifen

Um den Kontakt des Antriebstranges mit der Fahrbahn herzustellen, wurde ein Längskraft-Schlupfmodell, das ebenfalls schon in der SimDriveline-Bibliothek vorhanden war, eingefügt. In diesem Block wird die übertragbare Längskraft in Abhängigkeit des anliegenden Drehmomentes und der Drehzahl am Rad, der Radlast sowie der Fahrzeuglängsgeschwindigkeit, berechnet.

Die Massenträgheit der Räder, sowie das Bremsmoment, werden erst hier in die Simulation eingebunden. Die Gründe liegen hierfür in der objektorientierten Modellierung der Gesamtsimulation.

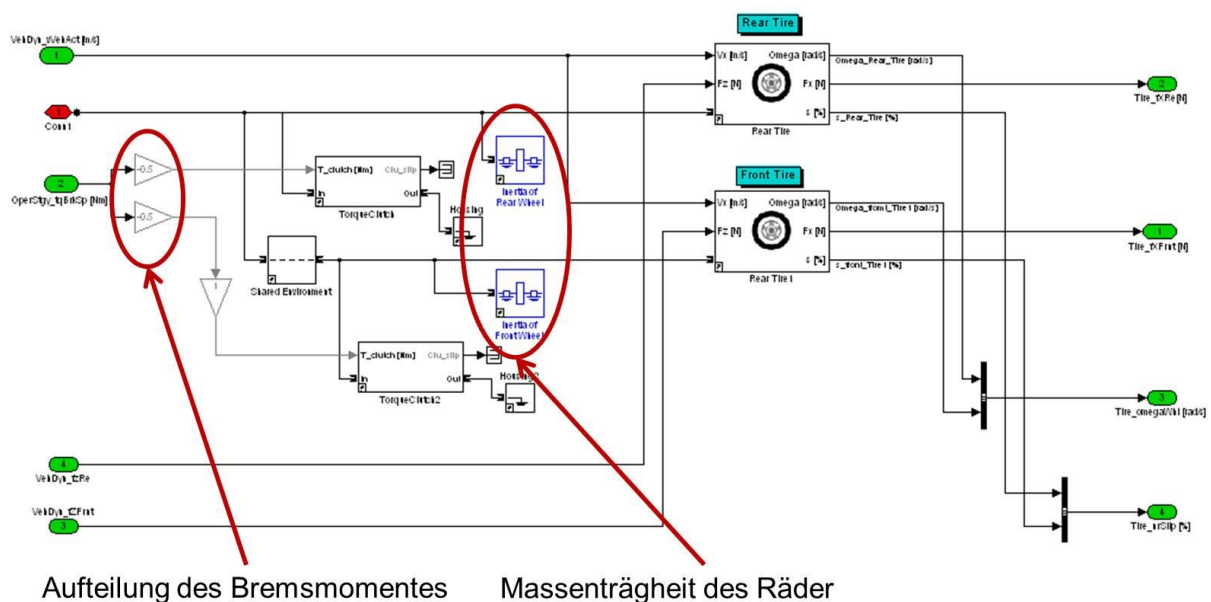


Abbildung 2-18: Reifen

2.3.5 Dynamische Radlastverteilung

In diesem Block wird die Ist-Geschwindigkeit und die dynamische Achslastverlagerung des Fahrzeuges in Abhängigkeit von Fahrwiderständen und Reifenlängskräften berechnet. Dieser Block, der ebenfalls aus der SimDriveline-Bibliothek stammt, konnte direkt in die oberste Strukturebene der Gesamtfahrzeugsimulation eingefügt werden. Für eine genauere Beschreibung wird auf die Hilfe Funktion in MATLAB Simulink verwiesen. [7]

2.3.6 Die Verbrennungskraftmaschine

Bei diesem Block handelt es sich um ein kennfeldbaserendes Verbrennungskraftmaschinen-Modell.

Aus dem Datenbus werden die benötigten Eingangsgrößen herausgelesen. Für die VKM werden die Motordrehzahl und das Motordrehmoment verwendet. Das Motordrehmoment wird zusätzlich in den motorspezifischen Mitteldruck (BMEP) umgerechnet.

Die beiden Größen dienen in der zweidimensionalen Parametertabelle „Lookup2D“ zur Bestimmung des spezifischen Kraftstoffverbrauches (BSFC).

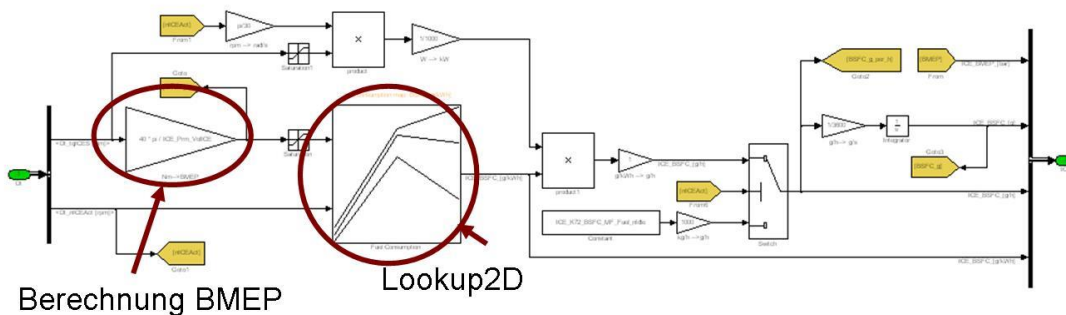


Abbildung 2-19: VKM

„Lookup2D“ benötigt wiederum eine Verbrauchsmatrix mit genügend Stützpunkten zur Interpolation (siehe Abbildung 2-20)

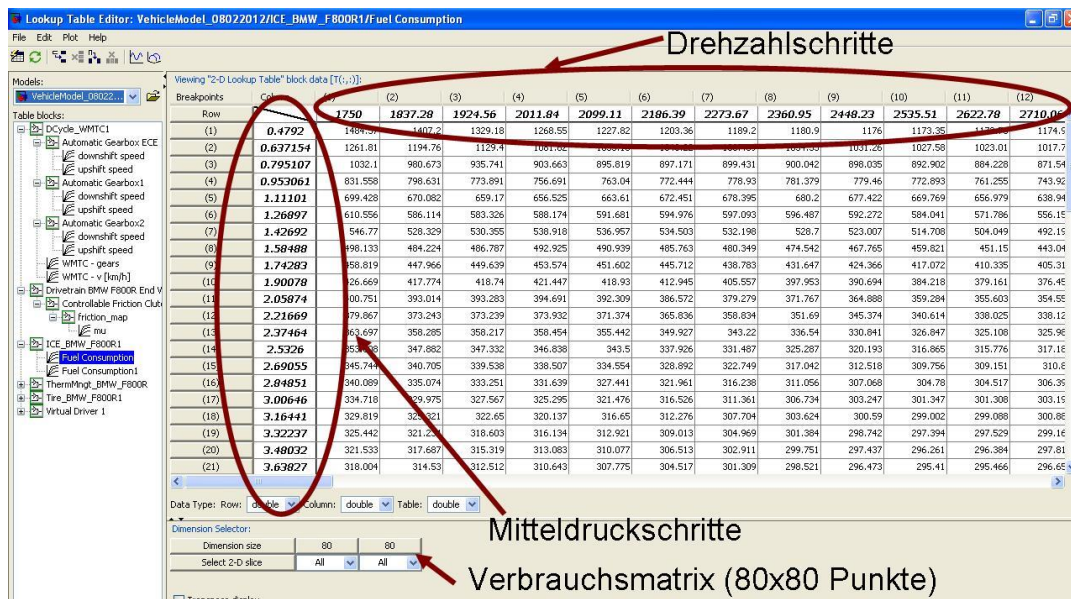


Abbildung 2-20: BSFC-Kennfeld im „Lookup2D“ hinterlegt

3 Thermodynamische Analyse

Die thermodynamische Analyse stellt eine Bestandsaufnahme der Energieumsetzung des Verbrennungsmotors dar. Sie soll nicht nur die Möglichkeiten von Wirkungsgradverbesserungen darstellen, sondern auch Potentiale für neue Technologien aufzeigen.

3.1 Erster Hauptsatz der Thermodynamik

Nach dem Ersten Hauptsatz der Thermodynamik besitzt jedes System eine extensive Zustandsgröße, die sich nur durch Energieaustausch mit der Umgebung ändert.

Der Erste Hauptsatz bezieht in das Prinzip der **Erhaltung der Energie**, auch die Wärme als eine besondere Form der Energie mit ein. Mechanische Arbeit kann in Wärme und Wärme in Arbeit umgewandelt werden (Robert Mayer 1843).

Anders formuliert, besagt der Erste Hauptsatz der Thermodynamik, dass **Energie nie vernichtet werden kann**, sondern nur in eine andere Energieform umgewandelt wird.

Ein Perpetuum Mobile erster Art ist eine Maschine, welche Arbeit aus dem Nichts erzeugen kann, und welche dem Ersten Hauptsatz widerspricht.

3.1.1 Erster Hauptsatz der Thermodynamik für geschlossene Systeme

Die mathematische Formulierung des **Ersten Hauptsatzes für ein geschlossenes System** lautet:

$$\delta Q_a + \delta W_t = dE_a + dU$$

- Technische Arbeit $\delta W_t = [J]$ (Bsp.: Volumenänderungs- und elektrische Arbeit)
- Wärme δQ_a (Wärme über die Systemgrenzen)
- Äußere Energie dE_a (Bsp.: Änderung der potentiellen und kinetischen Energie im System)

- Innere Energie dU (sie entspricht der Änderung der Summe aller Energien, die in den Molekülen in Form von kinetischer, potentieller und chemischer Energie gespeichert ist.) [9]

Wärme δQ_a und Arbeit δW_t werden über die Systemgrenzen transportiert (Transportgrößen), während äußere Energie E_a und innere Energie U im System gespeichert sind. [9]

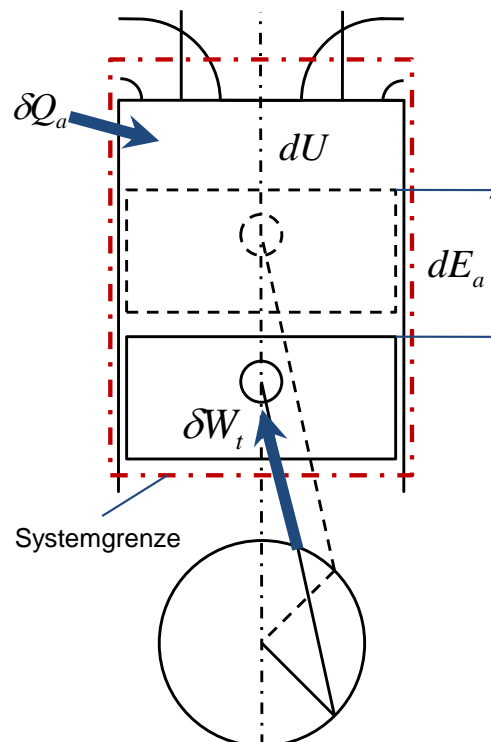


Abbildung 3-1: Erster Hauptsatz für geschlossene Systeme

Die vier Komponenten sind nochmals in Abbildung 3-1 dargestellt. Diese soll Aufschluss über die Vorzeichenfestlegung im betrachteten System geben. Zugeführte Energien werden mit einem positiven Vorzeichen versehen. Die Änderung der äußeren Energie dE_A und der inneren Energie dU werden positiv gerechnet, wenn sich ihr Energiepotential im System erhöht.

3.1.2 Erster Hauptsatz der Thermodynamik für offene Systeme

Im Verbrennungsmotor treten während des Ladungswechsels instationäre Massentransporte auf (siehe Abbildung 3-2). Ein solches System mit Massentransporten über die Systemgrenzen nennt man ein instationäres, offenes System mit der mathematischen Formulierung:

$$\underbrace{\delta W_t + \delta Q_a + dm_i * (h_i + e_{ai})}_{\text{transportierte Energien}} = \underbrace{dE_a + dU}_{\text{gespeicherte Energien}}$$

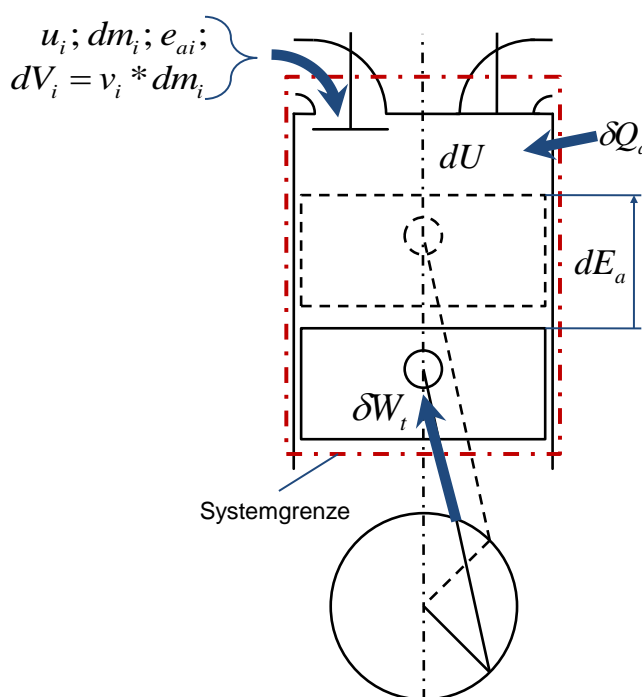


Abbildung 3-2: Erster Hauptsatz für offene Systeme

Auf mehrere Massenströme bezogen, lautet die Formulierung wie folgt:

$$\delta W_t + \delta Q_a + \sum dm_i * (h_i + e_{ai}) = dE_a + dU$$

Mit der Masse werden die spezifischen äußeren Energien e_{ai} und als neue Größe die spezifische Enthalpie h_i transportiert.

Die Enthalpie stellt generell in der Technik eine sehr wichtige Größe dar. Sie bildet sich aus den Zustandgrößen der inneren Energie U , dem Druck p und dem Volumen V .

$$H = U + p \cdot V$$

Energien welche mit kleinen Buchstaben geschrieben sind, werden als spezifische Größen bezeichnet. Sie sind auf 1kg bezogen (Bsp.: $h_i = \left[\frac{J}{kg} \right]$).

Vorzeichenfestlegung: Alle Energien die dem System über die Systemgrenzen zugeführt werden, sind positiv bzw. negativ, wenn sie vom System abgeführt werden. [9]

3.1.3 Stationärer Fließprozess

Der stationäre Fließprozess stellt eine Sonderform des Ersten Hauptsatzes für offene Systeme dar. Er kann ebenfalls bei der Verbrennungskraftmaschine angewandt werden, da die zu- und abgeführten Energie- und Stoffströme in einem stationären Messpunkt zeitlich konstant sind.

Im nachfolgenden Abschnitt wird kurz auf die Herleitung des stationären Fließprozesses eingegangen (siehe ebenfalls Abbildung 3-3).

$$\delta W_t + \delta Q_a + \sum dm_i \cdot (h_i + e_{ai}) = dE_a + dU$$

Die zu- und abfließenden Massen sind gleich groß, daraus folgt, dass der Massenstrom konstant sein muss.

$$\dot{m}_{ein} = \dot{m}_{aus} = \dot{m}$$

Die äußere Energie E_A und die innere Energie U stellen die im System gespeicherten Energien dar. Durch den zeitlich konstanten Massenstrom ändert sich auch ihr Energiepotential nicht.

$$dE_a = 0, \quad dU = 0$$

Damit vereinfacht sich der Erste Hauptsatz zu:

$$P_t + \dot{Q}_a = \dot{m} * (h_2 - h_1 + e_{a2} - e_{a1})$$

$$P_t = \dot{m} * (h_2 - h_1 + e_{a2} - e_{a1}) - \dot{Q}_a$$

Mit mehreren zu- und abfließenden Massen wird folgende Formulierung verwendet:

$$P_t = \sum_{ab} \dot{m}_i * (h_i + e_{ai}) - \sum_{zu} \dot{m}_i * (h_i + e_{ai}) - \dot{Q}_a$$

Der stationäre Fließprozess wird nun im nächsten Kapitel an die spezifischen Gegebenheiten der verwendeten Verbrennungskraftmaschine angepasst.

3.2 Anwendung des stationären Fließprozesses auf die Verbrennungskraftmaschine

In Abbildung 3-3 sind die vorhandenen Wärmeströme sowie die abgegebenen Leistungen im Anwendungsgebiet der VKM eingezeichnet. Auf diese Abbildung wird der stationäre Fließprozess angewandt.

$$\underbrace{\dot{Q}_B + \dot{H}_E}_{\text{zugeführte Leistungen}} - \underbrace{P_e - P_R - \dot{H}_A - \dot{Q}_K - \dot{Q}_{\dot{O}l} - \dot{Q}_U}_{\text{abgegebene Leistungen}} = 0$$

Der zugeführte Kraftstoffenergiestrom \dot{Q}_B und der Enthalpiestrom der Luft \dot{H}_E werden über die Systemgrenzen dem gesamten Motor zugeführt. Im dargestellten Fall eines konventionellen Ottomotors wird rund ein Drittel des zugeführten Kraftstoffenergiestromes \dot{Q}_B in Nutzleistung P_e umgewandelt. Bis zur Hälfte wird als Abgasenthalpie \dot{H}_A abgeführt. Der Rest wird als Reibleistung P_R , Wärme über das Kühlmittel \dot{Q}_K , den Ölkreislauf $\dot{Q}_{\dot{O}l}$ und durch Konvektion und Strahlung an die Umgebung \dot{Q}_U abgegeben. [10]

Die oben angeführte Gleichung wird bei einer Bezugstemperatur von 25°C angewandt. Diese Bezugstemperatur wird in Punkt 3.2.1 „Kraftstoffwärme“ näher beschrieben.

Die genaue Aufteilung der Energien für die jeweiligen Motoren wird in Kapitel 3.3 Energieflussanalyse behandelt.

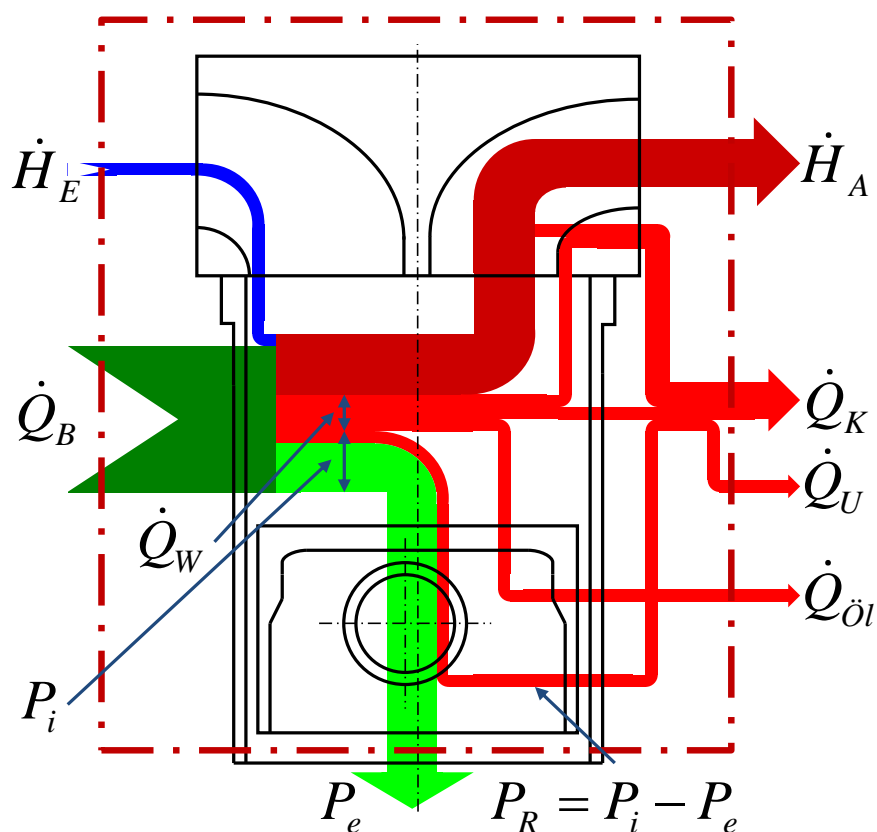


Abbildung 3-3: Erster Hauptsatz angewendet auf die VKM

Der auf die zugeführte Brennstoffwärme bezogene Anteil der Nutzleistung P_e liegt beim Ottomotor niedriger als beim Dieselmotor. Dies ist auf das höhere Verdichtungsverhältnis und das höhere Luftverhältnis des Diesels zurückzuführen.

Insbesondere wirken sich beim konventionellen Ottomotor, des Versuchsträgers, die Drosselverluste in der Teillast nachteilig aus.

Wegen seiner deutlich höheren Zylinderdrücke weist der Dieselmotor größere abgegebene Wärmeströme auf, obwohl die vom Luftverhältnis bestimmte Brennraumtemperatur beim Ottomotor wesentlich höher liegt. Dies bedingt dort auch eine höhere Abgasenthalpie. [10]

In den nachfolgenden Absätzen werden die einzelnen Komponenten für die thermodynamische Analyse beschrieben.

3.2.1 Kraftstoffwärme

Als erste Größe wird die zugeführte Brennstoffleistung erklärt. Sie setzt sich aus dem Kraftstoffmassenstrom $\dot{m}_{\text{Brennstoff}}$, umgangssprachlich als Kraftstoffverbrauch bezeichnet, und dem Heizwert H_u zusammen.

$$\dot{Q}_{\text{Brennstoff}} = \dot{m}_{\text{Brennstoff}} * H_U^{25^\circ\text{C}} \quad [\text{kW}] = \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right] * \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right]$$

Der Heizwert $H_U^{25^\circ\text{C}} = \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right]$ stellt die bei einer Verbrennung maximal nutzbare Wärmemenge dar, bei der sich keine Kondensation des Wasserdampfes im Abgas einstellt. Der verwendete Kraftstoff wurde als Super Plus Benzin deklariert und hat daher eine Oktanzahl von 98Oz und einen unteren Heizwert von $H_U^{25^\circ\text{C}} = 42500 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right]$ (siehe Tabelle 3-1).

Prüfparameter	Prüfmethode	physikalische Bezeichnung	Ergebnis	Einheit
Kohlenstoffgehalt	berechnet aus Zusammensetzung	μ_C	84,84	% (kg/kg)
Wasserstoffgehalt		μ_H	13,25	% (kg/kg)
Sauerstoffgehalt		μ_O	1,91	% (kg/kg)
unterer Heizwert		$H_U^{25^\circ\text{C}}$	42500	kJ/kg
Dichte (15°C)	DIN EN ISO 12185	ρ_{FUEL}	757,6	kg/m ³

Tabelle 3-1: Kraftstoffanalyse der Analytik-Service Gesellschaft

Der Heizwert $H_U^{25^\circ\text{C}}$ kann auch mit der Näherungsformel nach W. Boie (1957) berechnet werden. Diese Art der Berechnung des Heizwertes $H_U^{25^\circ\text{C}}$ soll nur zur Veranschaulichung der grundsätzlichen Vorgänge während der Verbrennung dienen.

$$\begin{aligned}H_{U,Boie}^{25^\circ C} &= 34835 * \mu_C + 93870 * \mu_H + 6280 * \mu_N + 10465 * \mu_S - \\ &\quad - 10800 * \mu_O - 2440 * \mu_{H_2O} \\ H_{U,Boie}^{25^\circ C} &= 34835 * 0,8484 + 93870 * 0,1325 - 10800 * 0,0191 \\ H_{U,Boie}^{25^\circ C} &= 41785,5 \left[\frac{kJ}{kg} \right]\end{aligned}$$

Aus der Näherungsformel ist ersichtlich, dass sich alle Produkte der Verbrennung, welche zur Oxidation einen Beitrag leisten, positiv auf den unteren Heizwert auswirken (zum Beispiel Schwefel).

Der Schwefel, der im Kraftstoff gebunden ist, wird während der Verbrennung zu Schwefeloxid oxidiert. Schwefeloxide gelten als Luftschadstoffe und deshalb wurde der Schwefelgehalt im Kraftstoff limitiert. Bei heutigen Kraftstoffen liegt dieser Gehalt unter der Nachweisbarkeitsgrenze.

Als Sauerstoffträger werden Kohlenwasserstoffe mit angelagerten Sauerstoffatomen bezeichnet (Beispiele: Alkohole und Ether). Diese vermindern den Heizwert und den Luftbedarf des Brennstoffs. [10]

3.2.2 Zugeführte Luftmenge

Die zugeführte Leistung der Luft ist im thermodynamischen Sinne ein Enthalpiestrom.

Allgemein ist der Enthalpiestrom \dot{H} einer physikalischen Größe als Produkt des jeweiligen Massenstroms \dot{m} und der spezifischen Enthalpie h definiert.

$$\dot{H} = \dot{m} * h \quad [kW] = \left[\frac{kg}{s} \right] * \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

Bei einem Idealen Gas kann die spezifische Enthalpie h mit Hilfe:

- der spezifischen Wärmekapazität bei konstantem Druck
- und der Temperatur

berechnet werden.

$$h|_{25^{\circ}\text{C}}^t = \int_{25^{\circ}\text{C}}^t c_{p(t)} * dt \quad [kJ/kg] = [kJ/kg * K] * [K]$$

Aus den oben angeführten Gleichungen ergibt sich folgender Zusammenhang für den zugeführten Enthalpiestrom der Luft, der für die Verbrennung notwendig ist.

$$\dot{H}_E|_{25^{\circ}\text{C}}^t = \dot{m}_{Luft} * \int_{25^{\circ}\text{C}}^t c_{p(t)}^{Luft} * dt \quad [kW] = [kg/s] * [kJ/kg * K] * [K]$$

Der Massenstrom der Luft wurde aus der untenstehenden Beziehung über das sogenannte Luftverhältnis λ errechnet.

$$\lambda = \frac{\dot{m}_{Luft}}{L_{st} * \dot{m}_{Brennstoff}} \quad [1] = \left[\frac{\left[\frac{kg_{Luft}}{s} \right]}{\frac{kg_{Luft}}{kg_{Brennstoff}} * \frac{kg_{Brennstoff}}{s}} \right]$$

$$\dot{m}_{Luft} = \lambda * L_{st} * \dot{m}_{Brennstoff} \quad \left[\frac{kg_{Luft}}{s} \right] = [1] * \left[\frac{kg_{Luft}}{kg_{Brennstoff}} \right] * \left[\frac{kg_{Brennstoff}}{s} \right]$$

Der Kraftstoffmassenstrom $\dot{m}_{Brennstoff}$ und das Luftverhältnis λ werden am Motorprüfstand gemessen. Nun bleibt nur noch der stöchiometrische Luftbedarf L_{st} , der bei Benzin

$$L_{st} = 14,0589 \left[\frac{kg_{Luft}}{kg_{Brennstoff}} \right] \text{ beträgt.}$$

3.2.3 Effektive Motorleistung

Die effektive Motorleistung wird aus dem Produkt des Motordrehmomentes M_e und der Drehzahl n gebildet. Diese physikalischen Größen wurden ebenfalls am Motorenprüfstand ermittelt.

$$P_e = M_e * \frac{n * \pi}{30} \quad [kW] = [Nm] * [s^{-1}] * \frac{1}{1000}$$

3.2.4 Reibleistung

Die Reibleistung lässt sich am anschaulichsten mit Hilfe des Mitteldruckbegriffes, der im Motorenbau sehr üblich ist, erklären.

Die abgegebene Arbeit der Verbrennungskraftmaschine wird auf das Hubvolumen V_h bezogen. Dies entspricht in physikalischem Sinne einer spezifischen Arbeit mit der Dimension eines Druckes und wird daher im Motorenbau mit dem Begriff des Mitteldrucks p bezeichnet.

$$p = W/V_h \quad [Pa] = [J/m^3] = [Nm/m^3]$$

Wenn man in die obige Gleichung die effektiv geleistete Arbeit W_e bzw. die vom Gas an den Kolben abgegebene Arbeit einsetzt, so erhält man den effektiven Mitteldruck p_e bzw. den indizierten Mitteldruck p_i .

$$p_e = W_e/V_h \quad p_i = W_i/V_h$$

Die innere Arbeit W_i kann im pV-Diagramm als Integral des Druckes über das Volumen und daher als eingeschlossene Fläche ermittelt werden.

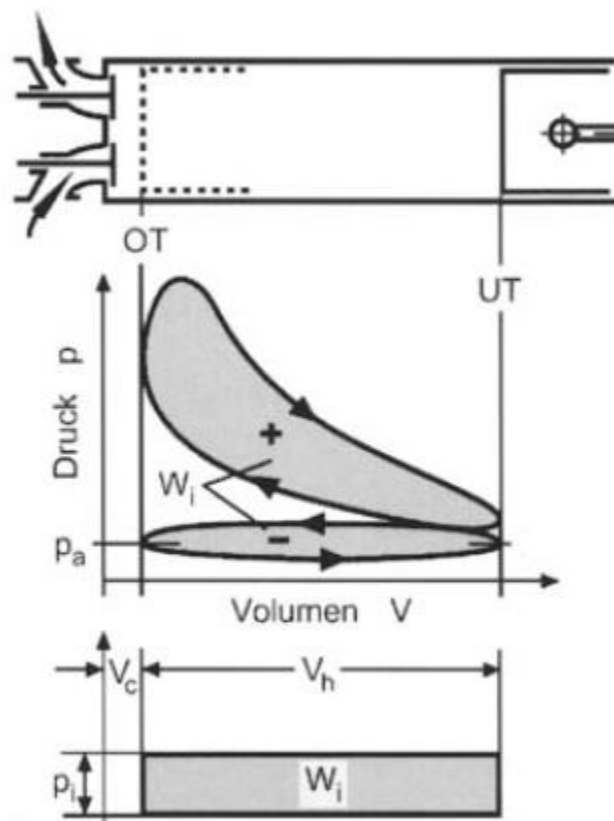


Abbildung 3-4: pV-Diagramm und indizierter Mitteldruck bei einem Viertaktmotor [10]

Die Differenz zwischen der an den Kolben abgegebenen inneren Arbeit W_i und der effektiven Arbeit W_e , ist die durch die mechanischen Verluste verursachte Reibungsarbeit W_r .

$$W_r = W_i - W_e$$

$$p_r = p_i - p_e$$

Der Reibmitteldruck muss nun wieder in Leistung umgerechnet werden, da in dieser Diplomarbeit ausschließlich mit Leistungen gerechnet wird.

$$P_r[kW] = \frac{p_r[bar] * V_h[cm^3] * n[\min^{-1}]}{1200 * 1000}$$

Durch die für den Betrieb notwendigen peripheren Bauteile des Motorradmotors wurden nicht nur der Grundmotor, sondern auch Getriebeeinheit und Nebenaggregate mitgemessen. Die Reibleistung wurde nun analytisch bis zum Vollmotor zurückgerechnet und kann in folgende Unterpunkte unterteilt werden:

- Vollmotor
- Ölpumpe
- Kühlmittelpumpe
- Primäre Getriebestufe
- Kupplung
- Sekundäre Getriebestufe

Als Vollmotor wird im klassischen Sinn eine lauffähige Verbrennungskraftmaschine mit den beiden Baugruppen Kurbeltrieb und Ventiltrieb bezeichnet.

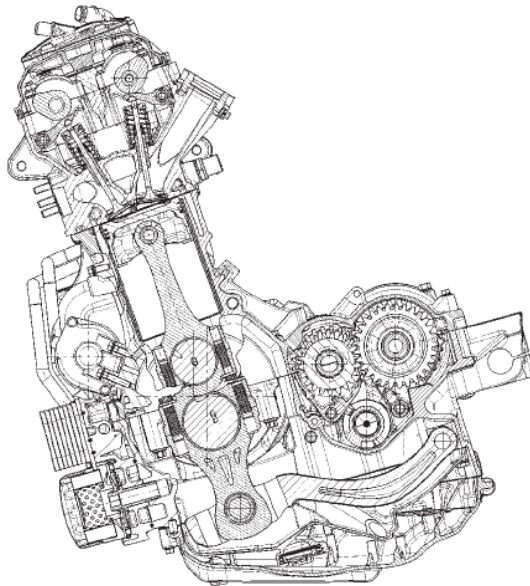


Abbildung 3-5: CAD-Schnitt durch den Versuchsträger [2]

Sekundäre Getriebestufe

Der Wirkungsgrad der sekundären Getriebestufe wurde mit $\eta_G = 0,98$ angenommen. Zwei Prozent stellen einen üblichen Verlust einer geraden verzahnten Stufe dar.

Die erste reduzierte Reibleistung $P_{r,I}$ ist die Differenz der Reibleistung des gesamten Motor-
aufbaus am Prüfstand und der Reibleistung der sekundären Übersetzung $P_{r,sek.G}$.

$$P_{r,sek.G} = P_r * (1 - \eta_G)$$

$$P_{r,I} = P_r - P_{r,sek.G}$$

Kupplung

Die hier verbaute Mehrscheibenölbادهkupplung ist ein typischer Vertreter im Bereich der
Sport- und Freizeitfahrzeuge.

Bei der am Versuchsträger verbauten Kupplung stellte sich ein Schlupfverhalten ein, dass
sich leider nicht beheben lies. Die Verluste an der Kupplung konnten nicht eindeutig be-
stimmt werden, da die Verluste der Verbrennungskraftmaschine (wie zum Beispiel die Dros-
selverluste) mitgemessen wurden.

Deshalb wurde zur Veranschaulichung ein Wirkungsgrad $\eta_K = 0,97$ angenommen.

$$P_{r,K} = P_{r,I} * (1 - \eta_K)$$

$$P_{r,II} = P_{r,I} - P_{r,K}$$

Primäre Getriebestufe

Der Wirkungsgrad der primären Getriebestufe wurde mit dem der Sekundären gleichgesetzt.
Man kann sich die dritte reduzierte Reibleistung $P_{r,III}$ als Verbrennungskraftmaschine ohne
dem Getriebe und der Kupplung vorstellen.

$$P_{r,pri.G} = P_{r,II} * (1 - \eta_G)$$

$$P_{r,III} = P_{r,II} - P_{r,pri.G}$$

Pumpenleistung des Öl- und Kühlkreislaufes

Der Leistungsbedarf der Öl- und Kühlmittelpumpe lässt sich wie folgt berechnen und muss von der dritten reduzierten Reibleistung subtrahiert werden.

$$P_{Pump} = \frac{\dot{V} * \Delta p}{\eta} \quad [W] = \frac{\left[\frac{m^3}{s} \right] * [Pa]}{[1]}$$

$$P_{r, Motor} = P_{r, III} - P_{K, Pump} - P_{Oil, Pump}$$

\dot{V}	$\left[\frac{m^3}{s} \right]$	Volumenstrom des Mediums
Δp	$[Pa]$	Druckdifferenz vor und nach der Pumpe
η	$[1]$	Wirkungsgrad der Pumpe
$P_{r, Motor}$	$[W]$	Reibleistung des Vollmotors

3.2.5 Kühlungswärme

Das Kühlsystem des Versuchsträgers ist als Umlaufsystem konstruiert. Die primäre Aufgabe des Systems ist die maximal zulässige Bauteiltemperatur im Brennraum nicht überschreiten zu lassen bzw. konstant zu halten. Diese Funktion muss ebenfalls bei winterlichen Verhältnissen gewährleistet werden. Deshalb wird als Medium des Kühlsystems ein Wasser-Glykolgemisch verwendet.

Im Serienzustand wurde ein Gemisch im Verhältnis 3:1 (Wasser zu Glykol) verwendet.

Die Abbildungen 3-6 stellt den Einfluss der Temperatur und des Prozentsatzes des Frostschutzmittels im Kühlwasser auf die spezifische Wärmekapazität und die Dichte dar.

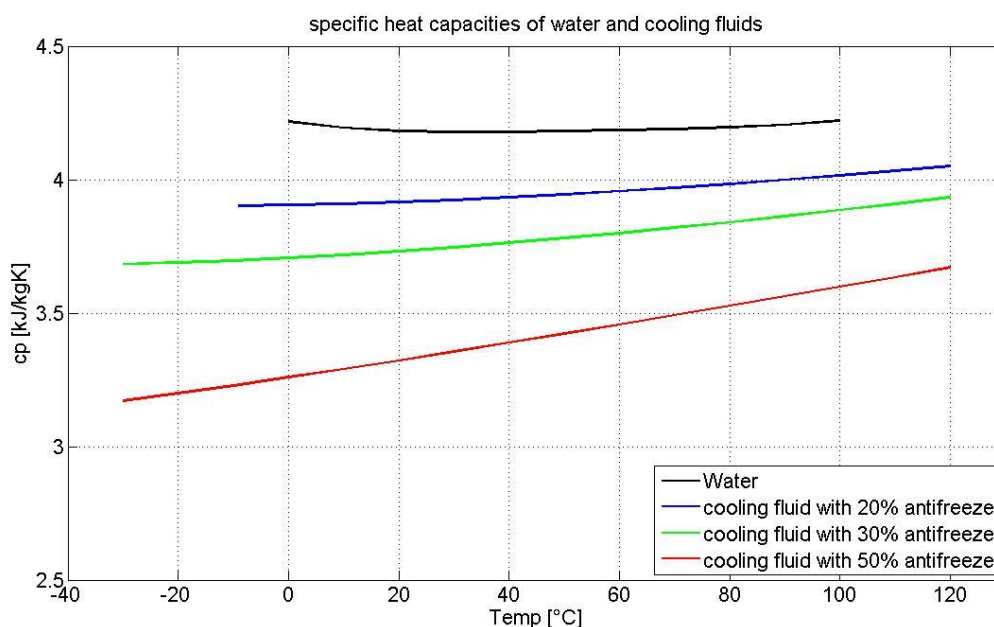


Abbildung 3-6: Spezifische Wärmekapazitäten des Kühlmediums in Abhängigkeit von der Temperatur und dem Prozentsatz des Frostschutzmittels [11]

In Abbildung 3-7 sind die spezifischen Wärmekapazitätsverläufe über der Temperatur und dem Prozentsatz des Glykolanteiles eingezeichnet. Mit zunehmenden Anteil des Glykols am Kühlmittel verschieben sich die Verläufe der spezifischen Wärmekapazitäten auf ein niedrigeres Niveau.

Die spezifische Wärmekapazität eines Mediums ist die Wärme die je kg zugeführt werden muss um die Temperatur um 1K zu erhöhen.

Wenn nun ein niedrigerer spezifischer Wärmekapazitätsverlauf gewählt wird, so kann auch der Kühlkreislauf weniger Wärme aufnehmen.

Das primäre Ziel der Beimengung des Glykols ist die Herabsenkung der Einfriertemperatur, um die Frostschuttsicherheit zu gewährleisten.

Prozentsatz des Frostschutzmittels im Wasser in [%]	Gefriertemperatur in [°C]
$V_{Frost} = 20$	-9,99
$V_{Frost} = 30$	-16,4
$V_{Frost} = 50$	-36,2

Tabelle 3-2: Gefriertemperaturen des Kühlmittels [11]

Um der Abnahme der spezifischen Wärmekapazität entgegen zu wirken, benötigt man laut untenstehender Formel einen höheren Massendurchsatz, damit die gleiche Kühlleistung erreicht werden kann. Auf die Temperaturdifferenz kann kein Einfluss genommen werden, da diese vom System bestimmt wird.

Die Berechnung der Kühlleistung erfolgt nach untenstehender Formel:

$$\dot{Q}_K \Big|_{t_2}^{t_1} = \dot{m}_K * \int_{t_2}^{t_1} c_{p(t, V_{Frost})}^K * dt \quad [kW] = \left[\frac{kg}{s} \right] * \left[\frac{kJ}{kg * K} \right] * [K]$$

Durch die Erhöhung des Massenstroms kommt es (bei gleicher Geometrie) gleichzeitig zur einer Erhöhung der Fluidgeschwindigkeit. Dies wirkt sich negativ auf die Pumpenleistung aus, die wiederum durch zwei Effekte gesteigert werden muss.

Der erste Effekt lässt sich mit der hydraulischen Pumpenleistung (siehe 3.2.4) erklären.

Der Massenstrom \dot{m}_K ist direkt proportional zu der hydraulischen Pumpenleistung P_{Pump} .

$$P_{Pump} = \frac{\dot{m}_K * \Delta p \Big|_{p_1}^{p_2}}{\rho_K * \eta_m} \quad [W] = \frac{\left[\frac{kg}{s} \right] * [Pa]}{\left[\frac{kg}{m^3} \right] * [1]}$$

$$P_{Pump} = \dot{V}_K * \Delta p \Big|_{p_1}^{p_2} * \frac{1}{\eta_m} \quad [W] = \left[\frac{m^3}{s} \right] * [Pa] * \frac{1}{[1]}$$

Für den zweiten Effekt muss der Begriff der Viskosität eingeführt werden. Die dynamische Viskosität ist ein Maß für die Zähigkeit eines Fluides.

Je größer die Zähigkeit bzw. die Viskosität des Fluides ist, desto mehr Pumparbeit muss aufgewendet werden, um ein Fluid, in unserem Fall ein Gemisch aus Wasser und Glykol, im Kühlkreislauf umwälzen zu können.

In der Abbildung 3-8 sehen wir, dass im Bereich niedriger Temperaturen und höherer Prozentsätze an Glykol die dynamische Viskosität höher als bei Wasser ist. Dieser Effekt wirkt sich sehr stark auf das Aufheizverhalten der Verbrennungskraftmaschine aus.

Bei höheren Prozentsätzen an Glykol steigt dadurch die Zeitdauer zur Erreichung der Betriebstemperatur. Dies wirkt sich negativ auf die Reibungsarbeit aus.

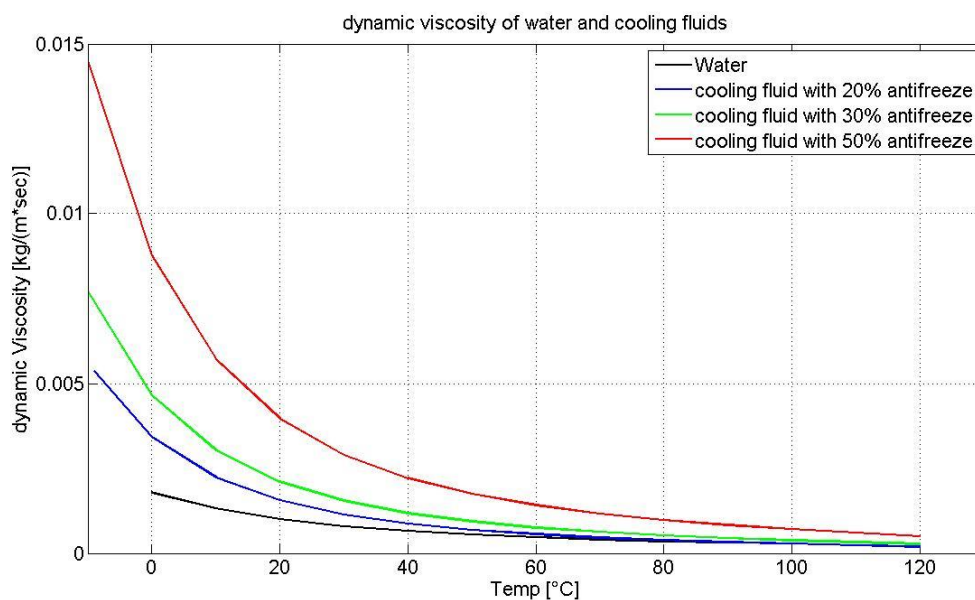


Abbildung 3-7: Dynamische Viskosität des Kühlmediums in Abhängigkeit von der Temperatur und dem Prozentsatz des Frostschutzmittels [11]

Durch die Beigabe von Frostschutz vergrößert sich außerdem noch die Dichte des Gemisches. Dies hat zur Folge, dass bei gleichem Volumen des Kreislaufes das Gewicht des Systems steigt.

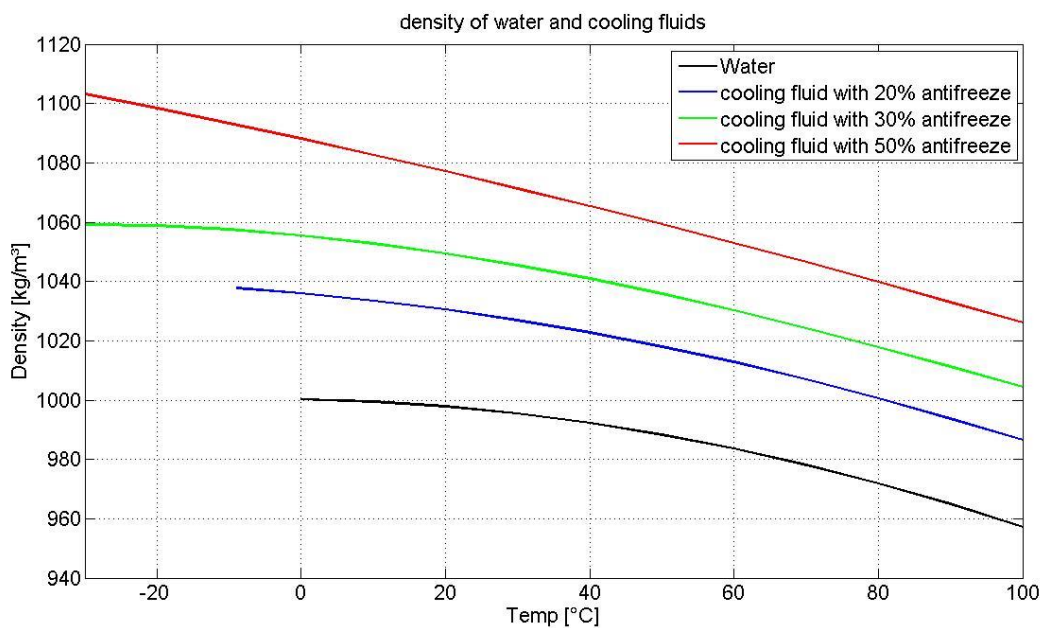


Abbildung 3-8: Dichte des Kühlmediums in Abhängigkeit von der Temperatur und dem Prozentsatz des Frostschutzmittels [11]

Natürlich kann auf Frostschutz in Regionen, wo die Temperatur unter 0°C fällt nicht verzichtet werden. In tropischen Gebieten wird jedoch auf die Beimengung von Frostschutzmittel verzichtet.

3.2.6 Kühlungswärme des Ölkreislaufes

Die primäre Aufgabe des Ölkreislaufes besteht in der Versorgung der Lagerstellen mit ausreichend Öl, um die Reibung der Verbrennungskraftmaschine so gering wie möglich zu halten.

Eine weitere Aufgabe ist die Kühlung von gefährdeten Bauteilen, wie zum Beispiel der Kolbengruppe. Die dadurch erfolgte Erwärmung des Öls wird hauptsächlich durch die Bauteile Ölwanne und Ölwasserwärmetauscher an die Umgebung abgegeben.

Bei der Ölwanne handelt es sich um ein Reservoir für das nicht benötigte Öl im Kreislauf. Die hier abgegebene Kühlungswärme erfolgt durch Konvektion und Wärmestrahlung an die Umgebung. Mit der Geschwindigkeit des Fahrzeuges nimmt auch die Strömungsgeschwindigkeit der Luft um die Ölwanne zu, wodurch auch die Kühlleistung steigt.

Die Kühlleistung der Ölwanne kann aufgrund der komplexen Struktur nur mit Hilfe einer 3D CFD Simulation bestimmt werden. Diese CFD-Berechnung wurde in dieser Diplomarbeit nicht durchgeführt.

Der Ölwasserwärmetauscher bringt die zusätzlich benötigte Kühlleistung im höheren Lastbereich aufbringen. Ein weiteres Merkmal des Wärmetauschers ist die Fähigkeit im Warmlauf das Öl schneller auf die gewünschte Betriebstemperatur aufzuheizen und dadurch die Reibleistung beim Kaltstart schneller zu senken.

Die Kühlleistung des Öles wird wie folgt berechnet:

$$\dot{Q}_{\text{Öl}} \Big|_{t_2}^{t_1} = \dot{m}_{\text{Öl}} * \int_{t_2}^{t_1} c_{p(t)}^{\text{Öl}} * dt \quad [kW] = [kg/s] * [kJ/kg * K] * [K]$$

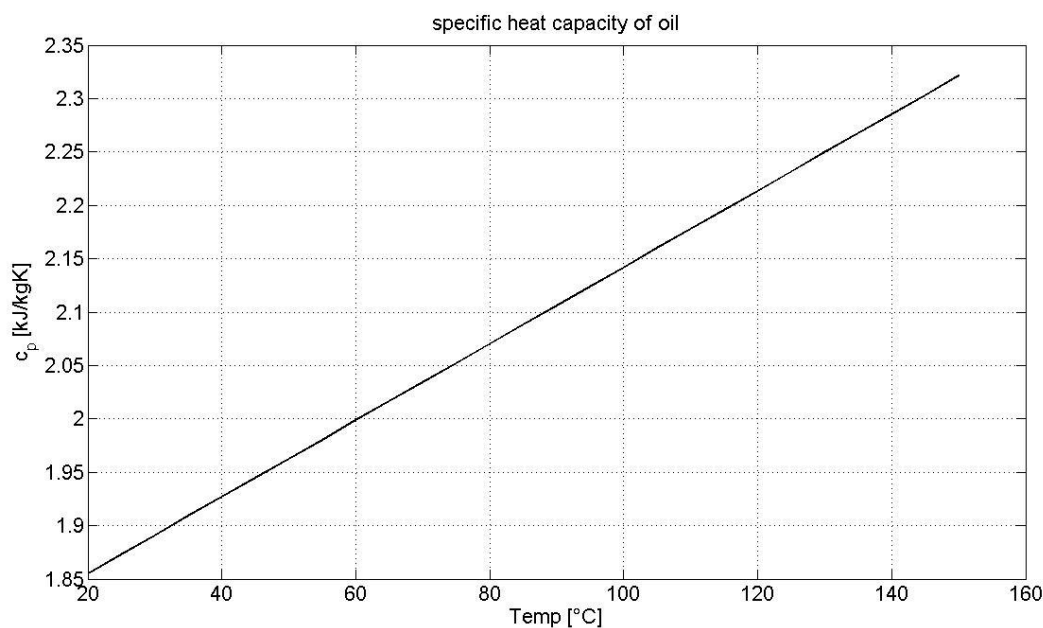


Abbildung 3-9: Spezifische Wärmekapazität des Öles [12]

In der Abbildung 3-10 ist die spezifische Wärmekapazität als Funktion der Temperatur des Öles eingezeichnet. Die Werte sind ca. um Faktor 2 kleiner als die des Wassers. Die Endtemperatur der spezifischen Wärmekapazität ist durch die Verkokung definiert. Es muss darauf geachtet werden, dass die lokalen Temperaturen im Ölkreis nicht über die Verkokungstemperatur hinausreichen. Dies ist vor allem im Bereich des Turboladers zu beachten.

3.2.7 Abgasenthalpie

Für die Abgasenthalpieberechnung ist es notwendig die chemischen Produkte, welche bei der Verbrennung von Kohlenwasserstoff basierenden Kraftstoffen entstehen, zu berechnen. Allgemein können die chemischen Produkte einer vollständigen und unvollständigen Verbrennung zugeteilt werden. [10]

Produkte der vollständigen Verbrennung:

- Wasserdampf H_2O
- Stickstoff N_2
- Sauerstoff O_2
- Kohlendioxid CO_2

Produkte der unvollständigen Verbrennung:

- Wasserstoff H_2
- Kohlenwasserstoffe HC
- Kohlenmonoxid CO
- Stickstoffmonoxid NO
- Stickstoffdioxid NO_2

Bei den Produkten der unvollständigen Verbrennung handelt es sich um Luftschadstoffe bzw. um Atemgifte, die durch die Abgasnormen bei den verschiedenen Fahrzeugklassen limitiert sind. Hierbei bildet der Wasserstoff die Ausnahme, der sich leicht zu Wasserdampf oxidieren lässt.

3.2.7.1 Molenstromberechnung der einzelnen Abgaskomponenten

Durch die Abgasanalyse werden folgende chemische Produkte in Volumensprozent φ_i ermittelt:

- Kohlenwasserstoffe HC
- Kohlenmonoxid CO
- Stickstoffmonoxid NO
- Sauerstoff O_2
- Kohlendioxid CO_2
- Stickstoffdioxid NO_2

Die restlichen Produkte (Wasserstoff H_2 , Wasserdampf H_2O und Stickstoff N_2) werden aus der Atombilanz der Verbrennung berechnet. Diese Atombilanz ist nichts anderes als eine Massenerhaltung auf molekularer Ebene.

Die Masse an Luft und Kraftstoff, die dem Brennraum zugeführt wird, muss der Masse nach der Verbrennung im Abgastrakt entsprechen. Die Berechnung der Massenerhaltung auf molekularer Ebene stammt aus der Diplomarbeit von Friedl [13].

Der Massenstrom, der bei der Verbrennung dem Brennraum über die Kolbenringe (auch bezeichnet als Blowby) entweicht, wird bei dieser Berechnung nicht berücksichtigt. Da dieser Anteil in Bezug auf den Abgasmassenstrom vernachlässigbar klein ist.

$$\dot{m}_{f,Luft} + \dot{m}_{Brennstoff} = \dot{M}_{H_2} * M_{H_2} + \dot{M}_{HC} * \frac{M_c}{\mu_c} + \dot{M}_{H_2O} * M_{H_2O} + \dot{M}_{CO} * M_{CO} + \dot{M}_{N_2} * M_{N_2} + \dot{M}_{NO} * M_{NO} + \dot{M}_{O_2} * M_{O_2} + \dot{M}_{CO_2} * M_{CO_2} + \dot{M}_{NO_2} * M_{NO_2}$$

$\dot{m}_{f,Luft}$	$\left[\frac{kg}{s} \right]$	Zugeführter Massenstrom an feuchter Luft
$\dot{m}_{Brennstoff}$	$\left[\frac{kg}{s} \right]$	Zugeführter Brennstoffmassenstrom
\dot{M}_i	$\left[\frac{kmol_i}{s} \right]$	Molenstrom der Abgaskomponente i

M_i $\left[\frac{\text{kg}_i}{\text{kmol}_i} \right]$ Molare Masse der Abgaskomponente i

μ_c $\left[\frac{\text{kg}_c}{\text{kg}_{\text{Brennstoff}}} \right]$ Kohlenstoffgehalt im Brennstoff

Die Konzentrationen an Kohlenwasserstoffen HC , Stickstoffmonoxid NO und Stickstoffdioxid NO_2 werden aufgrund der verwendeten Messtechnik auf das feuchte Abgas bezogen.

Die restlichen Abgaskonzentrationen werden aber auf den trockenen Abgasmolenstrom

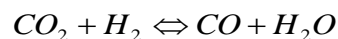
$\dot{M}_{tr. Abgas} = \left[\frac{\text{kmol}_{tr. Abgas}}{s} \right]$ bezogen. Deshalb wird das trockene Abgas als Berechnungsgrundlage herangezogen. Dies hat zur Folge, dass ein Korrekturfaktor für die drei Konzentrationen notwendig ist, um diese auf den trockenen Abgasmassenstrom zu beziehen.

Für die Berechnung des unbekanntenen trockenen Abgasmolenstroms $\dot{M}_{tr. Abgas}$ muss zunächst auf die jeweiligen Molenströme der einzelnen Abgaskomponenten \dot{M}_i eingegangen werden. [13]

Molenstrom von Wasserstoff und Wasserdampf

Da es sich bei molekularem Wasserstoff und Wasserdampf um keine gesetzlich reglementierten Schadstoffe handelt, werden diese ebenfalls nicht bei der herkömmlichen für die Homologation von Fahrzeugen notwendigen Abgasanalyse gemessen.

Jedoch können die beiden chemischen Produkte mittels der Wassergasreaktion (siehe nachfolgende Formel) und dem chemischen Gleichgewicht berechnet werden.



Die zugehörige Gleichgewichtskonstante K_p der Wassergasreaktion ist ebenfalls notwendig für die Berechnung der beiden Konzentrationen.

Die Gleichgewichtskonstante K_p ist in der Abbildung 3-11 als Funktion der Temperatur hinterlegt. Sie kann ebenfalls aus den jeweiligen Partialdrücken der chemischen Produkte errechnet werden (siehe nachfolgende Formel).

$$K_p = \frac{p_{CO} * p_{H2O}}{p_{CO2} * p_{H2}}$$

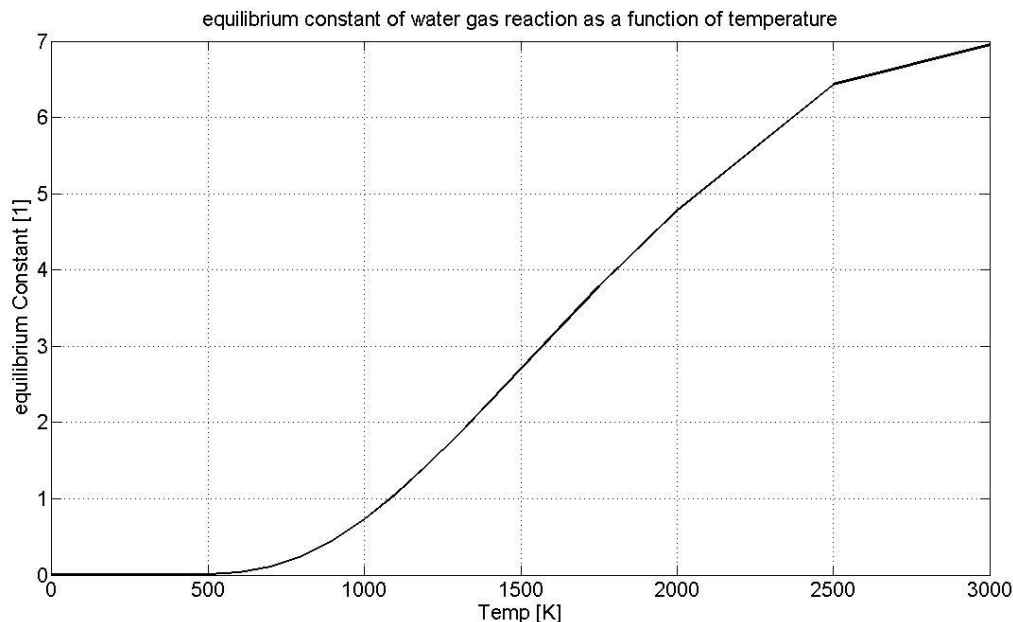


Abbildung 3-10: K_p für Wassergasgleichgewicht als Funktion der Temperatur [14]

Nun wird das chemische Gleichgewicht auf die Gleichgewichtsgleichung angewandt. Das chemische Gleichgewicht beschreibt einen Zustand, in dem die Hin- und Rückreaktion gleich schnell ablaufen. Dies hat zur Folge, dass aus der Gleichgewichtskonstanten K_p als Funktion der Partialdrücke eine Funktion K_C der chemischen Konzentrationen wird. Allgemein wird die Gleichgewichtskonstante mit K bezeichnet.

$$K_p = K_C$$

$$\frac{p_{CO} * p_{H2O}}{p_{CO2} * p_{H2}} = \frac{n_{CO} * n_{H2O}}{n_{CO2} * n_{H2}}$$

Aus der obigen Gleichung ist ersichtlich, dass die Molanteile an Wasserdampf n_{H2O} herausgelöst werden können. Nun kann die Gleichgewichtskonstante K als Funktion der Temperatur in die Gleichung eingefügt werden.

$$n_{H_2O} = K * \frac{n_{CO_2}}{n_{CO}} * n_{H_2}$$

Diese Gleichung kann aufgrund der Tatsache, dass in ihr der unbekannte Molanteil des molekularen Wasserstoffs n_{H_2} steht, nur bedingt verwendet werden.

Auf die Wassergasreaktion muss eine Atombilanz der drei beteiligten Elemente Wasserstoff H , Kohlenstoff C und Sauerstoff O angewandt werden.

$$\begin{aligned} \sum H &= 2 * n_{H_2} + 2 * n_{H_2O} \\ \sum C &= n_{CO_2} + n_{CO} \\ \sum O &= 2 * n_{CO_2} + n_{CO} + n_{H_2O} \end{aligned}$$

$$\frac{\sum H}{\sum C} = \frac{2 * (n_{H_2} + n_{H_2O})}{n_{CO_2} + n_{CO}}$$

Dieses Verhältnis der Wasserstoffatome zu den Kohlenstoffatomen der Wassergasreaktion

muss dem im Brennstoff zugeführten Verhältnis $\frac{\mu_H}{\mu_C} = \left[\frac{kg_H}{kg_C} \right]$ gleich sein.

$$\frac{\sum H * M_H}{\sum C * M_C} = \frac{\mu_H}{\mu_C} \frac{[kmol_H] * \left[\frac{kg_H}{kmol_H} \right]}{[kmol_C] * \left[\frac{kg_C}{kmol_C} \right]} = \left[\frac{kg_H}{kg_C} \right]$$

$$\frac{\sum H}{\sum C} = \frac{\mu_H * M_C}{\mu_C * M_H}$$

$$\frac{\mu_H * M_C}{\mu_C * M_H} = \frac{2 * (n_{H_2} + n_{H_2O})}{n_{CO_2} + n_{CO}}$$

Nun entstehen zwei Gleichungen mit den beiden Unbekannten (n_{H_2} und n_{H_2O}). Somit ist das Gleichungssystem lösbar.

$$\frac{\mu_H * M_C}{\mu_C * M_H} = \frac{2 * (n_{H_2} + n_{H_2O})}{n_{CO_2} + n_{CO}}$$

$$n_{H_2O} = K * \frac{n_{CO_2}}{n_{CO}} * n_{H_2}$$

$$\frac{\mu_H * M_C}{\mu_C * M_H} = \frac{2 * \left(n_{H_2} + K * \frac{n_{CO_2}}{n_{CO}} * n_{H_2} \right)}{n_{CO_2} + n_{CO}}$$

$$\frac{1}{2} * \frac{\mu_H * M_C}{\mu_C * M_H} = \frac{n_{H_2} * (n_{CO} + K * n_{CO_2})}{n_{CO} * (n_{CO_2} + n_{CO})}$$

$$n_{H_2} = \frac{1}{2} * \frac{\mu_H * M_C}{\mu_C * M_H} * \frac{n_{CO} * (n_{CO_2} + n_{CO})}{n_{CO} + K * n_{CO_2}}$$

$$n_{H_2O} = K * \frac{n_{CO_2}}{n_{CO}} * n_{H_2} =$$

$$n_{H_2O} = K * \frac{n_{CO_2}}{n_{CO}} * \frac{1}{2} * \frac{\mu_H * M_C}{\mu_C * M_H} * \frac{n_{CO} * (n_{CO_2} + n_{CO})}{n_{CO} + K * n_{CO_2}}$$

Nach dem Satz von Avogadro ist das Volumen v_i jeder Komponente der Molzahl n_i proportional. Deshalb können auch die Molzahlen der jeweiligen Abgasprodukte n_i durch ihre

Molanteile $v_i = \left[\frac{kmol_i}{kmol_{tr.Abgas}} \right]$ oder durch die Volumenanteile $\varphi_i = \left[\frac{m_i}{m_{tr.Abgas}} \right]$ ersetzt

werden. [9]

$$\varphi_{H_2} = \frac{1}{2} * \frac{\mu_H * M_C}{\mu_C * M_H} * \frac{\varphi_{CO} * (\varphi_{CO_2} + \varphi_{CO})}{\varphi_{CO} + K * \varphi_{CO_2}}$$

$$\varphi_{H_2O} = K * \frac{\varphi_{CO_2}}{\varphi_{CO}} * \frac{1}{2} * \frac{\mu_H * M_C}{\mu_C * M_H} * \frac{\varphi_{CO} * (\varphi_{CO_2} + \varphi_{CO})}{\varphi_{CO} + K * \varphi_{CO_2}}$$

Aus den beiden Konzentrationen werden die jeweiligen Molenströme \dot{M}_i ausgedrückt. Mit dem Molenstrom des trockenen Abgases $\dot{M}_{tr.Abgas}$ wird eine neue Unbekannte in das Gleichungssystem eingefügt.

$$\dot{M}_{H_2} = \dot{M}_{tr.Abgas} * \frac{\varphi_{H_2}}{100\%}$$

$$\dot{M}_{H_2O} = \dot{M}_{tr.Abgas} * \frac{\varphi_{H_2O}}{100\%}$$

Molenstrom der Kohlenwasserstoffe

Aufgrund der Messtechnik wird die Konzentration an Kohlenwasserstoffen HC auf das feuchte Abgas bezogen. Deshalb muss zunächst der Feuchtekorrekturfaktor $x_{f,tr.Abgas}$ berechnet werden, da die Bezugsgröße für die Molenstromberechnung das trockene Abgas ist. Für die Berechnung des Feuchtekorrekturfaktors $x_{f,tr.Abgas}$ wird die Wasserdampfkonzentration φ_{H_2O} im Abgas bzw. deren Molenstrom benötigt. [13]

$$\dot{M}_{f.Abgas} = \dot{M}_{tr.Abgas} + \dot{M}_{H_2O} = \dot{M}_{tr.Abgas} * \left(1 + \frac{\varphi_{H_2O}}{100\%} \right)$$

$$x_{f,tr.Abgas} = \frac{\dot{M}_{f.Abgas}}{\dot{M}_{tr.Abgas}} = \frac{\dot{M}_{tr.Abgas} * \left(1 + \frac{\varphi_{H_2O}}{100\%} \right)}{\dot{M}_{tr.Abgas}}$$

$$x_{f,tr.Abgas} = 1 + \frac{\varphi_{H_2O}}{100\%}$$

Die chemische Zusammensetzung der Kohlenwasserstoffe im Abgas wird für die Berechnung mit dem Verhältnis von Kohlenstoff zu Wasserstoff des Brennstoffs gleichgesetzt. Dies entspricht ungefähr einem Verhältnis von Kohlenstoff C zu elementarem Wasserstoff H von 1:2. [10]

$$\dot{M}_{HC} = \dot{M}_{CH_2} = \dot{M}_{tr,Abgas} * \frac{\varphi_{HC}}{100\%} * x_{f,tr,Abgas}$$

Molenstrom des Kohlenmonoxids

Die Konzentration von Kohlenmonoxid CO wird aufgrund der Tatsache, dass es sich um ein Atemgift für den Menschen handelt, in der Abgasanalyse mitgemessen.

Der Kohlenmonoxidmolenstrom \dot{M}_{CO} lässt sich, wie folgt, berechnen:

$$\dot{M}_{CO} = \dot{M}_{tr,Abgas} * \frac{\varphi_{CO}}{100\%}$$

Molenstrom an molekularem Stickstoff

Da sich der Stickstoff nur sehr geringem Maße an der Verbrennung beteiligt und der volumenmäßige Stickstoffgehalt in der Atmosphäre mit $\varphi_{N_2,Luft} = 78,084\%$ bekannt ist, kann eine Massenbilanz des Stickstoffs vor und nach der Verbrennung aufgestellt werden. [10]

$$\dot{M}_{N_2} * M_{N_2} = \dot{m}_{N_2,Abgas} = \dot{m}_{N_2,Luft} - \dot{m}_{NO,Abgas} - \dot{m}_{NO_2,Abgas}$$

$$\dot{m}_{N_2,Abgas} = \underbrace{\frac{\dot{m}_{f,Luft}}{1 + X/100\%}}_{\dot{m}_{tr,Luft}} * \underbrace{0,78084 * \frac{M_{N_2}}{M_{tr,Luft}}}_{\text{Umrechnung von } \varphi_i \rightarrow \mu_i} - \dot{M}_{NO} * \frac{M_{N_2}}{2} - \dot{M}_{NO_2} * \frac{M_{N_2}}{2}$$

$$\dot{M}_{N_2} = \underbrace{\frac{\dot{m}_{f,Luft}}{1 + X/100\%}}_{\dot{m}_{tr,Luft}} * \underbrace{0,78084 * \frac{1}{M_{tr,Luft}}}_{\text{Umrechnung von } \varphi_i \rightarrow \mu_i} - \dot{M}_{NO} * \frac{1}{2} - \dot{M}_{NO_2} * \frac{1}{2}$$

$$X \left[\frac{kg_{H_2O,Luft}}{kg_{tr,Luft}} \right] = [100\%] \quad \text{Absoluter Feuchtegrad der Luft}$$

Molenstrom des Stickstoffmonoxids

Wie die Konzentration von Kohlenmonoxid CO wird auch jene von Stickstoffmonoxid im Abgas, aufgrund der Tatsache, dass es sich um ein Atemgift für den Menschen handelt, in der Abgasanalyse mitgemessen.

Der Molenstrom des Stickstoffmonoxides \dot{M}_{NO} lässt sich, wie folgt, berechnen:

$$\dot{M}_{NO} = \dot{M}_{tr.Abgas} * \frac{\varphi_{NO}}{100\%} * x_{f,tr.Abgas}$$

Molenstrom des restlichen Sauerstoffs

Nach der Theorie der vollständigen Verbrennung ($\lambda = 1$) sollte sich im Abgas kein restlicher bzw. unverbrannter Sauerstoff befinden. Da es sich um eine reale Verbrennung handelt, ist der restliche Sauerstoff ein gutes Indiz, wie gut die Verbrennung stattgefunden hat bzw. wie gut der Regelkreis zur Überwachung des Lambdawertes ist.

$$\dot{M}_{O_2} = \dot{M}_{tr.Abgas} * \frac{\varphi_{O_2}}{100\%}$$

Molenstrom des Argons

Bei Argon handelt es sich um ein Edelgas, das mit einem Volumenanteil von $\varphi_i = 0,934\%$ in der angesaugten Luft vorkommt. Argon kann nicht oxidieren, kann daher auch nicht an der Verbrennung teilnehmen. Deshalb kann der Molenstrom an Argon im Abgas wie folgt berechnet werden.

$$\dot{M}_{Ar} = \underbrace{\frac{\dot{m}_{f,Luft}}{1 + X/100\%}}_{\dot{m}_{tr,Luft}} * \underbrace{0,00934 * \frac{1}{M_{tr,Luft}}}_{\text{Umrechnung von } \varphi_i \rightarrow \mu_i}$$

Alle weiteren Edelgase und Luftschadstoffe (siehe Tabelle 3-3) haben einen sehr geringen Anteil in der Luft und können daher vernachlässigt werden.

Gas	Volumenanteil $\varphi_i = [\%]$	Molare Masse $M_i = \left[\frac{\text{kg}}{\text{kmol}} \right]$
Stickstoff (N_2)	78,084	28,0134
Sauerstoff (O_2)	20,948	31,9988
Argon (Ar)	0,934	39,9480
Kohlendioxid (CO_2)	0,0314	44,0100
Neon (Ne)	$1,818 \cdot 10^{-3}$	20,1830
Helium (He)	$524,0 \cdot 10^{-6}$	4,0026
Krypton (Kr)	$114,0 \cdot 10^{-6}$	83,8000
Xenon (Xe)	$8,7 \cdot 10^{-6}$	131,3000
Wasserstoff (H)	$50,0 \cdot 10^{-6}$	2,0159
Distickstoffmonoxid (N_2O)	$50,0 \cdot 10^{-6}$	44,0128
Methan (CH_4)	$0,2 \cdot 10^{-3}$	16,04303
Ozon (O_3)	Bis $7,0 \cdot 10^{-6}$	47,9982
Schwefeldioxid (SO_2)	Bis $0,1 \cdot 10^{-3}$	64,0628
Stickstoffdioxid (NO_2)	Bis $2,0 \cdot 10^{-6}$	46,0055
Jod (J_2)	Bis $1,0 \cdot 10^{-6}$	253,8088
Luft	100	28,9644

**Tabelle 3-3: Zusammensetzung der trockenen und sauberen Luft in der Nähe
 des Meeresniveaus [10]**

Molenstrom an Kohlendioxid

Die Konzentration an Kohlendioxid CO_2 wird zur Überprüfung der Messergebnisse der Abgasanalyse benötigt; weshalb der Kohlendioxidmolenstrom \dot{M}_{CO_2} , wie folgt, berechnet wird:

$$\dot{M}_{CO_2} = \dot{M}_{tr.Abgas} * \frac{\varphi_{CO_2}}{100\%}$$

Molenstrom des Stickstoffdioxides

Stickstoffdioxid wird aufgrund der Tatsache, dass es sich um ein Atemgift handelt, in der Abgasanalyse mitgemessen.

Der Molenstrom des Stickstoffdioxides \dot{M}_{NO_2} lässt sich, wie folgt, berechnen:

$$\dot{M}_{NO_2} = \dot{M}_{tr.Abgas} * \frac{\varphi_{NO_2}}{100\%} * x_{f,tr.Abgas}$$

Einfügen der einzelnen Molenströme in die Massenbilanz

Die Molenströme aller Abgaskomponenten werden nun in die Atombilanz eingesetzt. Die Unbekannte, nämlich der Molenstrom des trockenen Abgases, wird aus der Gleichung berechnet.

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_{f,Luft} + \dot{m}_{Brennstoff} &= \dot{M}_{tr.Abgas} * \frac{\varphi_{H2}}{100\%} * M_{H2} + \\
 &+ \dot{M}_{tr.Abgas} * \frac{\varphi_{HC}}{100\%} * x_{f,tr.Abgas} * \frac{M_c}{\mu_c} + \\
 &+ \dot{M}_{tr.Abgas} * \frac{\varphi_{H2O}}{100\%} * M_{H2O} + \\
 &+ \dot{M}_{tr.Abgas} * \frac{\varphi_{CO}}{100\%} * M_{CO} + \\
 &+ \left(\frac{\dot{m}_{f,Luft}}{1 + X/100\%} * 0,78084 * \frac{1}{M_{tr,Luft}} - \dot{M}_{NO} * \frac{1}{2} - \dot{M}_{NO2} * \frac{1}{2} \right) * M_{N2} + \\
 &+ \dot{M}_{tr.Abgas} * \frac{\varphi_{NO}}{100\%} * x_{f,tr.Abgas} * M_{NO} + \\
 &+ \dot{M}_{tr.Abgas} * \frac{\varphi_{O2}}{100\%} * M_{O2} + \\
 &+ \frac{\dot{m}_{f,Luft}}{1 + X/100\%} * 0,00934 * \frac{1}{M_{tr,Luft}} * M_{Ar} + \\
 &+ \dot{M}_{tr.Abgas} * \frac{\varphi_{CO2}}{100\%} * M_{CO2} + \\
 &+ \dot{M}_{tr.Abgas} * \frac{\varphi_{NO2}}{100\%} * x_{f,tr.Abgas} * M_{NO2}
 \end{aligned}$$

Im nächsten Rechenschritt wird die Klammer, die den Molenstrom des Stickstoffes nach der Verbrennung darstellen soll, ausmultipliziert. Ebenfalls können die einzelnen Terme der Abgaskomponenten jeweils in eine eigene Zeile geschrieben werden.

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_{f,Luft} + \dot{m}_{Brennstoff} &= \dot{M}_{tr.Abgas} * \frac{\varphi_{H2}}{100\%} * M_{H2} + \\
 &+ \dot{M}_{tr.Abgas} * \frac{\varphi_{HC}}{100\%} * x_{f,tr.Abgas} * \frac{M_c}{\mu_c} + \\
 &+ \dot{M}_{tr.Abgas} * \frac{\varphi_{H2O}}{100\%} * M_{H2O} + \\
 &+ \dot{M}_{tr.Abgas} * \frac{\varphi_{CO}}{100\%} * M_{CO} + \\
 &+ \frac{\dot{m}_{f,Luft}}{1 + X/100\%} * 0,78084 * \frac{1}{M_{tr,Luft}} * M_{N2} - \\
 &- \dot{M}_{tr.Abgas} * \frac{\varphi_{NO}}{100\%} * x_{f,tr.Abgas} * \frac{1}{2} * M_{N2} + \dot{M}_{tr.Abgas} * \frac{\varphi_{NO}}{100\%} * x_{f,tr.Abgas} * M_{NO} - \\
 &- \dot{M}_{tr.Abgas} * \frac{\varphi_{NO2}}{100\%} * x_{f,tr.Abgas} * \frac{1}{2} * M_{N2} + \dot{M}_{tr.Abgas} * \frac{\varphi_{NO2}}{100\%} * x_{f,tr.Abgas} * M_{NO2} + \\
 &+ \dot{M}_{tr.Abgas} * \frac{\varphi_{O2}}{100\%} * M_{O2} + \\
 &+ \frac{\dot{m}_{f,Luft}}{1 + X/100\%} * 0,00934 * \frac{1}{M_{tr,Luft}} * M_{Ar} + \\
 &+ \dot{M}_{tr.Abgas} * \frac{\varphi_{CO2}}{100\%} * M_{CO2} +
 \end{aligned}$$

Die Terme der 6. und 7. Zeile der obigen Gleichung werden nun zu untenstehenden Termen zusammengefasst, um eine gute Übersicht beibehalten zu können.

$$\begin{aligned}
 -\dot{M}_{tr.Abgas} * \frac{\varphi_{NO}}{100\%} * x_{f,tr.Abgas} * \frac{1}{2} * M_{N2} + \dot{M}_{tr.Abgas} * \frac{\varphi_{NO}}{100\%} * x_{f,tr.Abgas} * M_{NO} &= \\
 &= -\dot{M}_{tr.Abgas} * \frac{\varphi_{NO}}{100\%} * x_{f,tr.Abgas} * \left(\frac{M_{N2}}{2} - M_{NO} \right)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 -\dot{M}_{tr.Abgas} * \frac{\varphi_{NO2}}{100\%} * x_{f,tr.Abgas} * \frac{1}{2} * M_{N2} + \dot{M}_{tr.Abgas} * \frac{\varphi_{NO2}}{100\%} * x_{f,tr.Abgas} * M_{NO2} &= \\
 &= -\dot{M}_{tr.Abgas} * \frac{\varphi_{NO2}}{100\%} * x_{f,tr.Abgas} * \left(\frac{M_{N2}}{2} - M_{NO2} \right)
 \end{aligned}$$

Die Vereinfachungen werden wiederum in die Hauptgleichung eingesetzt.

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_{f,Luft} + \dot{m}_{Brennstoff} &= \dot{M}_{tr.Abgas} * \frac{\varphi_{H2}}{100\%} * M_{H2} + \\
 &+ \dot{M}_{tr.Abgas} * \frac{\varphi_{HC}}{100\%} * x_{f,tr.Abgas} * \frac{M_c}{\mu_c} + \\
 &+ \dot{M}_{tr.Abgas} * \frac{\varphi_{H2O}}{100\%} * M_{H2O} + \\
 &+ \dot{M}_{tr.Abgas} * \frac{\varphi_{CO}}{100\%} * M_{CO} + \\
 &+ \frac{\dot{m}_{f,Luft}}{1 + X/100\%} * 0,78084 * \frac{1}{M_{tr,Luft}} * M_{N2} - \\
 &- \dot{M}_{tr.Abgas} * \frac{\varphi_{NO}}{100\%} * x_{f,tr.Abgas} * \left(\frac{M_{N2}}{2} - M_{NO} \right) - \\
 &- \dot{M}_{tr.Abgas} * \frac{\varphi_{NO2}}{100\%} * x_{f,tr.Abgas} * \left(\frac{M_{N2}}{2} - M_{NO2} \right) + \\
 &+ \dot{M}_{tr.Abgas} * \frac{\varphi_{O2}}{100\%} * M_{O2} + \\
 &+ \frac{\dot{m}_{f,Luft}}{1 + X/100\%} * 0,00934 * \frac{1}{M_{tr,Luft}} * M_{Ar} + \\
 &+ \dot{M}_{tr.Abgas} * \frac{\varphi_{CO2}}{100\%} * M_{CO2} +
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_{f,Luft} &\left[1 - \frac{\dot{m}_{f,Luft}}{1 + X/100\%} * \frac{(0,78084 * M_{N2} + 0,00934 * M_{Ar})}{M_{tr,Luft}} \right] + \dot{m}_{Brennstoff} = \\
 &= \left[\frac{\varphi_{H2}}{100\%} * M_{H2} + \frac{\varphi_{HC}}{100\%} * x_{f,tr.Abgas} * \frac{M_c}{\mu_c} + \frac{\varphi_{H2O}}{100\%} * M_{H2O} + \frac{\varphi_{CO}}{100\%} * M_{CO} - \right. \\
 &- \frac{\varphi_{NO}}{100\%} * x_{f,tr.Abgas} * \left(\frac{M_{N2}}{2} - M_{NO} \right) - \frac{\varphi_{NO2}}{100\%} * x_{f,tr.Abgas} * \left(\frac{M_{N2}}{2} - M_{NO2} \right) + \\
 &\left. + \frac{\varphi_{O2}}{100\%} * M_{O2} + \frac{\varphi_{CO2}}{100\%} * M_{CO2} \right] * \dot{M}_{tr.Abgas}
 \end{aligned}$$

Als eine Hilfsvariable kann, die auf der rechten Seite der Gleichung stehende eckige Klammer, definiert werden. Sie hat die Einheit einer molaren Masse und wird deshalb als molare

Masse des Rauchgases $M_{RG} = \left[\frac{\text{kg}}{\text{kmol}} \right]$ bezeichnet.

$$M_{RG} = \frac{\varphi_{H_2}}{100\%} * M_{H_2} + \frac{\varphi_{HC}}{100\%} * x_{f, tr. Abgas} * \frac{M_c}{\mu_c} + \frac{\varphi_{H_2O}}{100\%} * M_{H_2O} + \frac{\varphi_{CO}}{100\%} * M_{CO} -$$

$$- \frac{\varphi_{NO}}{100\%} * x_{f, tr. Abgas} * \left(\frac{M_{N_2}}{2} - M_{NO} \right) - \frac{\varphi_{NO_2}}{100\%} * x_{f, tr. Abgas} * \left(\frac{M_{N_2}}{2} - M_{NO_2} \right) +$$

$$+ \frac{\varphi_{O_2}}{100\%} * M_{O_2} + \frac{\varphi_{CO_2}}{100\%} * M_{CO_2}$$

$$M_{RG} = \left[\frac{\text{kg}}{\text{kmol}} \right]$$

$$\dot{M}_{tr. Abgas} = \left[\dot{m}_{f, Luft} \left[1 - \frac{\dot{m}_{f, Luft}}{1 + X/100\%} * \frac{(0,78084 * M_{N_2} + 0,00934 * M_{Ar})}{M_{tr, Luft}} \right] + \dot{m}_{Brennstoff} \right] * \frac{1}{M_{RG}}$$

Mit dem Molenstrom des trockenen Abgases $\dot{M}_{tr. Abgas} = \left[\frac{\text{kmol}}{\text{s}} \right]$ erfolgt nun wiederum die Berechnung der Molenströme der einzelnen Abgaskomponenten (siehe vorige Unterpunkte).

3.2.7.2 Abgasenthalpie der Abgaskomponenten

Die Abgasenthalpie \dot{Q}_{Abgas} setzt sich aus den einzelnen Enthalpieströmen der Abgaskomponenten zusammen. Die einzelnen Komponenten verhalten sich so, als ob sie alleine in einem Raum wären.

$$\dot{Q}_{Abgas} = \sum_{i=1}^n \dot{H}_i$$

Die Enthalpie \dot{H}_i je Abgaskomponente lässt sich mit der untenstehenden Gleichung berechnen. Sie entspricht einer Differentialgleichung 1. Ordnung und lässt sich auf alle Abgaskomponenten außer auf die Abgase der Kohlenwasserstoffe HC anwenden.

$$\dot{H}_i \Big|_{25^\circ C}^{t_1} = \dot{M}_i * \int_{25^\circ}^{t_1} c_{mp,i(t)} * dt \quad [kW] = [kmol/s] * [kJ/kmol * K] * [K]$$

Allgemein ist das Integral der molaren Kapazität $c_{mp,i(t)}$ nach der Temperatur dt die molare-Enthalpie bzw. die Fläche unterhalb des Graphens zu seiner x-Achse.

Alle Abgaskomponenten, mit Ausnahme des Wasserdampfes, haben in der Abbildung 3-10 einen gasförmigen Aggregatzustand.

Bei dem Verlauf des Wasserdampfes gibt es einen Bereich, wo sich sein Aggregatzustand in flüssig ändert. Dieser geschieht unterhalb einer Temperatur von $t = 100^\circ C$.

In diesem Bereich liegt die spezifische Wärmekapazität um Faktor 2 höher und ist annähernd konstant.

Weiters wird der Bereich in der Berechnung und im Diagramm nicht berücksichtigt, da dies einen Fehler in der Bilanz ergeben würde.

Im stationären Fließprozess wird die Kraftstoffwärme mit Hilfe des Heizwertes $H_U^{25^\circ C}$ berechnet. In diesem ist die Kondensationswärme des Wasserdampfes nicht enthalten. Deshalb darf diese auch bei der Abgasenthalpie nicht eingerechnet werden.

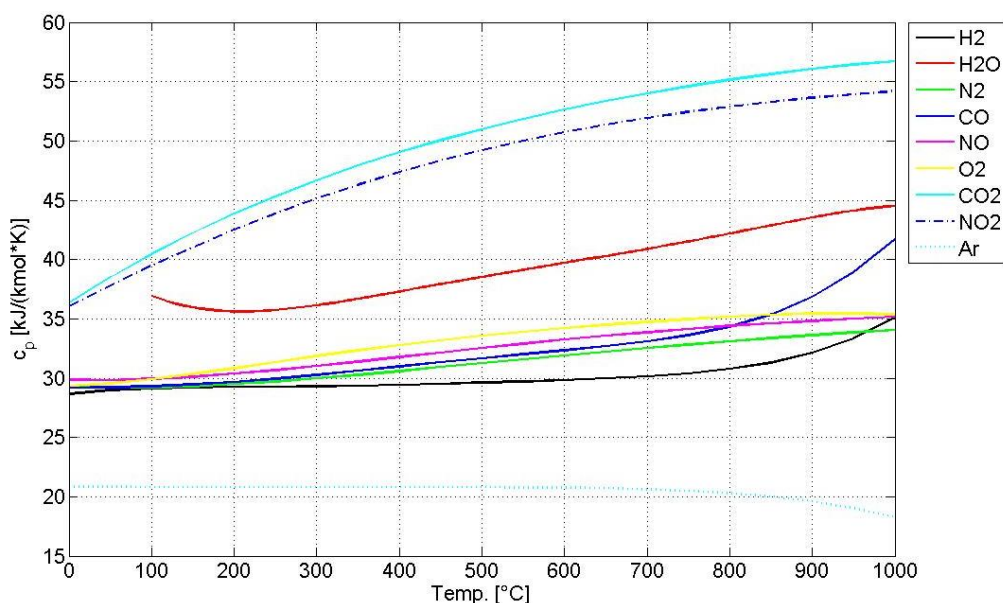


Abbildung 3-11: Molare Wärmekapazitäten der Abgaskomponenten
 von National Institute of Standards and Technology [15]

Die molaren Wärmekapazitäten $c_{mp,i(t)}$ wurden experimentell vom National Institute of Standards and Technology ermittelt, wobei deren Verläufe als Funktion der Temperatur identifiziert wurden.

Das National Institute of Standards and Technology legt die molaren Wärmekapazitäten $c_{mp,i(t)}$ bereits als Polynom 5. Grades fest.

Durch ihre leichte Differenzier- und Integrierbarkeit kann die Differentialgleichung sehr einfach numerisch gelöst werden.

$$c_{mp,i(t)} = A_i * t^5 + B_i * t^4 + C_i * t^3 + D_i * t^2 + E_i * t + F_i$$

$$h_{mi} \Big|_{25^\circ C}^{t_1} = \int_{25^\circ C}^{t_1} c_{mp,i(t)} * dt = \frac{A_i}{6} * t_1^6 + \frac{B_i}{5} * t_1^5 + \frac{C_i}{4} * t_1^4 + \frac{D_i}{3} * t_1^3 + \frac{E_i}{2} * t_1^2 + F_i * t_1$$

Die Berechnung der Enthalpie der Kohlenwasserstoffe HC erfolgt mit dem Mittelwertsatz der Integralrechnung.

$$c_{mp} \Big|_{25^\circ C}^{t_1} = \frac{c_{mp} \Big|_{0^\circ C}^{t_1} * t_1 - c_{mp} \Big|_{0^\circ C}^{25^\circ C} * 25}{t_1 - 25}$$

$$\dot{H}_{CH_2} \Big|_{25^\circ C}^{t_1} = \dot{M}_{CH_2} * c_{mp} \Big|_{25^\circ C}^{t_1} * (t_1 - 25) \quad [kW] = [kmol/s] * [kJ/kmol * K] * [K]$$

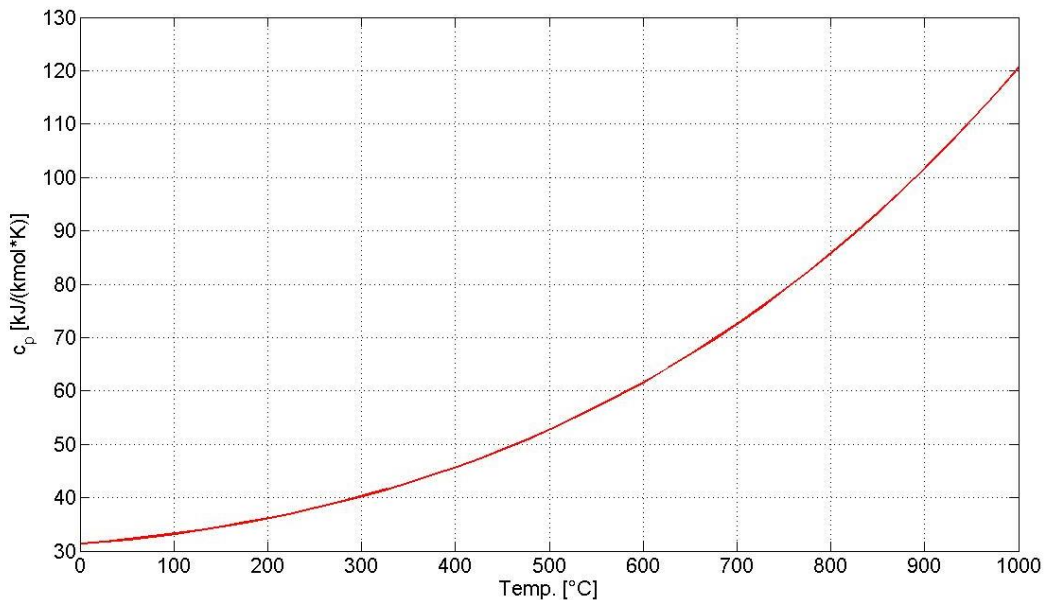


Abbildung 3-12: Gemittelte molare Wärmekapazität von Kohlenwasserstoff im Verhältnis C:H=1:2 [10]

Die Begründung für die andere Wahl der Rechenmethode liegt in der Identifikation der Kohlenwasserstoffe HC als eine chemische Verbindung deren C:H Atomverhältnis 1:2 entspricht.

In dem hier verwendeten Konzept wird also mit einem CH_2 Molekül weitergerechnet. Das CH_2 Molekül kommt in der Natur nicht vor. Dies hat zur Folge, dass es zu dem CH_2 Molekül keine entsprechenden Werte in der Datenbank des National Institute of Standards and Technology gibt.

Die spezifische Wärmekapazität von CH_2 wird daher aus dem Buch „Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine“ entnommen.

3.2.8 Konvektions- und Strahlungswärme an die Umgebung

Die restliche Verlustleistung \dot{Q}_U ist jene Bauteilwärme, die nicht durch die Kühlleistung vollständig abgeleitet werden konnte. Sie setzt sich aus einem konvektiven und einem strahlungsabhängigen Anteil zusammen.

Die Konvektion spielt in der Regel eine wesentlich größere Rolle als die Strahlung.

Allgemein ist die Konvektion stark von der vorliegenden Strömung abhängig, also von der Anströmgeschwindigkeit. Die Oberflächentemperatur beeinflusst die Konvektion nur in einer untergeordneten Rolle. Dies ist bei der Strahlungswärme nicht der Fall. Hier ist sie sogar proportional mit der Oberflächentemperatur hoch vier.

Diese beiden Anteile werden in diesem Projekt nicht weiter behandelt, da sie nur schwer voneinander zu unterscheiden sind.

Die Berechnung der Verlustleistung der Bauteile an die Umgebung \dot{Q}_U erfolgt indirekt über den stationären Fließprozess, der in Punkt 3.2 schon beschrieben wurde.

Der stationäre Fließprozess wird zur folgenden Gleichung umgeformt.

$$\dot{Q}_U = \underbrace{\dot{Q}_B + \dot{H}_E}_{\text{zugeführte Leistungen}} - \underbrace{P_e - P_R - \dot{H}_A - \dot{Q}_K - \dot{Q}_{\text{Öl}}}_{\text{abgegeben Leistungen}}$$

4 Praktische Anwendung der Gesamtfahrzeugsimulation

In diesem Kapitel der Diplomarbeit wird zunächst das generelle Verhalten der Energieflüsse und die Herausforderungen bei der messtechnischen Erfassung der Energieflüsse am Motorenprüfstand beschrieben.

Der nächste Abschnitt verbindet die thermodynamische Analyse am Motorenprüfstand mit der klassischen Längsdynamik zu einer Gesamtfahrzeugsimulation.

4.1 Generelles Verhalten der Energieflüsse

Die Energieflussanalyse wird mittels Sankey-Diagramm grafisch dargestellt. Das Sankey-Diagramm besteht aus mengenproportional breiten Pfeilen, welche die abgeführten Energien darstellen. Die Bezugsgrößen für die Breite der Pfeile sind die beiden Eingangsgrößen Brennstoffwärme und die angesaugte Enthalpie der Luft. [16]

4.1.1 Sankey Darstellung von Lastschnitten bei 7000 U/min

Durch eine zuvor durchgeführte Längsdynamiksimulation konnte der Arbeitsbereich der VKM im WMTC ermittelt werden.

Um die Verteilung der Energien in einen Lastschnitt außerhalb dieses Bereiches darzustellen, wurde eine erhöhte Drehzahl von 7000 U/min gewählt. Ein Lastschnitt ist ein Vergleich mehrerer Lastpunkte bei konstanter Drehzahl.

Dieser Lastschnitt soll das Verhalten der Energieflüsse während einer niedrigen und höheren Last darstellen.

In den Abbildungen 4-1 und 4-2 sind die beiden Energieflussanalysen der beiden Betriebspunkte ersichtlich.

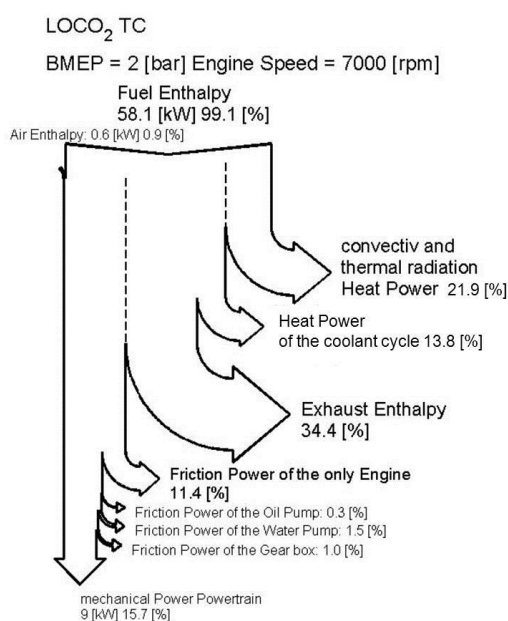


Abbildung 4-1: Sankey-Diagramm eines Lastpunktes bei BMEP=2 bar N=7000 U/min der LOCO₂ TC Variante

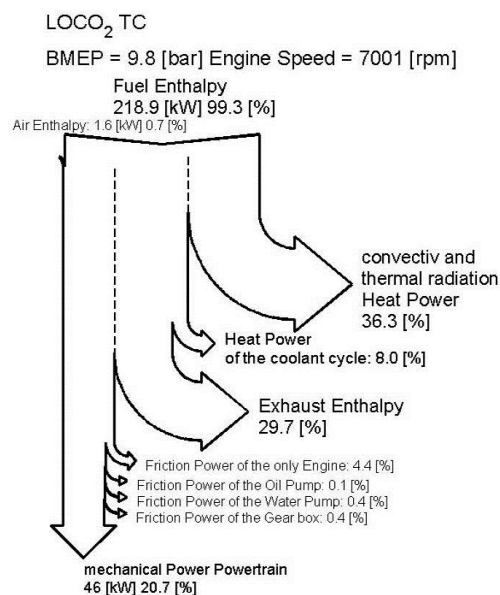


Abbildung 4-2: Sankey-Diagramm eines Lastpunktes bei BMEP=9,8 bar N=7000 U/min der LOCO₂ TC Variante

Aus den beiden Sankey-Diagrammen geht klar hervor, dass sich die höhere Last positiv auf den Wirkungsgrad auswirkt. Dieses Phänomen tritt generell bei VKM auf.

Der Grund für die Wirkungsgradsteigerung von rund $\Delta\eta_{eff} = 5\%$ zwischen den beiden Lastpunkten ist in den folgenden Punkten zu suchen:

- Drosselverluste durch Lambda $\lambda = 1$ geregelte Verbrennung (Quantitätsregelung)
- äußere Gemischbildung.

Mit steigender Last kommt es zu einer signifikanten Zunahme der Konvektions- und Strahlungswärme an die Umgebung.

In dieser Abwärme der Bauteile an die Umgebung sind folgende Wärmen enthalten:

- benötigte Kühlungsenergie des Öles für den Turbolader (thermische Grenze)
- durch die Erweiterung der Systemgrenzen und somit der Heiflchen (infolge des Turboladers) erfolgt eine Steigerung der eigentlichen Konvektions- und Strahlungswärme an die Umgebung

- Ladeluftkühlung der verdichteten Luft.

Die ersten beiden Punkte konnten in dieser Arbeit nicht quantifiziert werden, da die dafür benötigten Messmethoden am Institut nicht zur Verfügung standen.

Zumindest aber die Bestimmung der Kühlwärme des Öles und die damit verbundenen Schwierigkeiten sollen kurz in dem Punkt 4.1.2 beschrieben werden.

Ein weiterer Effekt, dass mit steigender Last der Anteil der Kühlkreislaufabwärme fällt, ist ebenfalls oben zu erkennen. Dieser Effekt tritt nur bei Versuchsaufbauten mit konstanter maximaler Kühlwasserbezugstemperatur, wie am Motorenprüfstand verbauten Kühlwasserkonditionieranlagen, auf.

In der Literatur wird deshalb üblicherweise die Wärmeleistung des Kühlkreislaufes und die Konvektions- und Strahlungswärme von den Motorenbauteilen an die Umgebung (diese stellt ja auch eine Kühlleistung dar) addiert.

Wenn die Versuchsträger in Fahrzeugen verbaut sind, ist der direkte Anteil der Kühlleistung des Kühlkreislaufes von den äußeren Bedingungen (Außentemperatur und Anströmgeschwindigkeit) und vor allem von der Dimensionierung (Kühlergröße und –art) des Kreislaufes abhängig.

Um bei der Auslegung einen guten Kompromiss zwischen geringer thermischer Belastung und Aufwand für den Kühlkreislauf zu finden, ist der kritische Lastpunkt von entscheidender Bedeutung.

Die generellen Fragen für die Auslegung des Kühlkreislaufes sind:

- Wie oft wird der höchste Lastpunkt angefahren?
- Wie lange halten die kritischen Bauteile den thermomechanischen Belastungen stand?

Die Erhöhung der Last ergibt gleichzeitig auch eine Erhöhung der Reibleistung. Der Einfluss der Last auf die Reibleistung hat jedoch geringere Auswirkungen als die der Drehzahl.

4.1.2 Herausforderungen bei der messtechnischen Erfassung der Energieflüsse

Die messtechnische Erfassung der Energieflüsse wurde in einem eigens durchgeführten Projekt Verkehrstechnik von mir behandelt. An diesem Punkt in meiner Diplomarbeit möchte ich kurz auf die Herausforderungen und Schwierigkeiten bei der Erfassung der Energieflüsse Stellung nehmen.

Im Speziellen möchte ich auf die Bestimmung der Volumenströme der Fluide Öl und Kühlmittel eingehen.

Die weiteren Details des Projektes Verkehrstechnik mit dem Titel „Experimentelle Untersuchungen zur Energieflussbestimmung von Sport- und Freizeitfahrzeugen“ können dem Anhang entnommen werden.

Aus den Anforderungen des Projektes ging hervor, dass die beiden Volumenströme mit ein und demselben Messsystem bestimmt hätten werden sollen. Darüber hinaus wird auf ein sehr mobiles Gerät gesetzt.

Aus diesen Gründen wurde ein Messsystem verwendet, das auf der Ausbreitung von Ultraschallwellen in Körpern beruht.

Ultraschall-Durchflussmesser messen die Strömungsgeschwindigkeit von Flüssigkeiten oder auch Gasen mit Hilfe akustischer Wellen.

Der Schall wird mit Hilfe des reziproken Piezoeffektes von Kristallen erzeugt. Beim Anlegen einer elektrischen Spannung wird der piezoelektrische Kristall deformiert, wobei diese Deformation eine Schallwelle bewirkt.

Gleichzeitig dient der Sender auch als Empfänger, da der Kristall auch nach dem direkten piezoelektrischen Prinzip arbeiten kann.

Für Ultraschall-Durchflussmesser gibt es zwei wesentliche Messprinzipien (siehe Projekt Verkehrstechnik: „Experimentelle Untersuchungen zur Energieflussbestimmung von Sport- und Freizeitfahrzeugen“):

- das Dopplerverfahren und
- das Laufzeitverfahren.

Nach mehreren Versuchen führte diese Art der Durchflussmessung nicht zu den gewünschten Ergebnissen, da es bei beiden Flüssigkeiten zu einer starken Blasenbildung kam.

Die Blasenbildung im Kühlmittel ist zurückzuführen auf:

- den Wärmeeintrag der Verbrennung und dem daraus verursachten lokalen Sieden der Flüssigkeit bzw.
- die Kavitation der Kreiselpumpe
- und lokalen Strömungsabrissen im Kreislauf.

Im Ölkreislauf kommt es primär durch das Platschen der Kurbelwellenwangen, des Getriebes und der Kupplung, zu dieser Blasenbildung.

Das Messsignal wird durch Gaseinschlüsse in der Flüssigkeit gestört. Es kommt daher mit zunehmender Drehzahl (Volumenstrom) zum Versagen der Messung.

Für die genauere Bestimmung des Volumenstromes des Kühlmittels musste auf ein anderes Messprinzip, nämlich auf das Prinzip der induktiven Durchflussmessung umgestiegen werden. Die physikalische Grundlage hierzu bildet das Faradaysche Induktionsgesetz.

„Bewegt sich ein elektrischer Leiter in einem Magnetfeld, so wird in diesem Leiter eine Spannung induziert.“

In einem induktiven Durchflussmesser ist der Leiter die elektrisch leitende Flüssigkeit im Messaufnehmer. Das Magnetfeld wird von zwei Spulen erzeugt. Die induzierte Spannung wird von zwei, von dem Messaufnehmer isolierten, Elektroden abgenommen.

Die gemessene Geschwindigkeit stellt eine mittlere Strömungsgeschwindigkeit dar und ist proportional zu der induzierten Spannung zu deuten.

Durch die Bedingung, dass die zu messende Flüssigkeit elektrisch leitend sein muss, beschränkt sich der Anwendungsbereich bei einer Verbrennungskraftmaschine auf den Kühlmittelkreislauf.

Im Ölkreislauf konnten mit Hilfe der Doppler Methode Durchflussdaten ermittelt werden. Diese sind jedoch nur als grobe Richtwerte anzusehen, da dieses Messprinzip einer großen Unsicherheit unterliegt. Aufgrund zeitlicher Rahmenbedingungen musste auf eine weitere Suche nach einem passendem Messsystem verzichtet werden.

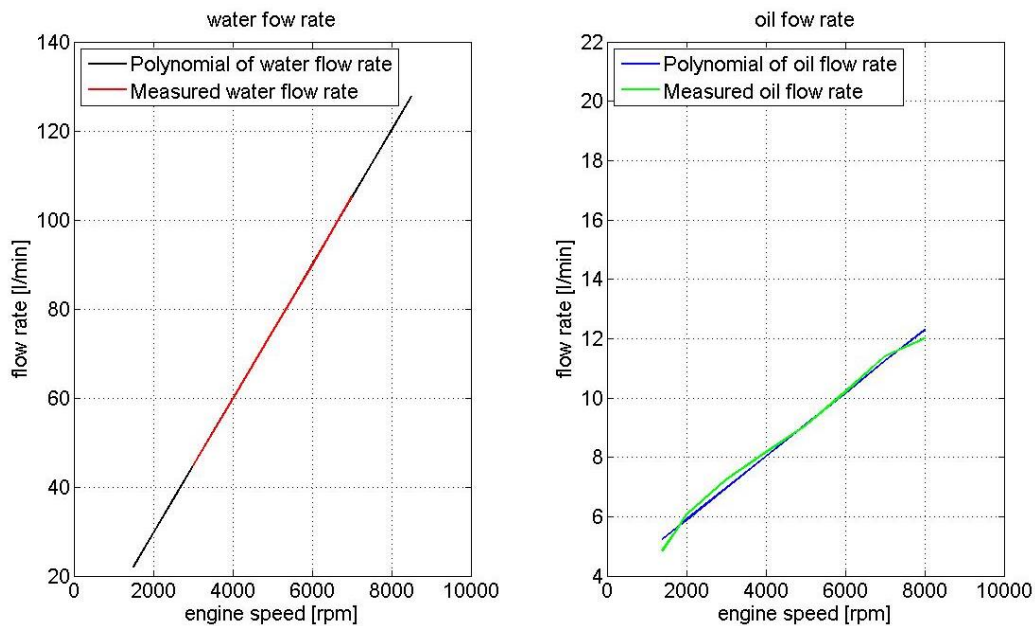


Abbildung 4-3: Volumenströme des Kühlmittels und Öls

Die gemessenen Durchflussdaten (siehe Abbildung 3-6) im Ölkreislauf gehen aus der Erprobung eines Messsystems hervor.

Der Volumenstrom einer Pumpe ist proportional zu der Antriebsdrehzahl der Pumpe. Dies ist im Kühlmittelkreislauf, jedoch nicht im Ölkreislauf, gut ersichtlich. Darum werden die Öldurchflüsse mit einer Geraden angenähert.

Auch mit dieser Annäherung kann der Durchfluss bei Nenndrehzahl laut Angaben des Herstellers von $\dot{V}_{\dot{o}l} = 20 \text{ l}/\text{min}$ nicht erreicht werden. Der gemessene Wert liegt bei lediglich

$\dot{V}_{\dot{o}l} = 12 \text{ l}/\text{min}$. Der Grund für einen Teil der Abweichung kann in der hohen Messungenauigkeit der Doppler-Methode gesucht werden. Die Berechnung der Ölpumpenleistung und die der Kühlleistung des Öls sind daher mit einem unbekanntem Fehler behaftet.

In dem nächsten Punkt wird nun die durchgeführte thermodynamische Analyse in die Längsdynamik eingebunden, um eine bessere grafische Darstellung des Problemfeldes (Verluste der Antriebsstrangeinheit in einem Sport und Freizeitfahrzeug) erzeugen zu können.

4.2 Verbindung der thermodynamischen Analyse mit dem Längsdynamikmodell

Von der obersten Ebene des Längsdynamikmodells wird ein Blick in das kennfeldbasierende Modell der Energieflussanalyse geworfen.

Die beiden Eingangsgrößen für das Modell sind die Drehzahl und das Drehmoment jeweils auf die Verbrennungskraftmaschine bezogen.

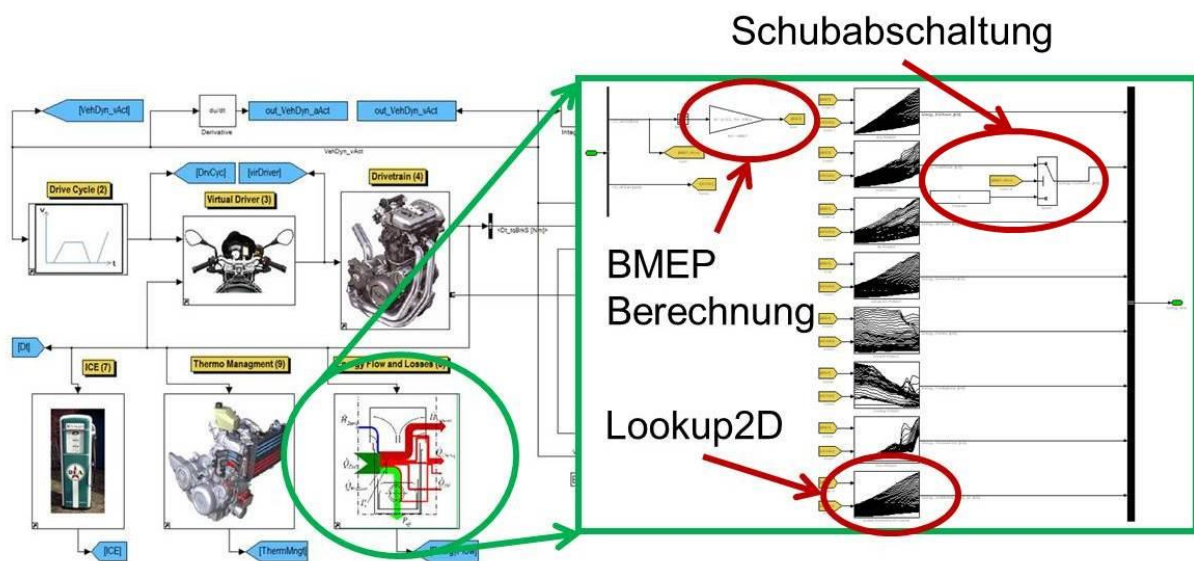


Abbildung 4-4: Thermodynamische Analyse im MATLAB Simulink Modell

Das Motordrehmoment wird anschließend, mittels der untenstehenden Formel, in den effektiven Mitteldruck (**Brake Mean Effective Pressure** $BMEP = [bar]$) umgerechnet, da dieser als universelle physikalische Größe im Motorenbau gilt.

$$BMEP = \frac{40 * \pi * M_{VKM}}{V_H}$$

$$BMEP = [bar]$$

$$M_{VKM} = [Nm]$$

$$V_H = [cm^3]$$

Im Energieflussmodell sind mehrere „Lookup2D“ Simulink Blöcke enthalten. In einem solchen „Lookup2D“ ist ein drei-dimensionales Kennfeld hinterlegt. Diese Kennfelder wurden aus der thermodynamischen Analyse generiert und bestehen aus den physikalischen Größen Motordrehzahl (x-Koordinate), effektiver Mitteldruck BMEP (y-Koordinate) und als z-Koordinate einer der berechneten nachstehenden Größen:

- Kraftstoffwärme
- Zugeführte Luftmenge
- Effektive Motorleistung
- Reibleistung
- Kühlungswärme
- Abgasenthalpie
- Gesamte Kühlleistung der Abwärme der Bauteile an die Umgebung und des Öls.

Mit den beiden Eingangsgrößen Motordrehzahl und effektiver Mitteldruck BMEP sucht sich „Lookup2D“ die nächstgelegenen Messpunkte, um aus den vorgegebenen z-Koordinaten die aktuelle z-Koordinate zu interpolieren.

Es können des Weiteren in den Einstellungen des „Lookup2D“ noch zwischen mehrere Interpolationsarten gewählt werden. Für die Simulation wurde die lineare Interpolationsmethode gewählt.

Der „Lookup2D“ benötigt für die Interpolation zwischen den Stützstellen eine konstante Schrittweite für die x- und y-Koordinate. Das heißt, dass zwischen den Stützstellen immer der gleiche Abstand zum Beispiel 1000 U/min bezüglich der x-Koordinate (Drehzahl) herrschen muss. Die Schrittweite der x- und y-Koordinate kann frei gewählt werden (siehe Abbildung 4-5).

Δ BMEP = konst.

Viewing "2-D Lookup Table" block data [T(:,:)]:						
Breakpoints	Column	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)
Row		2000.16...	2154.02...	2307.88...	2461.74...	2615.60...
(1)	-0.0472	2150.451563	2124.448445	2093.858767	2059.088186	2041.308657
(2)	0.38802	1394.414089	1406.368811	1433.571947	1447.4917	1376.865743
(3)	0.823241	869.334362	872.731579	893.759506	895.825342	871.486767
(4)	1.258461	621.728677	603.251338	596.211056	589.208024	587.028747
(5)	1.693682	510.735714	503.360861	502.912514	506.089055	500.305267
(6)	2.128902	457.40253	461.392733	465.829381	467.818506	459.890855
(7)	2.564123	446.32084	445.904828	442.832613	436.807837	428.565088
(8)	2.999343	411.192399	415.43664	418.688225	418.702264	409.540087
(9)	3.434564	386.764402	385.602043	385.877216	384.589806	377.622157
(10)	3.869784	368.605943	361.260594	352.159446	342.247924	339.320205
(11)	4.305005	350.233654	343.596807	335.613811	328.421322	325.458938
(12)	4.740225	335.499096	331.830603	328.601807	325.995697	322.710297
(13)	5.175446	322.247399	320.452486	320.072834	320.781584	317.274136
(14)	5.610666	309.173879	307.096216	305.458201	304.138979	303.317291

$\Delta n = \text{konst.}$

Abbildung 4-5: Matrix eines „Lookup2D“

Diese Bedingung hat zur Folge, dass die Kennfelder aus der thermodynamischen Analyse nicht direkt übernommen werden können.

Die Abbildung 4-6 gibt eine schematische Übersicht über die am Motorenprüfstand gefahrenen statischen Messpunkte.

Die Anzahl der Messpunkte im Motorkennfeld liegt deutlich über der der dargestellten Punkte. Sie liegt bei 203 Messpunkten.

Diese große Anzahl ergab sich aus einer zuvor durchgeführten Längsdynamiksimulation mit dem original Datenstand der BMW F800R.

Das Ziel der Simulation war es den Arbeitsbereich der Verbrennungskraftmaschine zu berechnen. Nach mehreren Iterationsschleifen und Kombinationen der Schaltpunkte ergab sich ein Arbeitsbereich, der sich vom Leerlaufpunkt des Motors bis zu einem maximalen Betriebspunkt von BMEP = 7 bar und einer maximalen Drehzahl von 5000 U/min erstreckt.

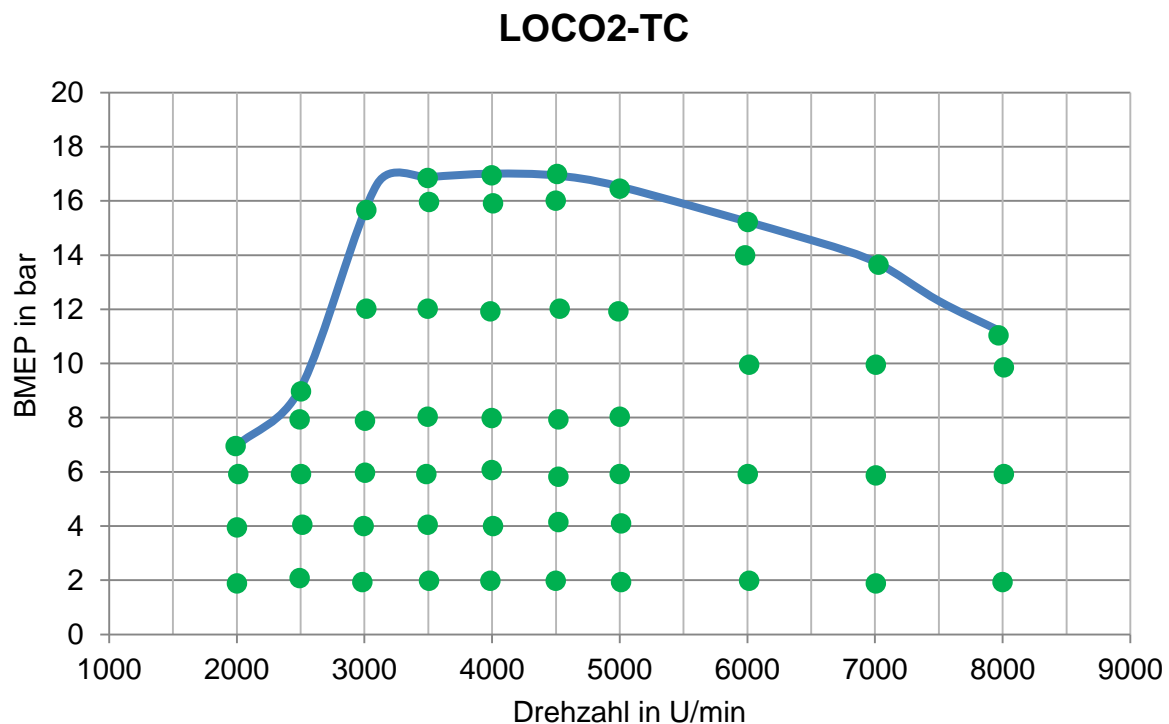


Abbildung 4-6: Schematische Darstellung der Messpunkte am Motorenprüfstand

In diesem Arbeitsbereich wurde eine engere Verteilung der Messpunkte vorgenommen um etwaige Minima oder Maxima der zu untersuchenden Größen zu erkennen.

Die Schrittweite für die Kennfeldabtastrung der Messpunkte wurde daher in Drehzahlschritten von 500 U/min und BMEP-Schritten von 0,5 bar gewählt.

Außerhalb des WMTC-Bereichs wurde die Schrittweite auf 1000 U/min sowie auf 1bar Schritte erhöht.

Die Bedingung einer konstanten Drehzahlschrittweite für den „Lookup2D“ und die Ungleichverteilung der Messpunkte hatte zufolge, dass die errechneten Größen mittels Polynomen angenähert werden mussten.

Der Grad der Polynome muss so gewählt werden, dass die Leistungshyperbeln gut abgebildet werden können.

Zusätzlich musste noch die Schubabschaltung realisiert werden. Ein „Switcher“ schaltet die Kraftstoffwärme auf Null sobald das Motordrehmoment ins Negative geht. Ein negatives Motordrehmoment bedeutet, dass sich der Motor im Schlepptrieb befindet. Der Schlepptrieb kann auch als Motorbremse während des Fahrbetriebes interpretiert werden.

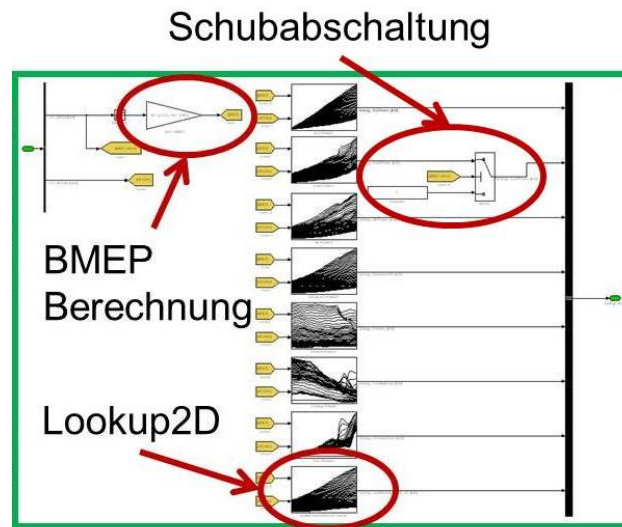


Abbildung 4-7: Das Subsystem Energiefluss im MATLAB Simulink Modell

Während der Motorbremsung kommt es zu keiner Verbrennung und daher auch zu keiner wesentlichen Temperaturerhöhung im Brennraum während des Arbeitstaktes und des Ausschiebetaktes. Während des Verdichtungstaktes ergibt sich jedoch eine kleine Temperaturerhöhung, welche eine Enthalpieänderung der Luft nach sich zieht. Diese Enthalpieänderung wurde in diesem Modell allerdings nicht berücksichtigt.

Des Weiteren wurde ebenfalls auf die Zunahme der Enthalpie der Luft während des Ausschiebetaktes durch den konvektiven Wärmeübergang der Bauteile verzichtet.

Diese beiden Vereinfachungen würden eine stärkere Abnahme der Kühlungswärme, der Abgasenthalpie und der Konvektions- und Strahlungswärme an die Umgebung in der Bremsphase ergeben.

Daher sind die Verläufe der drei Größen während des Schubbetriebes quantitativ etwas zu hoch. Ein BMEP von Null bedeutet nicht, dass keine Verbrennung stattfindet. Schließlich darf die eigene Reibungsleistung des Antriebstranges nicht vergessen werden.

Eine weitere Einschränkung ergibt sich aus der Tatsache, dass es sich um stationäre Kennfelder handelt. Stationäre Kennfelder können das transiente Verhalten der Verbrennung nicht darstellen. Etwaige Kraftstoffanreicherungen durch eine folgende starke Beschleunigungsphase, die im Motorradsektor sehr verbreitet sind, können mit der kennfeldbasierenden Simulation nicht abgebildet werden.

Die letzte Einschränkung ergibt sich ebenfalls aus der Bedingung, dass stationäre Messpunkte vom Motorprüfstand verwendet werden. Eine Randbedingung für die Messpunkte ist eine bereits auf Betriebstemperatur (Öl und Kühlmittel) gebrachte Verbrennungskraftmaschine. Mit dieser Randbedingung kann das Aufheizverhalten der VKM nicht beschrieben werden. Deshalb beschreibt die vorliegende Gesamtfahrzeugsimulation das Verhalten eines bereits warmen Motors.

Das Aufheizverhalten der Betriebsflüssigkeiten hat einen entscheidenden Einfluss auf die Reibleistung des Antriebsstranges. Je wärmer die Betriebsmittel sind, desto geringer ist die Reibleistung und desto weniger Kraftstoff muss dem System zugeführt werden.

Die Gesamtfahrzeugsimulation hat daher einen geringeren Kraftstoffverbrauch als ein Fahrzeug, das im kalten Zustand in Betrieb genommen wird.

Um ein Aufheizverhalten mittels stationärer Messpunkte darstellen zu können, müssten die Betriebspunkte hinsichtlich ihres Aufheizverhaltens bewertet werden. Diese numerische Methode konnte aus zeitlichen Gründen im Rahmen dieser Diplomarbeit nicht durchgeführt werden.

In den nächsten Punkten des Kapitels werden die zeitlichen Verläufe der Verlustenergien grafisch über den **WMTC** dargestellt.

Sie gliedern sich in die vier Kategorien:

- Beschleunigung von 0 auf 60 km/h
- Beschleunigung von 0 auf 80 km/h
- Beschleunigung von 60 auf 120 km/h
- Gesamte Energiebilanz der drei Teile (Stadt, Überland und Autobahn) des **WMTC**.

Die Beschleunigungsphasen sind aus dem WMTC herausgegriffen worden und stellen die Punkte mit der höchsten Leistung dar.

4.3 Energiebilanz während der Beschleunigung von 0 auf 60 km/h

Um eine übersichtlichere Darstellung der Energieflüsse zu bekommen, wurden die drei Kühlwärmern Wärme über das Kühlmittel \dot{Q}_K , den Ölkreislauf $\dot{Q}_{Öl}$ und durch Konvektion und Strahlung an die Umgebung \dot{Q}_U zu $\dot{Q}_{Kühlung}$ zusammengefasst.

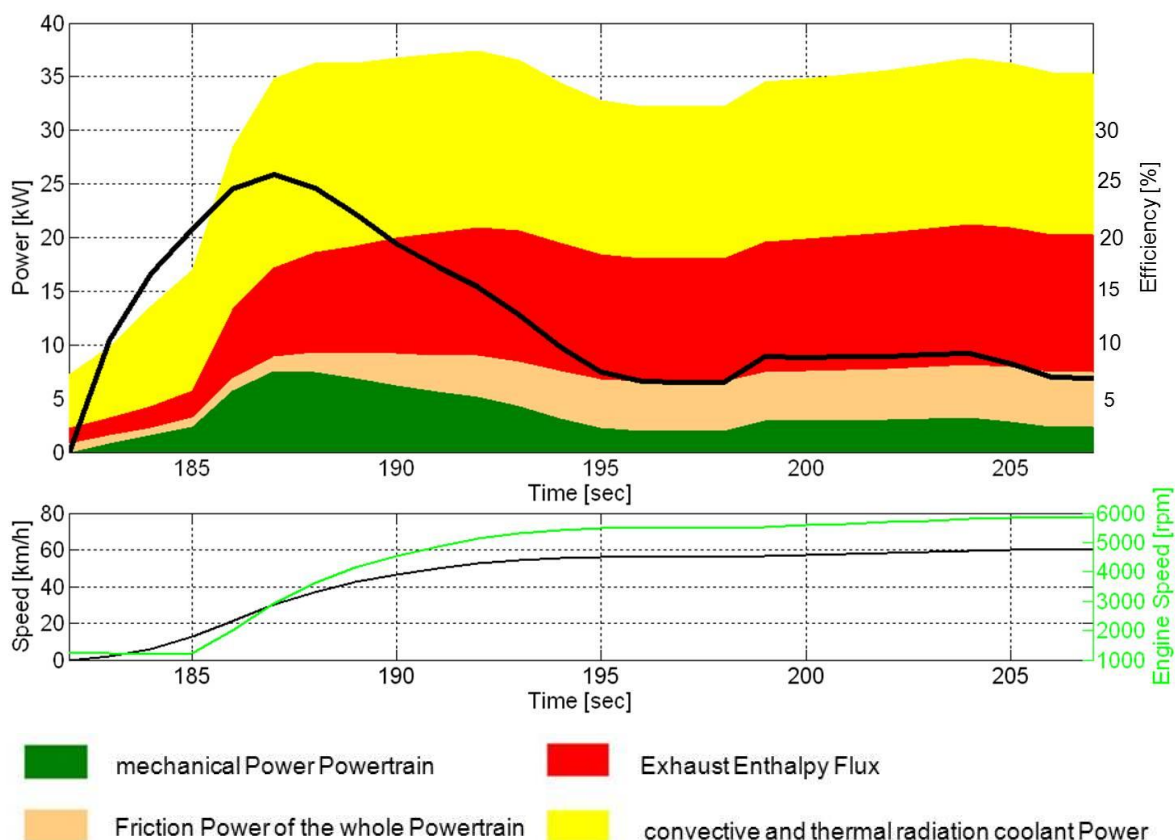


Abbildung 4-8: Energiefluss Diagramm LOCO₂ TC

In Abbildungen 4-8 werden die Energieflüsse der **TC** Motorvarianten während einer vordefinierten Beschleunigungsphase im WMTC von 0 auf 60 km/h dargestellt.

In beiden Abbildungen sind die zeitlichen Verläufe der folgenden Größen dargestellt:

- effektive Motorleistung
- Reibleistung des Antriebstranges (außer die des Reifens)

- Abgasenthalpie und
- Kühlungswärme $\dot{Q}_{Kühlung}$ bestehend aus den Medien Kühlmittel, Öl und der Luft sowie
- effektive Wirkungsgrad des Antriebsstranges.

In einem weiteren Diagramm sind die Geschwindigkeit und die Motordrehzahl über der Zeit dargestellt, um einen besseren Überblick über die Fahrsituation zu erhalten.

Bei der gewählten Beschleunigungsphase handelt es sich um eine langsame Beschleunigung, da die Soll-Geschwindigkeit $v_{soll} = 60 \text{ km/h}$ erst nach 25 Sekunden erreicht wird.

Die maximale Beschleunigung $a_{max} = 2,485 \text{ m/s}^2$ und die mittlere Beschleunigung $a_{mittel} = 0,667 \text{ m/s}^2$ weisen daher eine große Differenz auf.

Bei detaillierter Betrachtung des Messabschnittes am Beginn (180 bis 185sek.) ist ein linearer Verlauf der kennfeldbasierenden Größen zu erkennen. Hier weist das Simulationstool einen größeren Fehler auf.

Diese linearen Verläufe stammen aus den Stützstellen bzw. Messpunkten des „Lookup2D“ Interpolator. Diese liegen bezüglich ihrer Drehzahl zu weit auseinander.

Der fehlende Gangwechsel wirkt sich wirkungsgradverschlechternd aus, da sich die Reibleistung mit der Drehzahl erhöht, hingegen die effektive Antriebsleistung sinkt. Dieser Effekt ist auf den ersten Blick aus dem Energiefluss-Diagramm nicht sofort erkennbar. Durch die Darstellung des effektiven Wirkungsgrades des Antriebsstranges wird dieser Effekt erkennbar.

Die Kühlungswärme $\dot{Q}_{Kühlung}$ und die Abgasenthalpie \dot{H}_{Abgas} haben den größten Anteil an den Verlusten. Sie bewegen sich im gesamten Verlauf, bezogen auf die effektive Antriebsleistung, etwa auf gleichem Niveau.

Des Weiteren ist der Anteil der Kühlungswärme $\dot{Q}_{Kühlung}$ durch die Erweiterung der Systemgrenzen durch den Abgasturbolader und dessen Kühlung, durch die beiden Medien Öl und Kühlmittel, hoch.

4.4 Energiebilanz während der Beschleunigung von 0 auf 80 km/h

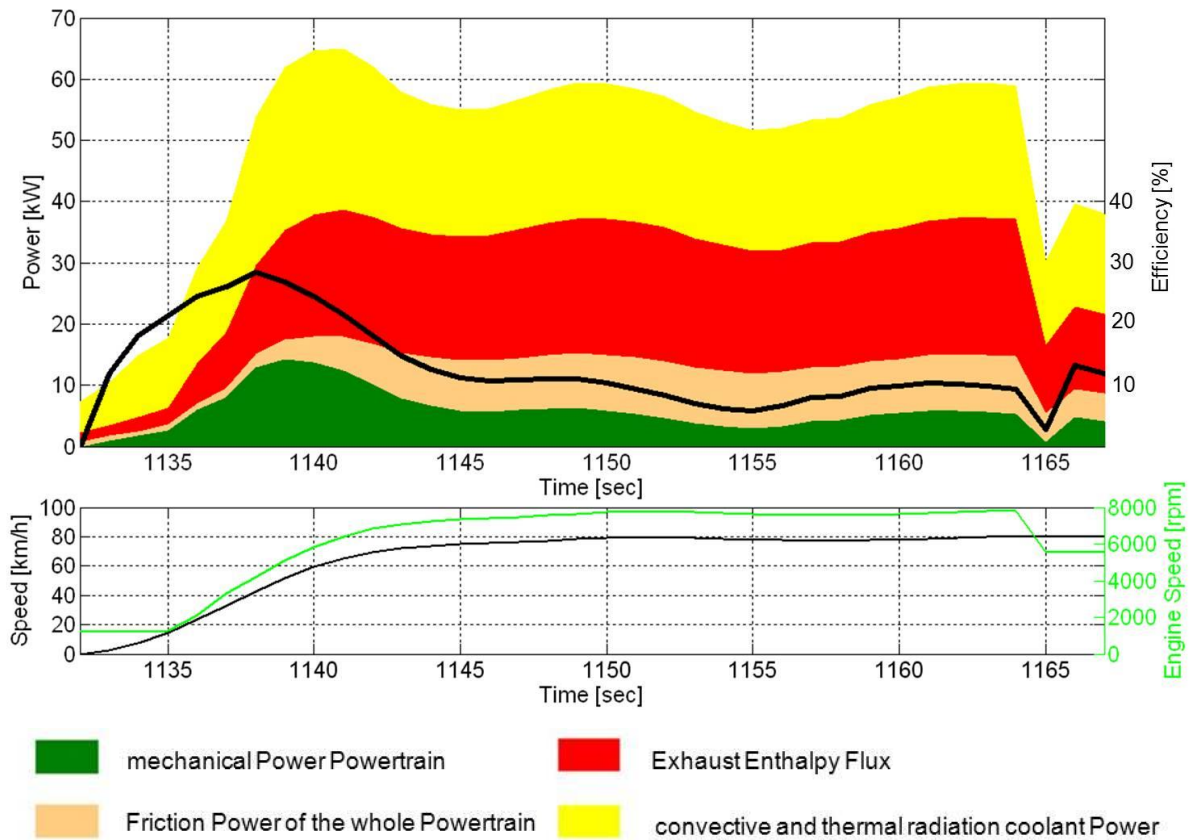


Abbildung 4-9: Energiefluss Diagramm LOCO₂ TC

Bei der gewählten Beschleunigungsphase von 0 auf 80 km/h in 35 Sekunden handelt es sich um die Geschwindigkeitssteigerung mit der größten Beschleunigung im WMTC. Die maximale Beschleunigung $a_{\max} = 2,690 \frac{m}{s^2}$ und die mittlere Beschleunigung $a_{\text{mittel}} = 0,637 \frac{m}{s^2}$ weisen wie bei der vorigen Beschleunigung ebenfalls wieder eine große Differenz auf.

Die maximale Beschleunigung a_{\max} wird zeitlich früher detektiert. Dies ist durch die erhöhte effektive Leistung des Antriebsstranges ersichtlich, welche die Trägheit des Fahrzeuges selbst und des Antriebsstranges überwinden muss.

Am Ende des Diagramms ist eine Lastpunktverschiebung erkennbar. Diese verschiebt die Last durch einen Gangwechsel zu höheren Lasten bei niedrigeren Drehzahlen der Verbrennungskraftmaschine.

Generell liegt das Wirkungsgradoptimum von Verbrennungskraftmaschinen mit $\lambda = 1$ geregelter Verbrennung bei mittleren Drehzahlen und höherer Lasten. Durch diese Tatsache kommt es, nach einem kurzen Einbruch des Wirkungsgrades infolge des Gangwechselmanövers, zu einer signifikanten Erhöhung des Wirkungsgrades.

Durch das Aussetzen der Kupplung während der Schaltmanöver (siehe virtueller Fahrer) kommt es zu keiner Trennung der VKM vom übrigen Antriebsstrang und dadurch zu keinem größeren Einbruch des Wirkungsgrades.

4.5 Energiebilanz während der Beschleunigung von 60 auf 120 km/h

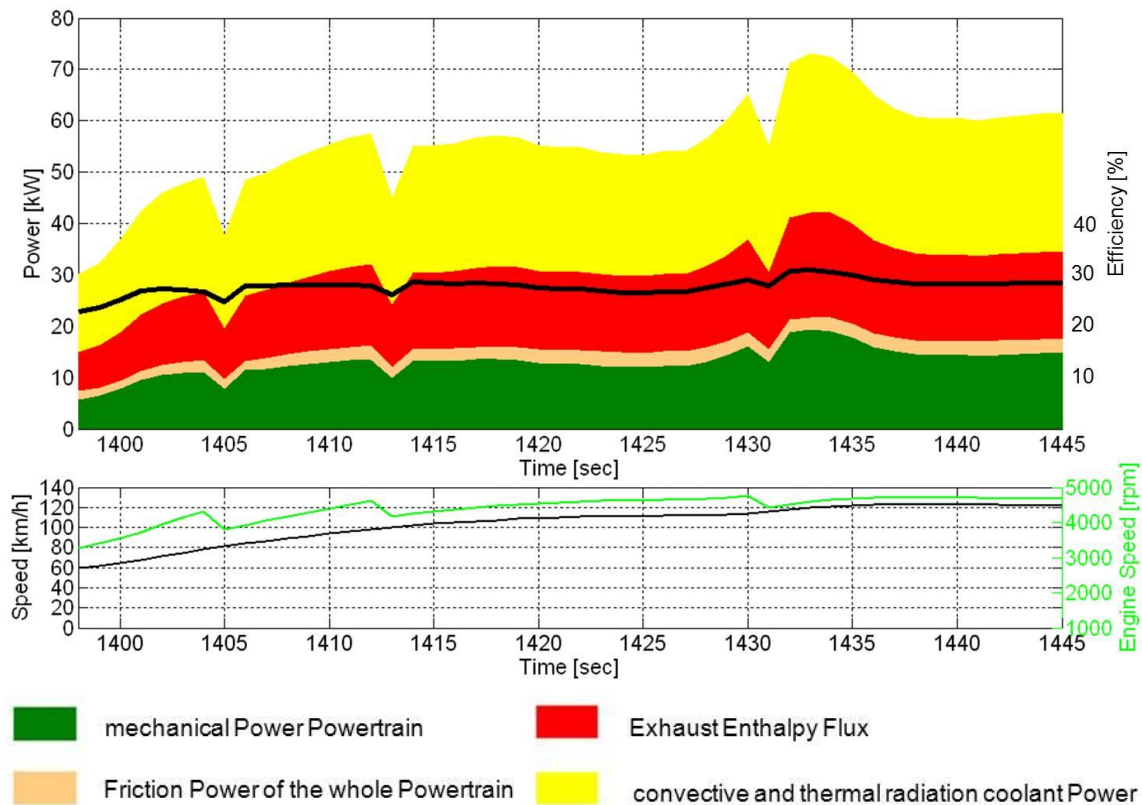


Abbildung 4-10: Energiefluss Diagramm LOCO₂ TC

Für die Beschleunigungsphase von 60 auf 120 km/h in 39 Sekunden ergibt sich die maximale Beschleunigung von $a_{\max} = 1,035 \frac{m}{s^2}$ und die mittlere Beschleunigung von

$$a_{\text{mittel}} = 0,465 \frac{m}{s^2}.$$

Diese Beschleunigungsphase ist ebenfalls ein Teilabschnitt des WMTC, im Speziellen aus dem letzten Teil, der eine typische Autobahnfahrt simulieren soll. Die Höchstgeschwindigkeit liegt bei $v_{\max} = 125 \frac{km}{h}$.

Wegen der hohen Geschwindigkeit, im Vergleich zu den anderen beiden Teilen des Zyklus (Stadt und Überland) und der Beschleunigungsphase, befindet sich die VKM im mittleren

Last- und Drehzahlbereich. Hier kann somit der Motor im Versuchsfahrzeug mit einem durchaus guten Wirkungsgrad arbeiten.

Die Schaltpunkte für die beiden Diagramme sind so gewählt worden, dass sie einem „Dahingleiten“ entsprechen.

Die Schaltpunkte liegen:

- bei 80 km/h auf den vierten Gang
- bei 100 km/h auf den fünften Gang
- bei 115 km/h auf dem sechsten Gang.

Da das Modell der Kupplung nur für das Anfahren entwickelt wurde, verursachen die vereinfacht dargestellten Schaltwechsel einen zu kleinen Einbruch des Wirkungsgrades.

Um dieses Simulationsergebnis mehr der Realität anzunähern, müsste das Kupplungsmodell optimiert werden, was jedoch nicht Ziel dieser Diplomarbeit war.

Infolge des Gangwechsels kommt es zwar zu einer Erhöhung des BMEPs, gleichzeitig aber auch zu einer Verringerung der Drehzahl. Gerade bei VKM mit geringer Zylinderanzahl muss im Motorkennfeld aufgrund der Drehungleichförmigkeiten, die bei geringer Drehzahl am stärksten auftreten, der Verbrennungsschwerpunkt „gegen spät“ appliziert werden. Diese Maßnahme verschlechtert den effektiven Wirkungsgrad, insbesondere bei niedriger Drehzahl, erheblich.

Bei höheren Geschwindigkeiten und dadurch höheren Drehzahlen der VKM tritt dieser Effekt weniger stark auf.

Positiv wirkt sich die Drehzahlabenkung auf die Reibleistung des Antriebsstranges aus, da die Reibleistung vorrangig von der Drehzahl abhängig ist.

Je höher die Last desto höher liegt auch der effektive Wirkungsgrad und die zugeführte Kraftstoffwärme kann effektiver in mechanische Arbeit umgewandelt werden. Deshalb ist die Aufteilung der Kühlungswärme $\dot{Q}_{Kühlung}$ und der Abgasenthalpie \dot{H}_{Abgas} ungefähr jeweils ein Drittel der Kraftstoffwärme.

4.6 Gesamte Energiebilanz über die drei Teile des WMTC

Dieser Abschnitt der Diplomarbeit befasst sich mit den drei Teilbereichen des WMTC. Diese drei Bereiche sollen eine typische Motorradfahrt darstellen.

Die Energieflüsse werden über der Fahrzeit grafisch dargestellt. Ein Sankey-Diagramm soll die gesamte Summenverteilung der Energieflüsse im WMTC aufzeigen.

4.6.1 Stadtbereich des WMTC

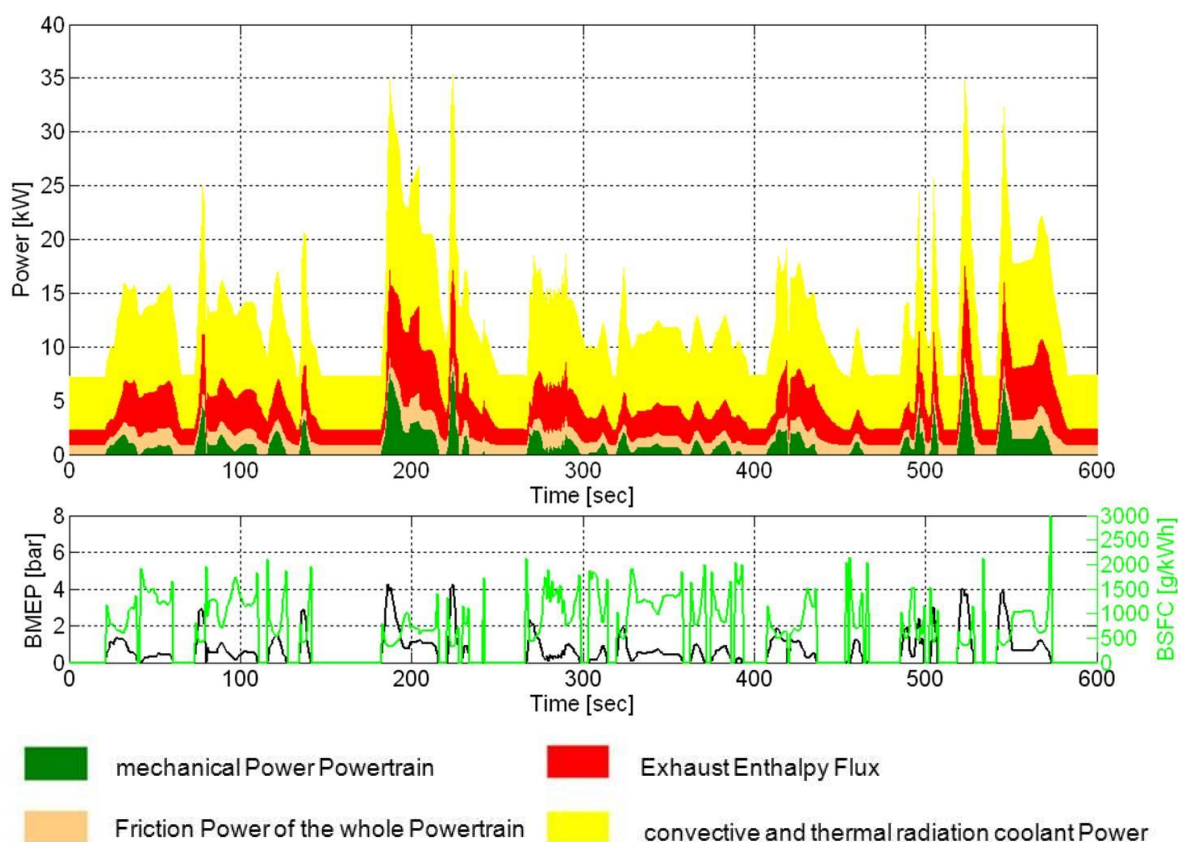


Abbildung 4-11: Energiefluss Diagramm LOCO₂ TC im Stadtbereich des WMTC

Der **Brake Specific Fuel Consumption** $BSFC = \left[\frac{g}{kWh} \right]$ ist in Abbildung 4-11 überlagert mit dem BMEP dargestellt.

Der **BSFC** ist nichts anderes als ein spezifischer Kraftstoffverbrauch, mit dem Verbrennungskraftmaschinen besser miteinander verglichen werden können. Der Kraftstoffverbrauch wird auf die abgegebene Leistung bezogen statt wie sonst üblich auf die Masse bezogen.

Nach mehreren Versuchen mit veränderten Parametern in den Schaltpunkten, stellen die beiden Diagramme das Maximum an effektiver Antriebsleistung dar.

Die Beschleunigungsraten und die Lasten sind für diese Fahrzeugkonstellation zu gering, um einen niedrigeren **BSFC** erreichen zu können.

Der hohe Anteil an Kühlungswärme $\dot{Q}_{Kühlung}$ und Abgasenthalpie \dot{H}_{Abgas} ist auf das fehlende Aufheizmodell zurückzuführen (siehe 4.2).

Aus diesem Grund sind auch die Integrale der Kühlungswärme $\dot{Q}_{Kühlung}$ und Abgasenthalpie \dot{H}_{Abgas} über der Zeit im nachfolgenden Sankey-Diagramm (siehe Abbildung 4-12) die dominierenden Anteile.

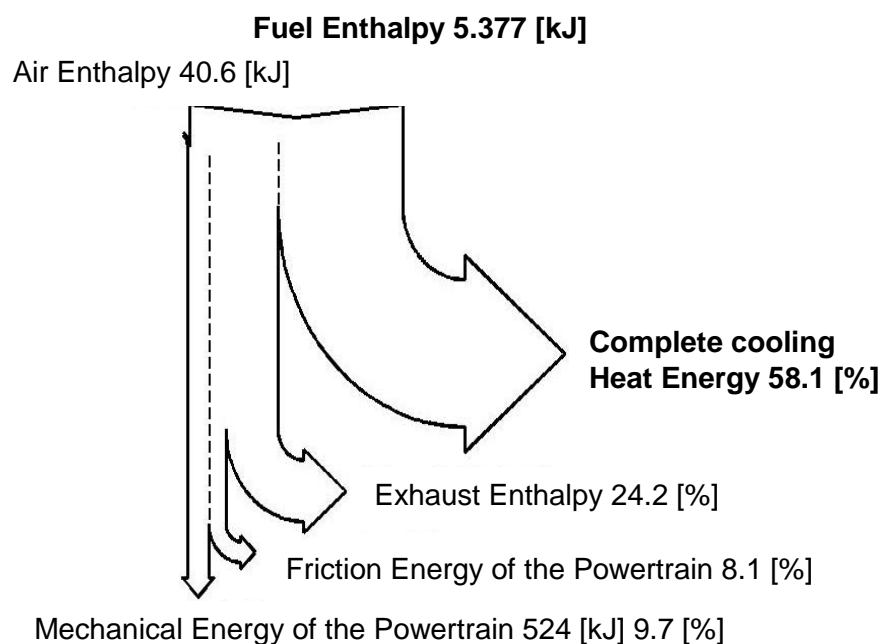


Abbildung 4-12: Sankey-Diagramm LOCO₂ TC des Stadtbereiches im WMTC

Die Integrale der berechneten Leistungen über der Zeit sind physikalisch gesehen Arbeiten bzw. Energien. Also stellt die Abbildung 4-12 die gesamte Energieflussanalyse über den 600 Sekunden dauernden Stadtteil des WMTCs dar.

4.6.2 Überlandanteil des WMTC

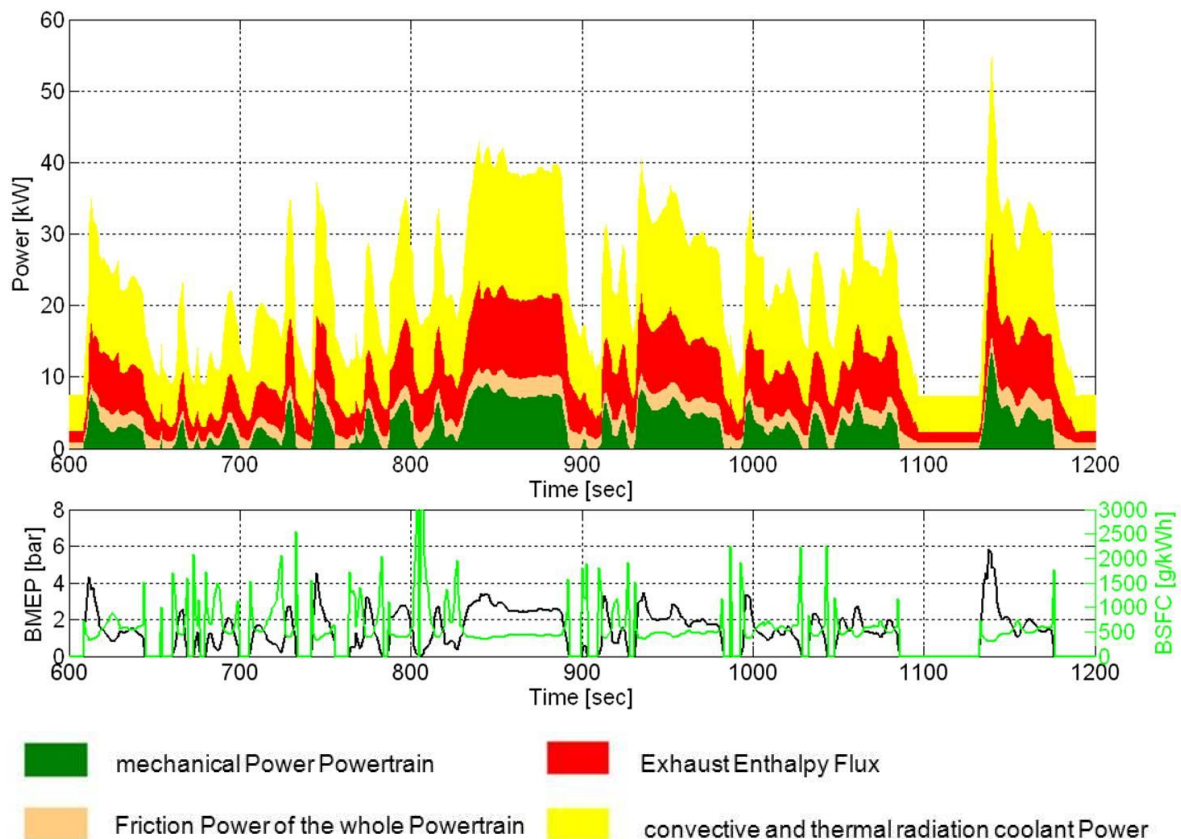


Abbildung 4-13: Energiefluss Diagramm LOCO₂ TC im Überlandbereich des WMTC

Des Weiteren ist aus den Diagrammen auch das transiente Verhalten aller Verluste ersichtlich. Plötzlich sprunghafte Anstiege der betrachteten Größen, konnten nur bei den Gangwechseln und bei den Anfahrvorgängen beobachtet werden.

Wie schon angedeutet liegt die Ursache im mangelhaft abgestimmten Kupplungsmodell. In der Simulation wird während des Schaltvorganges die Kupplung nicht betätigt. Der Antriebsstrang geht anschließend ohne Rutschen in den Kraftschluss über. Dadurch kommt es zu einem sprunghaften Anstieg des erforderlichen Motormomentes.

Im Überlandteil sind die gefahrenen Beschleunigungen und Geschwindigkeiten deutlich höher und es kommt zu einer generellen Zunahme der benötigten Leistungen.

Durch die höheren Lasten bewegt sich auch das gesamte Fahrzeug in einem deutlich besseren Wirkungsgradbereich, wie in Abbildung 4-14 ersichtlich ist.

Es kommt zu einer deutlichen Verbesserung des Wirkungsgrades des Antriebstranges.

Jedoch bleibt der Anteil der Kühlungswärme $\dot{Q}_{Kühlung}$ sehr hoch.

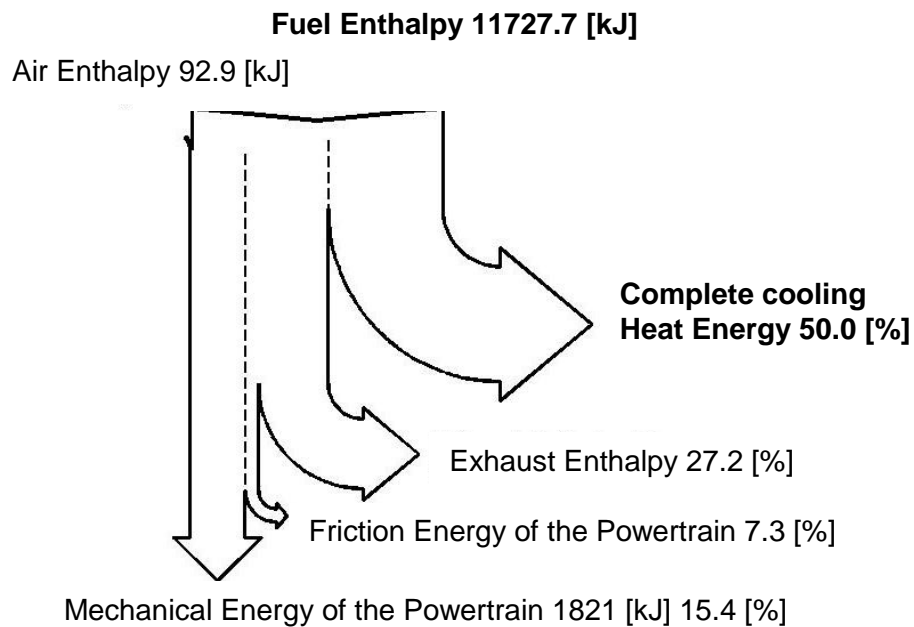


Abbildung 4-14: Sankey-Diagramm LOCO₂ TC des Überlandanteiles im WMTC

Auch hier wurde nach mehreren Versuchen mit veränderten Parametern in den Schaltpunkten versucht, die effektive Antriebsleistung durch eine Lastpunktverschiebung zu maximieren.

4.6.3 Autobahnanteil des WMTC

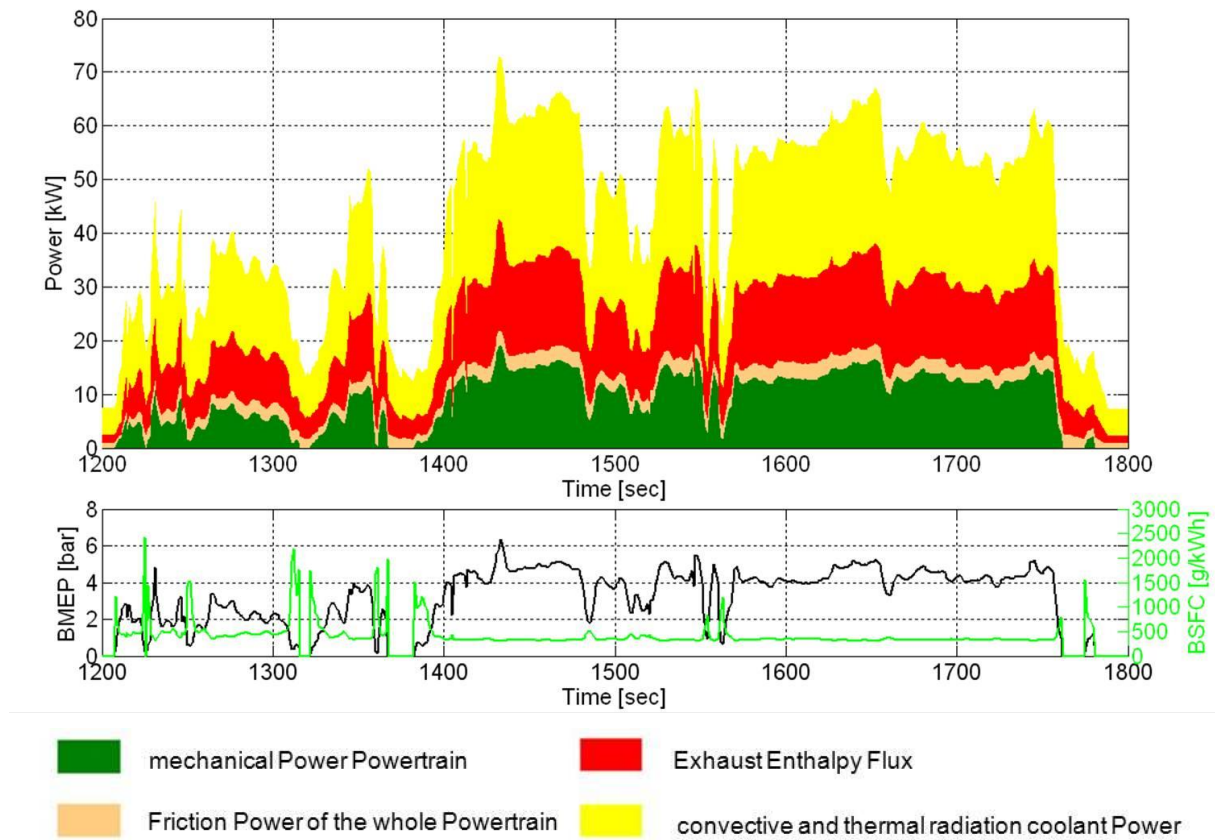


Abbildung 4-15: Energiefluss Diagramm LOCO₂ TC im Autobahnbereich des WMTC

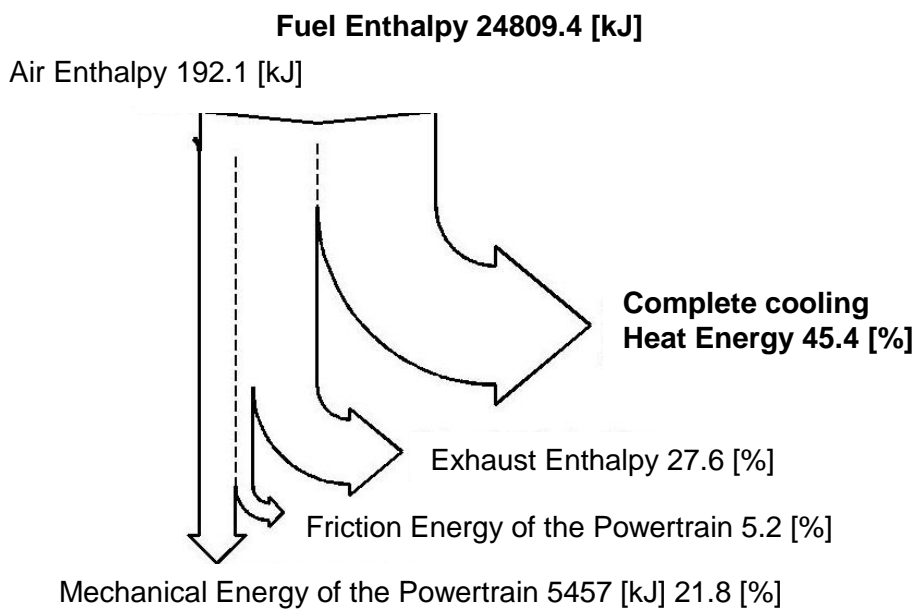


Abbildung 4-16: Sankey-Diagramm LOCO₂ TC des Autobahnanteiles im WMTC

Wegen der hohen Geschwindigkeit, im Vergleich zu den anderen beiden Teilen des Zyklus (Stadt und Überland) und der Beschleunigungsphase, befindet sich die VKM im mittleren Last- und Drehzahlbereich. Hier hat die Verbrennungskraftmaschine im Versuchsfahrzeug einen durchaus guten Wirkungsgrad.

Das Wirkungsgradmaximum des Antriebsstranges liegt bei 30% bezogen auf einen Lastpunkt bzw. an einer bestimmten Stelle des Geschwindigkeitsverlaufes.

Jedoch bei Betrachtung der letzten 600 Sekunden des WMTCs, fällt dort der Wirkungsgrad des Antriebsstranges auf 21%.

Bei genauerer Betrachtung der Energiefluss-Diagramme bzw. der Sankey-Diagramme sind die hohen Anteile an Kühlungswärme $\dot{Q}_{Kühlung}$ und Abgasenthalpie \dot{H}_{Abgas} erkennbar. Zumindest die Möglichkeit der Restenergienutzung sollte angedacht werden, da die Abgasenthalpie die notwendigen hohen Temperaturniveaus und Leistungen zur Verfügung stellen kann.

4.7 Potentialberechnung für die Restenergienutzung

4.7.1 Bestimmung der Restenergie

Für eine Restenergienutzung kommt eigentlich nur die Abgasenthalpie \dot{H}_{Abgas} infrage. Sie steht mit einem Anteil von 22 bis 40% an der zugeführten Kraftstoffleistung \dot{Q}_B zur Verfügung.

Des Weiteren besitzt die Abgasenthalpie mit Temperaturen von bis zu 800°C ein bedeutend höheres Temperaturniveau als der Kühlmittelwärmetauscher bei der Wärmeabgabe an die Umgebung \dot{Q}_U abgibt.

Die im Kapitel 3.2.7 errechnete Abgasenthalpie \dot{H}_{Abgas} stellt noch nicht die maximal zur Verfügung stehende Menge an Restwärme dar. Zu dieser Restwärme muss noch die Kondensationswärme des Wasserdampfes im Abgas hinzugefügt werden, da das Wasser in zwei Aggregatzuständen, nämlich dem gasförmig und flüssig, vorkommen kann.

$$\dot{H}_{Abgas,max} = \dot{H}_{Abgas} + \dot{H}_{Kond}$$

Der Kondensationsterm \dot{H}_{Kond} besteht aus der Kondensationswärme $r_{25^\circ C}$ und der Enthalpie des Wassers h_{Wasser} , die wiederum auf die Bezugstemperatur von 25°C bezogen werden müssen.

$$\dot{H}_{Kond} = \underbrace{\dot{M}_{H_2O} * M_{H_2O}}_{\hat{m}_{H_2O}} * \left(r_{25^\circ C} + \underbrace{\int_{25^\circ C}^{t_{Tau}} c_{p(t)} * t}_{h_{Wasser}} \right) [kW] = \left[\frac{kg}{s} \right] * \left(\left[\frac{kJ}{kg} \right] + \left[\frac{kJ}{kg * K} \right] * [K] \right)$$

Die Taupunkttemperatur ist abhängig von der Konzentration des Wassers im Abgas und lässt sich mittels dem Partialdruck bestimmen. Die Taupunkttemperatur wurde dann aus der Studienblättersammlung für Thermodynamik der TU-Graz entnommen. [9]

$$p_{H_2O} = v_{H_2O} * p$$

$$t_{Tau} = F(p_{H_2O})$$

Der Anteil der maximalen Abgasenthalpie $\dot{H}_{Abgas,max}$ an der Brennstoffleistung erhöht sich im Bestpunkt auf 45%, gegenüber dem zuvor bestimmten Wert von 40%.

Dieser Anteil an Energie könnte mit Hilfe einer Kraft-Wärme-Kopplung genutzt werden, um eine deutlich bessere Ausnutzung des Brennstoffes zu gewährleisten.

4.7.2 Mögliche Restenergienutzung

4.7.2.1 Clausius-Rankine-Prozess

Der Clausius-Rankine-Prozess ist in der Thermodynamik der Vergleichsprozess für eine Dampfkraftanlage. Dieser Kreisprozess soll als Grundlage für die Kraft-Wärme-Kopplung dienen.

Der Vergleichsprozess kann in vier Bereiche, die in der Abbildung 3-24 dargestellt sind, eingeteilt werden: [9]

- Isentrope Druckerhöhung (1-2) des flüssigen Mediums (Wasser) mit der Speisepumpe
- Isobare Erwärmung (2-3), die die Verdampfung und die Überhitzung des Mediums beinhaltet, durch die Zufuhr der Abgasenthalpie $\Delta\dot{H}_{Abgas,max} = \dot{Q}_{zu}$
- Isentrope Entspannung (3-4) des dampfförmigen Mediums in einer Turbine durch Abgabe von mechanischer Arbeit
- Isobare Kondensation (4-1) des Mediums in die flüssige Phase mit der Abgabe der Wärmeleistung \dot{Q}_{ab} an die Umgebung.

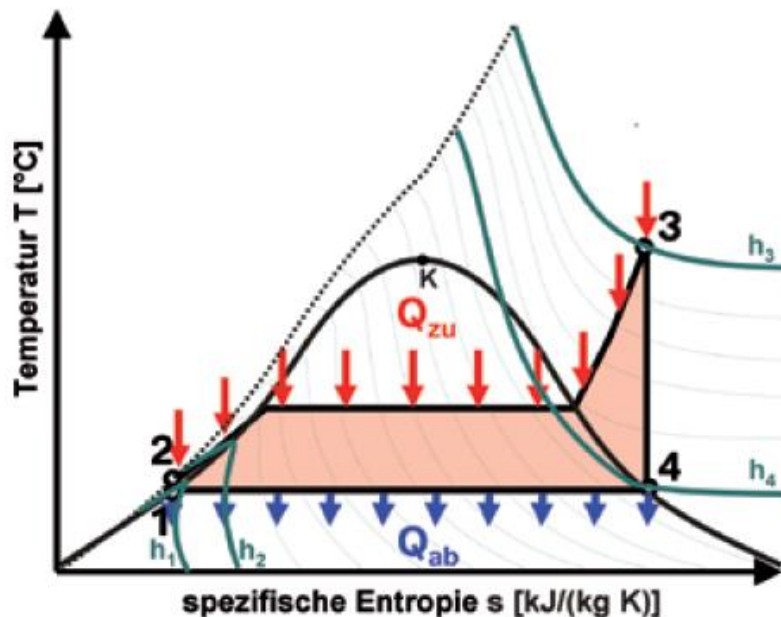


Abbildung 4-17: Clausius-Rankine-Prozess im T,s-Diagramm für Wasser und Wasserdampf [17]

Der Wirkungsgrad des Clausius-Rankine-Prozesses lässt sich wie folgt berechnen:

$$\eta_{CR,ideal} = \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}} = \frac{W_{TS} - W_{PS}}{Q_{Zu}}$$

Das Ergebnis der Subtraktion der isentropen Expansionsarbeit der Turbine W_{TS} und der isentropen Verdichtungsarbeit der Speisewasserpumpe W_{PS} stellt die nutzbare Arbeit dar.

Der Aufwand der betrieben werden muss, um diesen Kreisprozess in Gang zu halten, wird durch einen Wärmetauscher der Abgasenthalpie entzogen.

Die beiden isentropen Arbeiten und die zugeführte Wärme können auch als Enthalpiedifferenz betrachtet werden.

$$\eta_{CR,ideal} = \frac{\overbrace{(h_3 - h_4)}^{\hat{=} A_{TS}} - \overbrace{(h_2 - h_1)}^{\hat{=} A_{PS}}}{\underbrace{(h_3 - h_2)}_{\hat{=} Q_{Zu}}} = 1 - \frac{(h_4 - h_1)}{(h_3 - h_2)} = 1 - \frac{Q_{ab}}{Q_{zu}}$$

Aus der obigen Gleichung für den idealen Wirkungsgrad des Clausius-Rankine-Prozesses ist ersichtlich, dass die Wärmezufuhr auf einem möglichst hohen Niveau stattfinden soll, um einen hohen Wirkungsgrad zu erreichen. Gleichzeitig sollte die Wärmeabfuhr auf einem möglichst niedrigen Temperaturniveau vollzogen werden. [9]

Bei realen Prozessen treten immer Verluste auf, die den Wirkungsgrad nach unten revidieren. Diese lassen sich in drei wesentliche Gebiete einteilen:

- Wärmeübertragung: Das Medium soll möglichst effizient (ohne den Abgasgedruck zu erhöhen) erwärmt werden. Dabei kommt es zu Wärmeverlusten infolge der Konvektion und der Wärmestrahlung an die Umgebung.
- Verluste der Strömung: Die Strömung im Kreislauf ist reibungsbehaftet. Das Medium muss im Kreislauf durch die Pumpe, die wiederum ihre mechanische Reibung überwinden muss, umgewälzt werden.
- Verluste bei der Expansion des dampfförmigen Mediums.

Bezieht man diese drei Bereiche der Verluste in den Clausius-Rankine-Prozess mit ein, kann der effektive Wirkungsgrad der Kraft-Wärme-Kopplung ermittelt werden. [17]

$$\eta_{CR,effektiv} = \eta_{CR,ideal} * \eta_{Wärmeübertragung} * \eta_{StrömungReibung} * \eta_{Expansion}$$

4.7.2.2 Potentialabschätzung des Clausius-Rankine-Prozesses

Für die Potentialabschätzung wurden aus den Studienblättern für Thermodynamik [9] folgende Daten zur Ermittlung des idealen Wirkungsgrades herangezogen.

An dieser Stelle muss erwähnt werden, dass es sich bei den angenommenen Werten um Richtwerte handelt. Auf eine tiefergehende Analyse des möglichen Clausius-Rankine-Prozesses wird in dieser Diplomarbeit verzichtet.

Überhitzungstemperatur	$t_3 = 400^\circ\text{C}$	$\Rightarrow h_3 = 3262,6 \text{ kJ/kg}$
Systemdruck	$p_{II} = 10 \text{ bar}$	
Kondensationstemperatur	$t_4 = t_1 = 90^\circ\text{C}$	$\Rightarrow h_4 = 2658,7 \text{ kJ/kg}$
	$t_1 \Rightarrow p_1 = 0,7011 \text{ bar}$ $t_1 \Rightarrow v_1 = 1,0363 \text{ dm}^3/\text{kg}$	$\Rightarrow h_1 = 376,75 \text{ kJ/kg}$
Pumpenleistung	$w_{Ps} = v_1 * (p_{II} - p_1)$	$\Rightarrow h_2 = 377,71 \text{ kJ/kg}$

Tabelle 4-1: Stoffdaten des Clausius-Rankine-Prozesses

$$\eta_{CR,ideal} = 1 - \frac{Q_{ab}}{Q_{zu}} = 1 - \frac{(h_4 - h_1)}{(h_3 - h_2)} = 1 - \frac{(2658,7 - 376,75) \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]}{(3262,6 - 377,71) \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]} = 0,21$$

$$\eta_{\text{Wärmeübertragung}} = 0,8$$

$$\eta_{\text{StrömungReibung}} = 0,9$$

$$\eta_{\text{Expansion}} = 0,7$$

$$\eta_{CR,effektiv} = 0,21 * 0,8 * 0,9 * 0,7 = 0,105$$

Mit den Wirkungsgraden für die drei Verluste ergibt sich ein effektiver Wirkungsgrad für den Kreisprozess von $\eta_{CR,effektiv} = 0,105$.

4.7.2.3 Anwendung der möglichen Potentialabschätzung der Restenergienutzung auf die thermodynamische Analyse

Wenn wir nun diesen effektiven Wirkungsgrad $\eta_{CR,effektiv}$ mit dem Verhältnis des Abgaswärmestroms \dot{Q}_{Abgas} zu Brennstoffwärme \dot{Q}_B multiplizieren ergibt sich daraus die absolute Wirkungsgradverbesserung der Verbrennungskraftmaschine.

Aus der unten angeführten Rechnung ist ersichtlich, dass es zu einer Steigerung des Wirkungsgrades um 3,34 % kommt.

Die Werte stammen vom Motorkonzept **LOCO₂-TC** im Lastpunkt mit dem höchsten Wirkungsgrad.

In Tabelle 4-2 ist die Wirkungsgradsteigerung des Betriebspunktes mit dem höchsten Wirkungsgrad aufgelistet.

		LOCO ₂ TC
BMEP	[bar]	12,5
N	[U / min]	3100
effektiver Wirkungsgrad	$\eta_{VKM} = [\%]$	30,7
Prozentsatz Abgasenthalpie zu Kraftstoffwärme	$\frac{\dot{Q}_{Abgas}}{\dot{Q}_B} = [\%]$	32,2
Abgastemperatur	[°C]	800
Steigerung des Wirkungsgrads	$\Delta\eta_{VKM} = [\%]$	3,381
möglicher Wirkungsgrad mit Restenergienutzung	$\Delta\eta_{VKM+Abgas} = [\%]$	34,081

Tabelle 4-2: Theoretische Steigerung des Wirkungsgrad durch Restenergienutzung bei höherer Last

Das volle Potential der beschriebenen Restenergienutzung, wie im vorigen Punkt 3.4.2.2 beschrieben, kann nicht direkt auf Betriebspunkte mit geringer Last angewandt werden, da die Abgastemperatur direkt proportional zum Lastpunkt steht und sich bei Niederlast deutlich reduziert. Dieser Einfluss kann über eine Verringerung des Wirkungsgrades für die Wärmeübertragung berücksichtigt werden (siehe Tabelle 3-6).

		LOCO ₂ TC
BMEP	[bar]	2,1
N	[U / min]	3100
effektiver Wirkungsgrad	$\eta_{VKM} = [\%]$	18,7
Prozentsatz Abgasenthalpie zu Kraftstoffwärme	$\frac{\dot{Q}_{Abgas}}{\dot{Q}_B} = [\%]$	27,1
Abgastemperatur	[°C]	680,85
Wirkungsgrad Wärmeübertragung	$\Delta\eta_{Wärmeübertragung} = [1]$	0,7
effektiver Wirkungsgrad der Kraft-Wärme-Kopplung	$\Delta\eta_{CR,effektiv} = [1]$	0,093
Steigerung des Wirkungsgrades	$\Delta\eta_{VKM} = [\%]$	2,510
möglicher Wirkungsgrad mit Restenergienutzung	$\Delta\eta_{VKM+Abgas} = [\%]$	21,210

Tabelle 4-3: Theoretische Steigerung des Wirkungsgrad durch Restenergienutzung im Teillastbereich

Die Reduktion der Abgastemperatur wirkt sich, durch die typische Lambda $\lambda = 1$ geregelte Verbrennung des heutigen Otto-Motors, nicht ganz so gravierend aus wie beispielsweise beim Dieselmotor.

Der Wirkungsgrad für die Wärmeübertragung des Abgases zum Kreislaufmedium wird mit $\Delta\eta_{Wärmeübertragung} = 0,7$ angenommen, da das tiefste Temperaturniveau bei etwa bei 600 °C liegt. Im Gegensatz dazu wurde bei Volllast von einer Abgastemperatur von 800°C ausgegangen.

Es kommt daher zu einer Reduktion des effektiven Wirkungsgrades der Kraft-Wärme-Kopplung von $\Delta\eta_{CR,effektiv} = 0,105$ auf $\Delta\eta_{CR,effektiv} = 0,093$.

Trotzdem würde man bei den oben angeführten Teillastpunkten eine Anhebung des Wirkungsgrades der VKM von etwa 2,4% erreichen.

Die unterste Verbesserungsschwelle bzw. oberste Schwelle könnte mit etwa 1% bis 4% angenommen werden.

Dieses Verbesserungspotential würde also im gesamten Motorkennfeld vorliegen und könnte somit auch genutzt werden.

5 Zusammenfassung und Ausblick

Meine Diplomarbeit entstand im Rahmen des Projektes „Eta+“, einem Teil des Forschungsprojektes „ECO-PowerDrive“.

Das vorrangige Ziel des Projektes „Eta+“ ist die Wirkungsgradsteigerung des Gesamtfahrzeuges im Sport- und Freizeitbereich mit Hilfe der Nutzung von Restenergien (Verluste des Antriebsstranges).

Die Aufgabe meiner Diplomarbeit war es einen typischen Antriebstrang eines Motorades zu analysieren und zu bewerten.

In einem ersten Schritt wurde in dieser Diplomarbeit eine Längsdynamiksimulation erstellt. Die Längsdynamiksimulation diente zur Ermittlung der charakteristischen Betriebspunkte der Verbrennungskraftmaschine im Motorkennfeld.

Ein genereller Unterschied zwischen Fahrzeugsimulationen in den unterschiedlichen Fahrzeugklassen ist der verwendete Fahrzyklus. Für die Anwendung in Sport- und Freizeitfahrzeugen wird der der **Worldwide harmonized Motorcycle Test Cycle** verwendet. Dieser weist im Gegensatz zu seinem Pendant auf der PKW-Seite ein höheres transientes Verhalten über der Zeit auf.

Die Umsetzung der Längsdynamik fand im MATLAB Simulink statt, um eine gute Nachvollziehbarkeit für spätere Projekte zu gewährleisten. Da MATLAB Simulink eine bessere grafische Oberfläche für die Darstellung von Gleichungen als die herkömmliche Variante von MATLAB hat.

Um das betrachtete System erweitern zu können, wurde in einem zweiten Schritt eine thermodynamische Analyse der möglichen Verbrennungskraftmaschinen durchgeführt. Die Messung und Simulation waren ebenfalls Teil der Arbeit.

Besonderen Wert wurde bei der Berechnung der Enthalpieströme auf die Methode gelegt. Dabei erfolgte die Annäherung der spezifischen Wärmekapazitäten über Polynome; im Gegensatz zur Annahme mittlerer spezifischer Wärmekapazitäten, wie am Institut sonst üblich. Die Berechnung und die grafische Darstellung durch Sankey-Diagramme erfolgten mit Hilfe von MATLAB.

Auf Basis dieser Vorarbeiten (Längsdynamik und thermodynamische Analyse) konnten nun die Systemgrenzen der Simulation erweitert werden und eine Kombination beider Teilmodelle erfolgen.

Neben den für die Längsdynamik verantwortlichen Simulink Subsystemen (Fahrzyklus, virtueller Fahrer, Antriebstrang, Reifenmodell und dynamische Reifenlastverteilung) wurde das System um die Simulink Subsysteme VKM und Energieflussanalyse erweitert.

In diesen Subsystemen, VKM und Energieflussanalyse, wurden Kennfelder der zu untersuchenden, relevanten Größen in die Simulation eingebettet. Die Kennfelder stammen wiederum aus der thermodynamischen Analyse.

Durch die zukünftigen Abgasgesetzgebungen für Sport- und Freizeitfahrzeuge entstehen für den Fahrzeugentwicklungsprozess neue Herausforderungen, welche von der Automobilindustrie schon teilweise gelöst und umgesetzt werden.

Nicht nur die gesetzlichen Vorschriften (z.B. Emissionen) werden verschärft, sondern die Kundenanforderungen selbst nehmen ebenso zu. Ein Beispiel dafür ist die Erhöhung des Fahrspaßes bei gleichzeitiger Verbrauchsverbesserung, die der Kunde immer mehr wünscht.

Diese neuen Herausforderungen sollten durch eine frühe Verknüpfung der Teilsysteme des Fahrzeuges (VKM, Getriebe, Nebenaggregate, Fahrwerk etc.) in ein Gesamtsystem erfolgen. Das durchaus komplexe Gesamtsystem kann nun frühzeitig in der Entwicklungsphase evaluiert und mögliche Schwächen optimiert werden.

Mit dieser erweiterten Fahrzeugsimulation können nun die Teilsysteme kombiniert (also über das Zusammenspiel der Teilsysteme) betrachtet und auch bewertet werden.

Die eigentliche Aufgabe des Forschungsprojektes „Eta+“, in dessen Rahmen diese Diplomarbeit als Teilaufgabe zu sehen ist, ist es wirkungsgradsteigernde Maßnahmen für Sport- und Freizeitfahrzeuge zu finden.

Neben den aus dem Automobilsektor bekannten Technologien, wie Direkteinspritzung, variable Ventiltriebe, Aufladung und Nebenaggregate-Management, sollen auch mögliche Potentiale der Restenergienutzung in die erweiterte Fahrzeugsimulation einfließen.

Zukünftig soll aus dieser erweiterten Fahrzeugsimulation eine Simulation, die das gesamte Fahrzeug bezüglich der Thermodynamik umfasst, entstehen.

6 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1-1: Zukünftige europäische Abgasvorschriften für Sport- und Freizeitfahrzeuge	1
Abbildung 1-2: Entwicklung der Fahrzeugklassen und.....	2
Abbildung 1-3: BMW F 800 R [1].....	4
Abbildung 1-4: Motorcharakteristiken der verschiedenen Typen.....	6
Abbildung 2-1: Koordinatensystem nach ISO/DIN 70000	8
Abbildung 2-2: Einteilung Fahrwiderstände [3]	10
Abbildung 2-3: Einfedern auf harter Fahrbahn [5].....	11
Abbildung 2-4: Radkräfte und Verteilung der gemittelten Flächenpressung $p_{(x)}$ [5]	12
Abbildung 2-5: Steigungswiderstand	15
Abbildung 2-6: Stationäre Fahrwiderstände.....	16
Abbildung 2-7: Fahrwiderstände in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit [3].....	20
Abbildung 2-8: Zugkraftdiagramm von BMW F800R.....	21
Abbildung 2-9: Quasistationäre Simulation	22
Abbildung 2-10: Dynamische Simulation [6]	23
Abbildung 2-11: Gesamtfahrzeugsimulation in MATLAB „Simulink“.....	26
Abbildung 2-12: Vereinfachte Darstellung der Gesamtfahrzeugsimulation.....	27
Abbildung 2-13: WMTC	28
Abbildung 2-14: Fahrzyklusblock.....	29
Abbildung 2-15: Virtueller Fahrer.....	31
Abbildung 2-16: Vereinfachte Darstellung des Antriebsstranges	32
Abbildung 2-17: Antriebsstrang	33
Abbildung 2-18: Reifen.....	34
Abbildung 2-19: VKM	35
Abbildung 2-20: BSFC-Kennfeld im Lookup2D hinterlegt	35
Abbildung 3-1: Erster Hauptsatz für geschlossene Systeme.....	37
Abbildung 3-2: Erster Hauptsatz für offene Systeme	38
Abbildung 3-3: Erster Hauptsatz angewendet auf die VKM	42
Abbildung 3-4: pV-Diagramm und indizierter Mitteldruck bei einem Viertaktmotor [8]	47
Abbildung 3-5: CAD-Schnitt durch den Versuchsträger [2]	48
Abbildung 3-6: Spezifische Wärmekapazitäten des Kühlmediums in Abhängigkeit von der Temperatur und dem Prozentsatz des Frostschutzmittels [9].....	51

Abbildung 3-7: Dynamische Viskosität des Kühlmediums in Abhängigkeit von der Temperatur und dem Prozentsatz des Frostschutzmittels [9].....	53
Abbildung 3-8: Dichte des Kühlmediums in Abhängigkeit von der Temperatur und dem Prozentsatz des Frostschutzmittels [9].....	54
Abbildung 3-9: Spezifische Wärmekapazität des Öles [10].....	55
Abbildung 3-10: K_p für Wassergasgleichgewicht als Funktion der Temperatur [11].....	59
Abbildung 3-11: Molare Wärmekapazitäten der Abgaskomponenten.....	72
Abbildung 3-12: Gemittelte molare Wärmekapazität von Kohlenwasserstoff im Verhältnis C:H=1:2 [8].....	73
Abbildung 4-1: Sankey-Diagramm eines Lastpunktes bei BMEP=2 bar N=7000 U/min der LOCO2 TC Variante.....	76
Abbildung 4-2: Sankey-Diagramm eines Lastpunktes bei BMEP=9,8 bar N=7000 U/min der LOCO2 TC Variante.....	76
Abbildung 4-3: Volumenströme des Kühlmittels und Öls	80
Abbildung 4-4: Thermodynamische Analyse im MATLAB „Simulink“ Modell.....	81
Abbildung 4-5: Matrix eines „Lookup2D“	83
Abbildung 4-6: Schematische Darstellung der Messpunkte am Motorenprüfstand.....	84
Abbildung 4-7: Das Subsystem Energiefluss im MATLAB Simulink Modell.....	85
Abbildung 4-8: Energiefluss Diagramm LOCO2 TC.....	87
Abbildung 4-9: Energiefluss Diagramm LOCO2 TC.....	89
Abbildung 4-10: Energiefluss Diagramm LOCO2 TC.....	91
Abbildung 4-11: Energiefluss Diagramm LOCO2 TC im Stadtbereich des WMTC.....	93
Abbildung 4-12: Sankey-Diagramm LOCO2 TC des Stadtbereiches im WMTC	94
Abbildung 4-13: Energiefluss Diagramm LOCO2 TC im Überlandbereich des WMTC.....	95
Abbildung 4-14: Sankey-Diagramm LOCO2 TC des Überlandanteiles im WMTC.....	96
Abbildung 4-15: Energiefluss Diagramm LOCO2 TC im Autobahnbereich des WMTC.....	97
Abbildung 4-16: Sankey-Diagramm LOCO2 TC des Autobahnanteiles im WMTC.....	97
Abbildung 4-17: Clausius-Rankine-Prozess im T,s-Diagramm für Wasser und Wasserdampf [14].....	101

7 Tabellenverzeichnis

Tabelle 1-1: Motorspezifische Daten [1]	5
Tabelle 1-2: Fahrzeugspezifische Daten [1].....	7
Tabelle 2-1: Messwerte für Luftwiderstandsbeiwerte [3]	14
Tabelle 3-1: Kraftstoffanalyse der Analytik-Service Gesellschaft	43
Tabelle 3-2: Gefriertemperaturen des Kühlmittels [9].....	52
Tabelle 3-3: Zusammensetzung der trockenen und sauberen Luft in der Nähe	65
Tabelle 4-1: Stoffdaten des Clausius-Rankine-Prozesses	103
Tabelle 4-2: Theoretische Steigerung des Wirkungsgrad durch Restenergienutzung bei höherer Last	104
Tabelle 4-3: Theoretische Steigerung des Wirkungsgrad durch Restenergienutzung im Teillastbereich	105

8 Literaturverzeichnis

- [1] BMW, „<http://www.bmw-motorrad.at/at/de/index.html>,“ 14 2 2012. [Online].
- [2] BMW-Motorrad, „Der neue Antrieb der neuen BMW F 800,“ MTZ, 2006.
- [3] J. STOFFREGEN, Motorradtechnik 6. erweiterte Auflage, Vieweg Verlag, 2006.
- [4] P. HOFMANN, „Hybridtechnik Skriptum,“ TU Wien, 2010.
- [5] W. HIRSCHBERG, „Kraftfahrzeugtechnik Skriptum,“ TU Graz, 2007.
- [6] G. KELZ, „Innovative Fahrzeugantriebe , elektrische Traktionsantrieb im KFZ, Skriptum,“ TU Graz, 2010.
- [7] P. RIEGER, „Diplomarbeit: Ein methodischer Ansatz für die Integration eines thermischen Modells in eine Gesamtfahrzeugsimulation für Hybrid-Powersportanwendungen,“ TU Graz, 2011.
- [8] J. GIRSTMAYER, „Diplomarbeit: Design und Validierung eines thermischen Transport- und Eintragmodells mittels Prüfstandsmessungen,“ TU Graz, 2013.
- [9] H. EICHLSEDER, „Thermodynamik Skriptum,“ TU Graz, 2007.
- [10] R. PISCHINGER, M. KLELL und T. SAMS, Thermodynamik der Verbrennungsmaschine 3. Auflage, SpringerWienNewYork, 2009.
- [11] A. SCHWEIZER, „http://www.schweizer-fn.de/stoff/kuehlwasser/kuehlw_start.php,“ 1 11 2012. [Online].
- [12] A. SCHWEIZER, „http://www.schweizer-fn.de/stoff/schmieroel/sae40_stoff.php,“ 12 10 2012. [Online].
- [13] G. FRIDL, „Diplomarbeit: Prüfstandsuntersuchung zur Brennverfahrensentwicklung für ein 2-Takt Hochdruckdirekteinspritzsystem,“ TU Graz, 2003.
- [14] T. SAMS und S. HAUSBERGER, „Schadstoffbildung und Emissionsminimierung bei KFZ, Skriptum,“ TU Graz, 2010.
- [15] National Institute of Standards and Technology, „<http://webbook.nist.gov/chemistry/>,“ 5 10 2012. [Online].
- [16] H. EDTMAYER, „Emission and Fuel Consumption Reduction for Two_Wheeler and Small Engine Applications, EcoPowerdrive Eta+,“ TU Graz, 2011.
- [17] BMW Forschung und Technik GmbH, „Der Turbosteamer: Ein System zur Kraft-Wärme-Kopplung im Automobil,“ MTZ, 2008.

9 Anhang



Technische Universität Graz

Projekt Verkehrstechnik

LV.Nr.: 313.010



Experimentelle Untersuchungen zur Energieflussbestimmung von Sport- und Freizeitfahrzeugen

Projektmitarbeiter	Matrikelnummer
Robert Lehner	0631132

Betreuer:

Dr. Stephan Schmidt / Dipl.-Ing. Hermann Edtmayer

Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik



Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Vorwort	1
1.2	Aufgabenstellung	1
1.3	Grundmotorkonzept	2
2	Grundlagen der thermodynamischen Analyse	4
2.1	Übersicht über die Leistungswege	4
2.2	Kraftstoffwärme	6
2.3	Zugeführte Luftmenge	6
2.4	Verlustleistung	7
2.4.1	<i>Abgasenthalpie</i>	<i>7</i>
2.4.2	<i>Kühlungswärme</i>	<i>8</i>
2.4.3	<i>Reibleistung</i>	<i>9</i>
2.4.4	<i>Konvektions- und Strahlungswärme an die Umgebung</i>	<i>10</i>
3	Grundlegende Ausführungen der Messstellen	11
3.1	Temperaturmessstellen	11
3.1.1	<i>Thermoelektrischer Effekt</i>	<i>11</i>
3.1.2	<i>Messaufnehmer für Temperaturmessstellen</i>	<i>12</i>
3.2	Druckmessstellen	13
3.2.1	<i>Ohm'sches Messprinzip</i>	<i>13</i>
3.2.2	<i>Messaufnehmer für Druckmessstelle</i>	<i>14</i>
3.3	Druckindizierung	15
3.4	Prinzipien der Durchflussmessung	16
3.4.1	<i>Magnetisch induktive Durchflussmessung</i>	<i>16</i>
3.4.2	<i>Ultraschalldurchflussmessung</i>	<i>18</i>
3.4.3	<i>Coriolis Massendurchflussmesser</i>	<i>20</i>
3.4.4	<i>Berechnung des Volumenstroms über die Anlagenkennlinie</i>	<i>21</i>
4	Messstellenplan	22
4.1	Ölkreislauf	22
4.1.1	<i>Aufbau am Versuchsträger</i>	<i>22</i>
4.1.2	<i>Messstellen</i>	<i>24</i>
4.2	Kühlkreislauf	28
4.3	Kraftstoffsystem	31
4.4	Ansaugtrakt	32
4.5	Abgastrakt	33
5	Abbildungsverzeichnis	35
6	Anhang	36

1 Einleitung

1.1 Vorwort

Der politische und ökonomische Druck weniger CO₂ auszustoßen, zwingt die Fahrzeugindustrie deutliche Verbrauchsreduktionen bei den jeweiligen Fahrzeugen zu realisieren. Hier liegt der Fokus nicht nur mehr auf der PKW- und LKW-Industrie, sondern auch seit kurzem auf den Baumaschinenherstellern.

Nun ist es meiner Meinung nach nur eine Frage der Zeit bis auch die Hersteller von Sport- und Freizeitfahrzeugen in die Pflicht genommen werden.

Um eine Verbrauchsreduktion zu erzielen ist zuerst einmal eine thermodynamische Analyse durchzuführen. Diese zeigt dann die jeweiligen energetischen Potentiale auf, die wiederum in weiteren Schritten genutzt werden könnten.

1.2 Aufgabenstellung

In diesem Projekt Verkehrstechnik soll die messtechnische Datenerfassung an einer Verbrennungskraftmaschine geplant und durchgeführt werden.

Der Fokus liegt dabei auf einer Datenerfassung für die thermodynamische Analyse eines Rotax 804 Motors. Für eine detaillierte thermodynamische Bewertung der Energieflüsse ist eine genaue Verlustteilung erforderlich. Weiters muss die zu Verfügung stehende Verlustenergie in einer Exergiebetrachtung auf ihre Nutzbarkeit untersucht werden.

Die verschiedenen Pfade der Energien beginnend von der einfließenden Energie über die verschiedenen Wärmeverluste bis hin zur abgegebenen mechanischen Leistung werden dazu erfasst und bewertet. Weiters ist es wichtig die Möglichkeiten einer messtechnischen Erfassung zu eruieren und anschließend die Datenerfassung in einem Messstellenplan aufzubauen.

Die Durchführung der Messreihen und die nachfolgende Aufarbeitung der Rohdaten stellen den Abschluss dieser Arbeit dar.

1.3 Grundmotorkonzept

BMW Motorrad bietet mit dem Motorrad F 800 R ein klassisches Mittelklassemotorrad. Dieses Modell ist mit einem Zweizylinder-Reihenmotor ausgerüstet, der ohne Hubzapfenversatz als Parallel-Twin ausgeführt ist.

Der quer eingebaute, flüssigkeitsgekühlte Motor arbeitet dadurch mit einer gleichmäßigen Zündfolge von 360°.

Die gleichmäßige Zündfolge ist Voraussetzung für einen ausgewogenen Ladungswechsel mit hoher Drehmomentausbeute und gleichmäßigem Verlauf.

Ein wesentliches Konzeptmerkmal des Parallel-Twins ist der Massenausgleich, der im Serienmotorenbau als einzigartiges System gilt.

Für die Ausgleichsmechanik ist auf der Kurbelwelle zylindermittig eine dritte separate Kröpfung für das Ausgleichspleuel angebracht, welches ein Gelenksystem mit der rechtwinkelig zur Zylinderachse angebrachten Ausgleichsschwinge bildet.

Durch die Führung über die relativ lange Ausgleichsschwinge wird eine annähernd gerade Ab- und Aufbewegung des kleinen Auges des Ausgleichspleuels erreicht. Diese Kinematik ist in der Lage, die Massenkräfte 1. und 2. Ordnung vollständig auszugleichen.

Die moderat kurzhubige Auslegung mit 82 mm Bohrung und 75,6 mm Hub (= 798 cm³ Hubraum) in Verbindung mit einer Vierventiltechnik unterstützt die drehmomentorientierte Auslegung. Die durch die Schlepphebelbetätigung sehr geringen Massen im Ventiltrieb erlauben zusätzliche Freiheitsgrade bei Steuerzeiten und Ventilhub.

Die Gemischaufbereitung erfolgt durch eine Lambda geregelte Saugrohreinjection, die in Verbindung mit einem Drei-Wege-Katalysators für geringe Emissionen sorgt.

Die Kraftübertragung erfolgt über einen Zahnradprimärtrieb, eine Mehrscheibenölbadkupplung, ein Sechsgangklauengetriebe und schließlich über eine Zahnradkette auf das Hinterrad¹.



Abbildung 1: BMW F 800 R²

¹ Quelle: Landerl Christian et al, Der Antrieb der neuen BMW F 800 (MTZ Bericht), Springer Automotive Media, Wiesbaden, Juni 2006

² Quelle: <http://www.bmw-motorrad.at/at/de/index.html> (14.2.2012)

Projekt Verkehrstechnik

Die nachfolgende Tabelle soll einen Überblick über die wichtigsten Daten und Hauptabmessungen des Motors geben.

Motortyp	4 Takt	2-Zylinder
Hubraum	798	cm ³
Bohrung / Hub	82 / 75,6	mm
Anzahl der Ventile	4	–
Ventil Durchm. Einlass / Auslass	32 / 27,5	mm
Leistung	64 / 8000	kW / 1 / min
Drehmoment	86 / 5800	Nm / 1 / min
Maximaldrehzahl	9000	1 / min
Verdichtungsverhältnis	10,5	1
Motorgewicht incl. Getriebe	63	kg

2 Grundlagen der thermodynamischen Analyse

Eine thermodynamische Analyse stellt eine Bestandsaufnahme der Energieumsetzung des Verbrennungsmotors dar. Sie soll nicht nur die Möglichkeiten von Wirkungsgradverbesserungen darstellen, sondern auch die Potentiale für neuen Technologien aufzeigen.

Nach dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik besitzt jedes System eine extensive Zustandsgröße, die sich nur durch Energieaustausch mit der Umgebung ändert.

Der 1. Hauptsatz bezieht in das Prinzip von der Erhaltung der Energie auch die Wärme als eine besondere Form der Energie mit ein, da mechanische Arbeit in Wärme und Wärme in Arbeit umgewandelt werden kann.

Anders formuliert besagt der erste Hauptsatz der Thermodynamik, dass Energie nie vernichtet werden kann, sondern nur in eine andere Energieform umgewandelt wird.

Die untenstehende Formel beschreibt den 1. Hauptsatz, die auf den Anwendungsbereich der Verbrennungskraftmaschine angewandt wurde.

Wegen der Vollständigkeit muss noch erwähnt werden, dass in dieser Formel nicht mit den Energien sondern mit den Leistungen ($Leistung = \frac{\Delta Arbeit}{\Delta Zeit}$) gerechnet wird.

$$\dot{Q}_{Brennstoff} + \dot{H}_{Luft} - \dot{Q}_{Verlust} - P_{mech.Arbeit} = 0 \quad [W]$$

Vorzeichenfestlegung: Alle physikalischen Größen die dem System über die Systemgrenzen zugeführt werden, sind positiv und negativ, wenn sie vom System abgeführt werden.

2.1 Übersicht über die Leistungswege

Die folgende Abbildung soll einen kurzen Überblick über die vorhandenen Wärmeströme und ihren jeweiligen Messgrößen geben.

Der zugeführte Kraftstoffenergiestrom \dot{Q}_B und der Enthalpiestrom der Luft \dot{H}_E werden über die Systemgrenzen dem gesamten Motor zugeführt. Im dargestellten Fall eines konventionellen Ottomotors wird rund ein Drittel der zugeführte Kraftstoffenergiestrom \dot{Q}_B in Nutzleistung P_e umgewandelt. Mehr als die Hälfte wird als Abgasenthalpie \dot{H}_A abgeführt. Der Rest wird als Wärme über das Kühlmittel \dot{Q}_K , den Ölkreislauf $\dot{Q}_{öl}$ und durch Konvektion und Strahlung an die Umgebung \dot{Q}_U abgegeben.

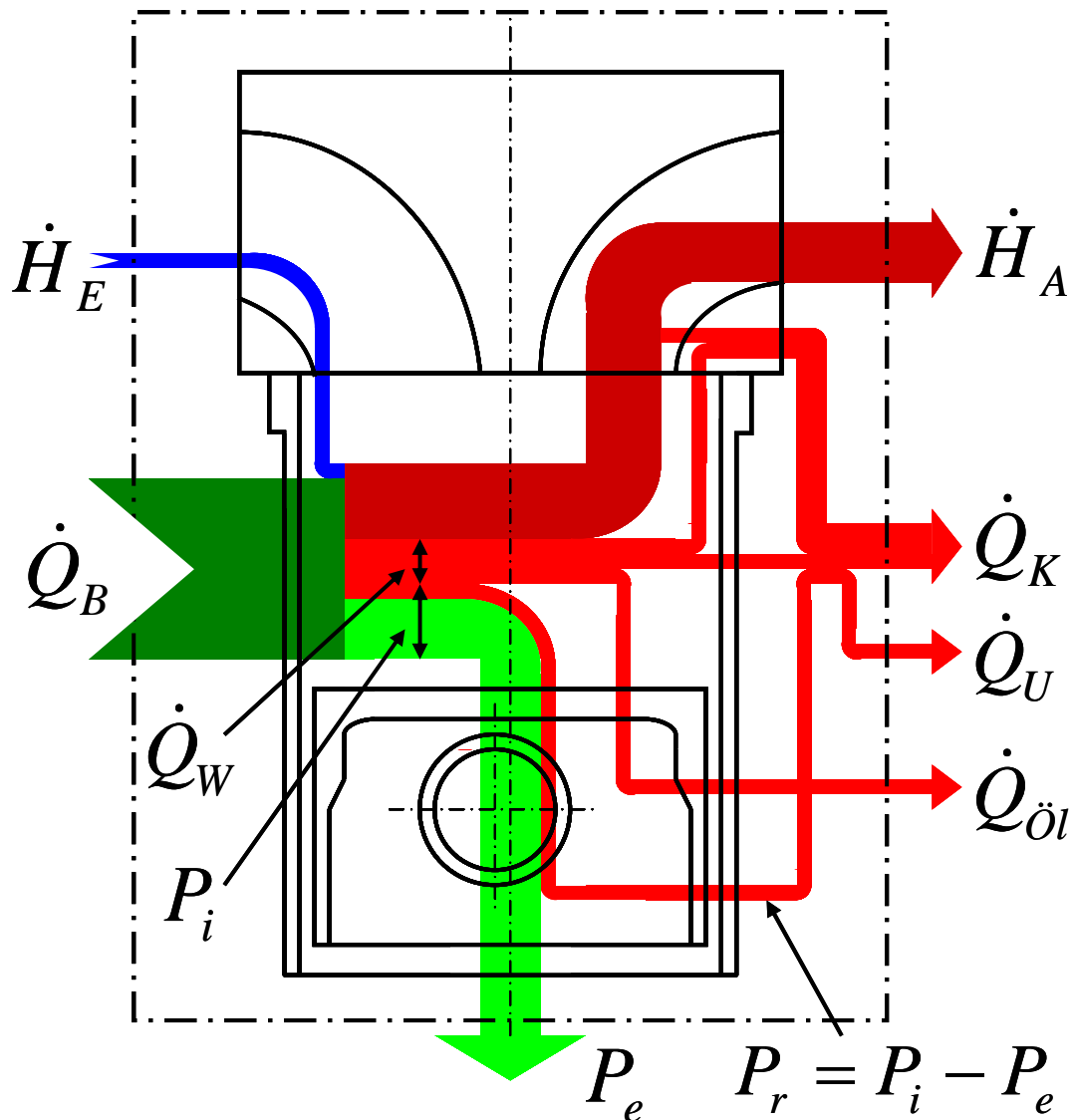


Abbildung 2: Energieflussdiagramm³ (eigene Darstellung)

Der auf die zugeführte Brennstoffwärme bezogene Anteil der Nutzleistung P_e liegt beim Ottomotor niedriger als beim Dieselmotor. Dies ist auf das höhere Verdichtungsverhältnis und das höhere Luftverhältnis des Diesels zurückzuführen.

Insbesondere wirken sich beim konventionellen Ottomotor, wie der Versuchsträger, die Drosselverluste in der Teillast nachteilig aus.

Wegen seiner deutlich höheren Zylinderdrücke weist der Dieselmotor größere abgegebene Wärmeströme \dot{Q}_{ab} auf, obwohl die vom Luftverhältnis bestimmte Brennraumtemperatur beim Ottomotor wesentlich höher liegt. Dies bedingt dort auch eine höhere Abgasenthalpie.

In den nachfolgenden Absätzen werden die einzelnen Komponenten für die thermodynamische Analyse beschrieben.

³ Quelle: Rudolf Pischinger Manfred Kell Theodor Sams, Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine, ISBN 978-3211-99276-0 3. Aufl. SpringerWienNewYork

2.2 Kraftstoffwärme

Als erste Größe wird die zugeführte Brennstoffleistung beschrieben. Sie setzt sich zusammen aus dem Kraftstoffmassenstrom $\dot{m}_{\text{Brennstoff}}$, umgangssprachlich als Kraftstoffverbrauch bezeichnet, und dem unteren Heizwert H_u .

$$\dot{Q}_{\text{Brennstoff}} = \dot{m}_{\text{Brennstoff}} * H_u \quad [kW] = [kg/s] * [kJ/kg]$$

Der untere Heizwert $H_u = [kJ/kg]$ stellt die bei einer Verbrennung maximal nutzbare Wärmemenge dar, bei der sich keine Kondensation des Wasserdampfes im Abgas einstellt.

2.3 Zugeführte Luftmenge

Die zugeführte Leistung der Luft ist im thermodynamischen Sinn ein Enthalpiestrom.

Ganz allgemein ist der Enthalpiestrom \dot{H} einer physikalischen Größe definiert als Produkt des jeweiligen Massenstroms \dot{m} und der spezifischen Enthalpie h .

$$\dot{H} = \dot{m} * h \quad [kW] = [kg/s] * [kJ/kg]$$

Für die spezifische Enthalpie h gibt es zwei Varianten, wie sie bestimmt werden kann. Die erste Variante beinhaltet laut Definition die Innere Energie u und die Verschiebearbeit $p * v$.

$$h = u + p * v$$

Mit Hilfe der kalorischen Zustandsgrößen, in diesem Fall die spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck, kann die spezifische Enthalpie ebenfalls berechnet werden.

$$dh = c_p * dT$$

Aus den oben angeführten Gleichungen ergibt sich folgender Zusammenhang für den zugeführten Enthalpiestrom der Luft, der für die Verbrennung notwendig ist.

$$\dot{H}_{\text{Luft}} \Big|_{0^\circ C}^t = \dot{m}_{\text{Luft}} * c_{p\text{Luft}} \Big|_{0^\circ C}^t * t \quad [kW] = [kg/s] * [kJ/kg * K] * [K]$$

Projekt Verkehrstechnik

An dieser Stelle muss erwähnt werden, dass für dieses Projekt die genauen Strömungszustände im Ansaugtrakt (speziell das Verhalten der Luftsäule beim Öffnen und Schließen der Einlassventile) nicht relevant sind.

Deshalb wurde der Massenstrom der Luft aus der untenstehenden Beziehung errechnet.

$$\lambda = \frac{\dot{m}_{Luft}}{L_{st} * \dot{m}_{Brennstoff}}$$

Der Kraftstoffmassenstrom $\dot{m}_{Brennstoff}$ und das Luftverhältnis λ werden am Motorprüfstand gemessen. Nun bleibt nur noch der stöchiometrische Luftbedarf L_{st} , der bei Benzin

$$L_{st} = 14,0589 \frac{kg_{Luft}}{kg_{Brennstoff}} \text{ beträgt.}$$

2.4 Verlustleistung

Die Verlustleistung teilt sich in folgende Leistungen auf:

- Abgasenthalpie \dot{H}_{Abgas}
- Kühlleistung $\dot{Q}_{Kühlung}$
- Reibleistung $P_{Reibung}$
- Konvektion- und Strahlungswärme an die Umgebung $\dot{Q}_{Konvektion+Strahlung}$

$$\dot{Q}_{Verlust} = \dot{H}_{Abgas} + \dot{Q}_{Kühlung} + P_{Reibung} + \dot{Q}_{Konvektion+Strahlung} \quad [W]$$

2.4.1 Abgasenthalpie

Allgemein treten im Abgas des Versuchsträgers Produkte der vollständigen und der unvollständigen Verbrennung auf.

Produkte der vollständigen Verbrennung:

- Stickstoff N_2
- Sauerstoff O_2
- Wasserdampf H_2O
- Kohlendioxid CO_2

Produkte der unvollständigen Verbrennung:

- Kohlenmonoxid CO
- Stickstoffmonoxid NO
- Stickstoffdioxid NO_2
- Kohlenwasserstoffe HC

Die Abgasenthalpie \dot{Q}_{Abgas} setzt sich aus den einzelnen Enthalpieströmen der Abgaskomponenten zusammen. Die einzelnen Komponenten verhalten sich so, als ob sie alleine in einem Raum wäre.

$$\dot{Q}_{Abgas} = \sum_{i=1}^n \dot{H}_i$$

Die Enthalpie \dot{H}_i je Abgaskomponente lässt sich mit der untenstehenden Formel berechnen, diese wurde im Abschnitt 2.2 näher erläutert.

$$\dot{H}_i = \dot{m}_i * c_{pi} \Big|_{0^\circ C}^t * t \quad [kW] = \left[\frac{kg}{s} \right] * \left[\frac{kJ}{kg * K} \right] * [K]$$

2.4.2 Kühlungswärme

Um eine maximal zulässige Bauteiltemperatur im Brennraum nicht zu überschreiten bzw. konstant zu halten ist bei Verbrennungskraftmaschinen ein Kühlsystem notwendig. Für den Versuchsträger wurde als primäres Kühlsystem eine Wasserkühlung verbaut, die mit einem Wasser-Glykolgemisch als Medium arbeitet.

$$\dot{Q}_{K\u00fchlung} = \dot{m}_{K\u00fchlmittel} * c_{pK\u00fchlmittel} \Big|_{t_1}^{t_2} * (t_2 - t_1)$$
$$[kW] = \left[\frac{kg}{s} \right] * \left[\frac{kJ}{kg * K} \right] * [K]$$

Die Kühlleistung wird aus obenstehender Gleichung bestimmen.

Die Differenz zwischen der an dem Kolben abgegebene innere Arbeit W_i und der effektiven Arbeit W_e ist die durch die mechanischen Verluste verursachte Reibungsarbeit W_r .

$$W_r = W_i - W_e$$

$$p_r = p_i - p_e$$

2.4.4 Konvektions- und Strahlungswärme an die Umgebung

Die restliche Verlustleistung ist jene Bauteilwärme die nicht durch die Kühlungswärme vollständig abgeleitet werden konnte. Sie setzt sich aus einem konvektiven und strahlungsabhängigen Anteil zusammen.

Die Konvektion spielt in der Regel eine wesentlich größere Rolle als die Strahlung.

Allgemein ist die Konvektion stark von der vorliegenden Strömung abhängig, also von der Anströmgeschwindigkeit. Die Oberflächentemperatur beeinflusst die Konvektion nur in einer untergeordneten Rolle. Dies ist bei der Strahlungswärme nicht der Fall, hier ist sie sogar proportional mit der Oberflächentemperatur hoch vier.

Diese beiden Anteile wurden in diesem Projekt nicht weiter behandelt, da sie nur schwer voneinander zu unterscheiden sind.

3 Grundlegende Ausführungen der Messstellen

In diesem Projekt Verkehrstechnik liegt das Augenmerk auf die Bestimmung der Energieflüsse an einem Versuchsträger. Aus dem vorigen Kapitel Grundlagen der thermodynamischen Analyse sind folgende physikalischen Größen von Bedeutung:

- Temperatur der Medien
- Statischer Druck im Kühlmittel- und Ölkreislauf
- Druck im Verbrennungsraum
- Volumenstrom der Medien

3.1 Temperaturmessstellen

Die Funktionsweise von Thermoelementen basiert auf dem thermoelektrischen Effekt der auch Seebeck-Effekt genannt wird.

3.1.1 Thermoelektrischer Effekt

In einem Stromkreis welcher aus zwei verschiedenen elektrischen Leitern mit einem Temperaturgradienten zwischen den Kontaktstellen besteht, tritt eine elektrische Spannung auf. Diese Spannung entsteht durch Thermodiffusionsströme in der Materialpaarung des Thermoelements.

Allgemein lassen sich metallische Werkstoffe nach der Größe ihrer Diffusionsströme einordnen, welche auch thermoelektrische Spannungsreihe genannt wird.

Diese beschreibt die Generierung einer Spannung zwischen den Drahtenden einer Materialpaarung bei einer Temperaturdifferenz von 100 K.

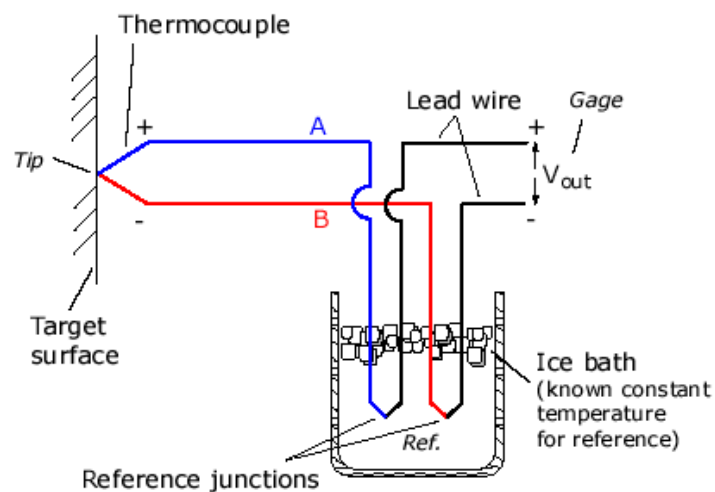


Abbildung 4: Funktionsweise eines Thermocouples ⁵

⁵ Quelle: http://www.efunda.com/designstandards/sensors/thermocouples/thmcppl_theory.cfm (17.2.2012)

3.1.2 Messaufnehmer für Temperaturmessstellen

Die nächste Abbildung zeigt einen Thermocouple 1 des Typen K in seiner Einbaulage am Abgasrohr 4. Die Typenbezeichnung K soll den Temperaturbereich des Füllers angeben, dieser liegt von 0 bis 1100°C.

Der Klemmsitz 2 hat die Aufgabe der Aufnahme des Temperaturfüllers und der Abdichtung des Thermocouples gegenüber dem Adapterring 3. Die Abdichtung des Füllers gegenüber dem Klemmsitz bzw. dem Adapterring gegenüber dem Klemmsitz erfolgte mittels zweier Dichtringe aus Kupfer.

Bei der Einbaulage des Temperaturfüllers muss darauf geachtet werden, dass die Füllerspitze im Zentrum des jeweiligen Querschnitts angebracht wird. Dadurch kann der Einfluss von der Strömungsgeschwindigkeit eliminiert werden.

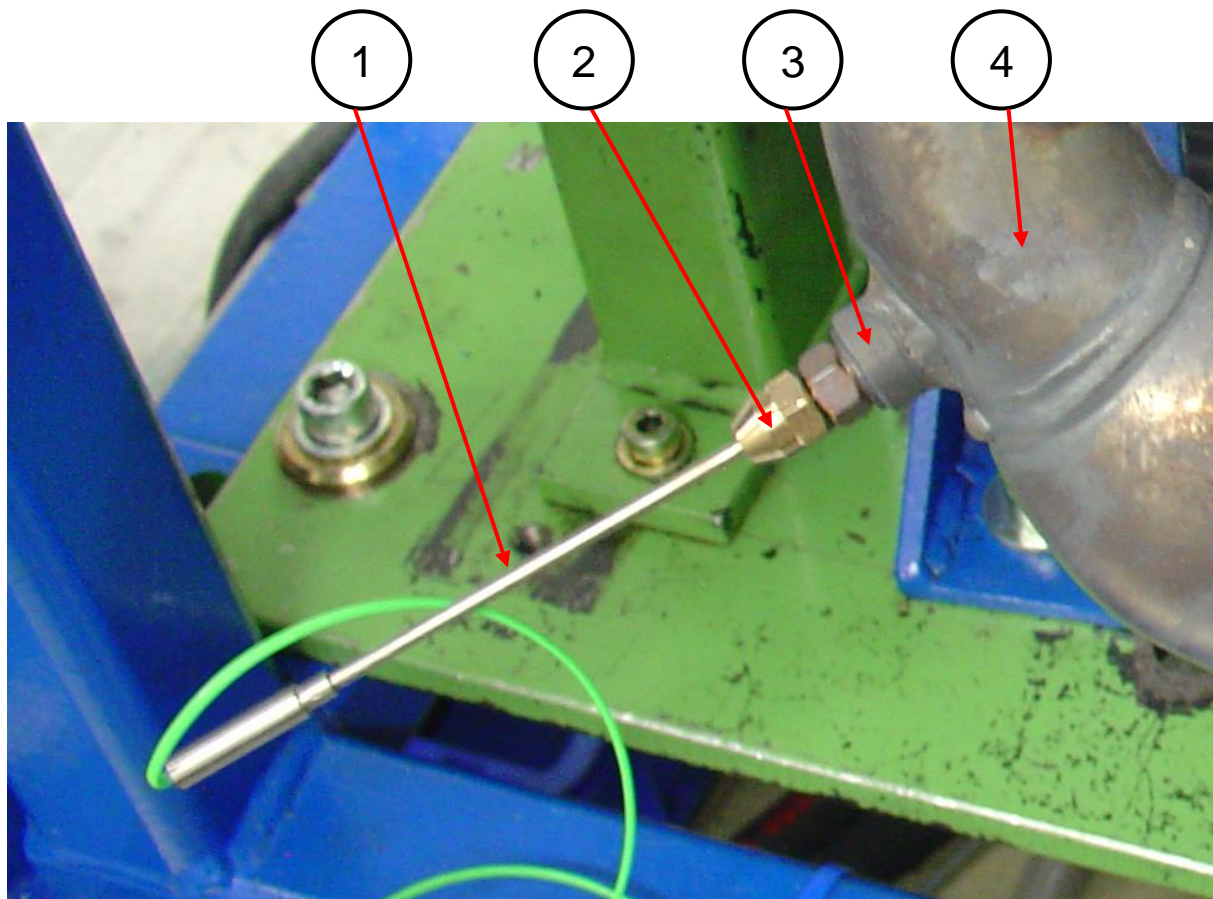


Abbildung 5: Einbaulage eines Thermocouples

Des Weiteren wurden auch Temperaturfüller des Typen PT100 verwendet. Die folgende Auflistung zeigt die wesentlichen Unterschiede zu den Thermocouplen:

- Unterschiedliche Messprinzipien (Ohm'sches Prinzip gegen Seebeck-Effekt)
- Geringerer Temperaturbereich (-200 bis 850°C gegenüber 0 bis 1100°C)
- Geringeres Transientverhalten

Aus den obigen Unterschieden wurden die PT100 vorrangig zur Überwachung des Kühlmitteleislaufes verwendet.

3.2 Druckmessstellen

Um die Leistungen der Kühlmittel- und Ölpumpen zu ermitteln muss der statische Druck in der Zu- und Ableitung ermittelt werden.

Der statische Druck in einem System wird indirekt über Dehnmessstreifen, die nach dem Messprinzip eines ohmschen Widerstandes arbeiten.

3.2.1 Ohm'sches Messprinzip

Der elektrische Widerstand R des Dehnmessstreifens, der allgemein ein Leiter ist, kann beeinflusst werden:

- Mechanisch über die Länge l und den Querschnitt A des Leiters
- Thermisch über die Temperatur T
- Optisch über die Leitfähigkeit γ

$$R = \frac{l}{\gamma * A}$$

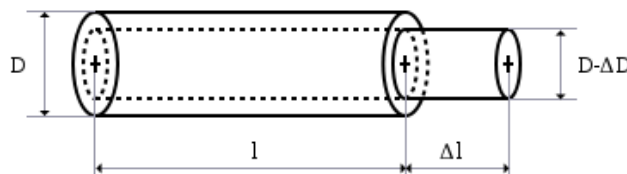


Abbildung 6: Prinzip des Dehnmessstreifens

Treten an einem Bauteil infolge äußere Kraftwirkungen Verformungen auf, so bewirken diese Deformationen Dehnungen an der Bauteiloberfläche, also eine Veränderung der Länge l und des Querschnittes A des Leiters. Ein auf dieser Oberfläche befestigter Dehnmessstreifen folgt dem Messobjekt aufgezwungenen Dehnungen und verändert dabei seinen elektrischen Widerstand. Für die statische Druckmessung sind auf einem Membran Dehnmessstreifen aufgebracht. Das Membran verformt sich aufgrund des Druckes im System. Dies bewirkt eine Dehnung des Leiters, dass wiederum eine Änderung des elektrischen Widerstandes im Dehnmessstreifen.

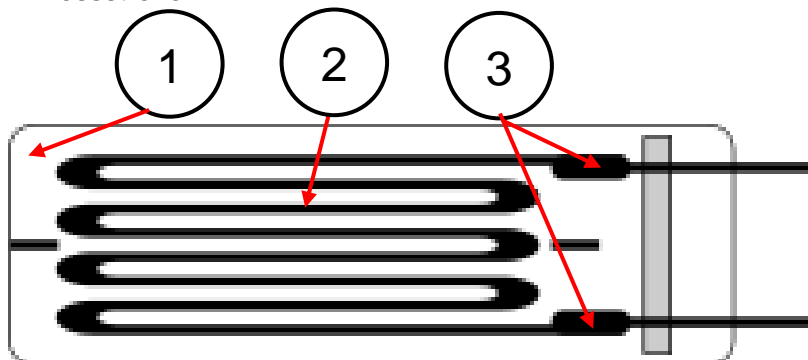


Abbildung 7: Dehnmessstreifen

Der Dehnmessstreifen besteht aus einem Messgitter 2, das auf einer dünnen Kunststoffolie eingebettet ist. Die Lötstützpunkte 3 dienen zum Anschließen des Kabels.

3.2.2 Messaufnehmer für Druckmessstelle

In der nächsten Abbildung ist die Druckmessstelle mit der Klemmsitzverbindung 1 und dem Teflonschlauch 2 ersichtlich. Der Teflonschlauch dient zur Verbreitung des statischen Drucks zum Messaufnehmer, der am Messgalgen im Motorenprüfstand positioniert ist.

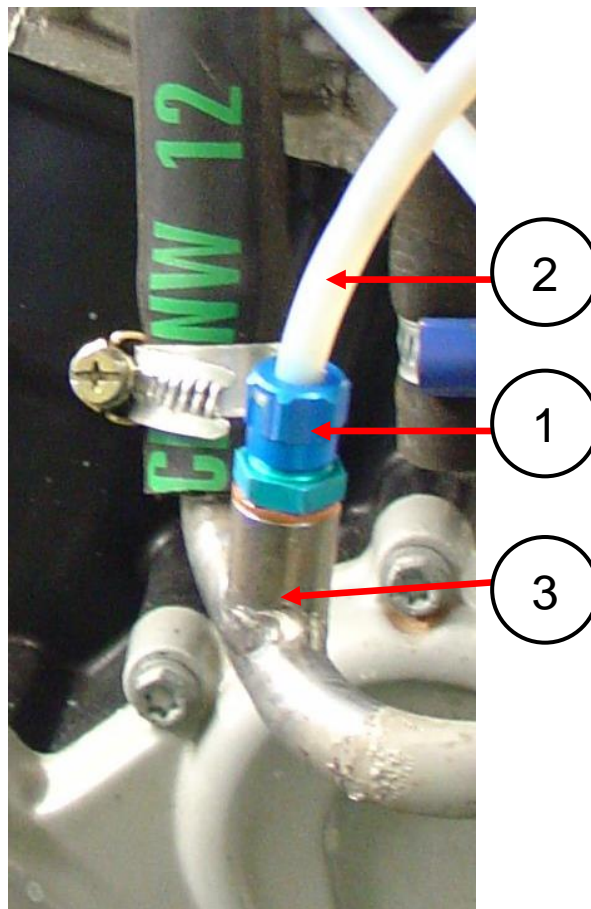
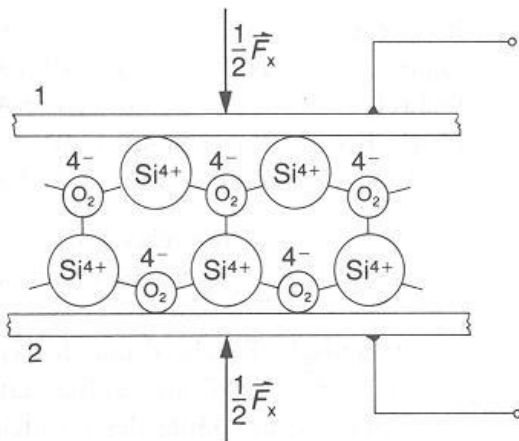


Abbildung 8: Druckmessstelle

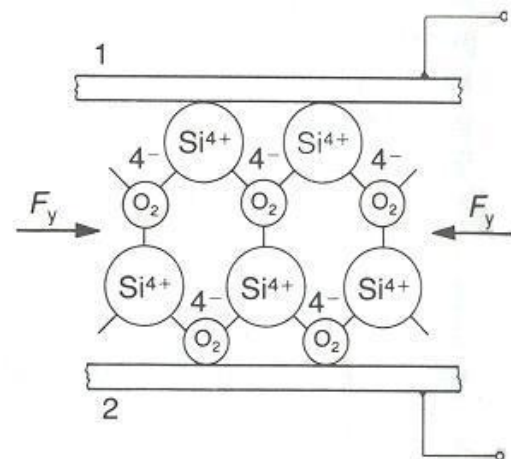
Bei der Verschweißung des Adapterringes mit der Leitung muss darauf geachtet werden, dass es zu keiner scharfkantigen Kante in der Leitung kommt. Eine solche unbearbeitete Kante führt zu einem Verfälschen des Messergebnisses, weil der dynamische Anteil des Druckes infolge der Strömungsgeschwindigkeit mitgemessen wird.

3.3 Druckindizierung

Allgemein versteht man unter dem piezoelektrischen Effekt eine lineare Wechselwirkung zwischen dem mechanischen Zustand (Zug- oder Druckbeanspruchung) und dem elektrischen Potential (elektrische Ladung).



O_2^{4-} nähern sich Platte 1
 Si^{4+} nähern sich Platte 2



O_2^{4-} entfernen sich von Platte 1
 Si^{4+} entfernen sich von Platte 2

Abbildung 9: Longitudinaler Piezoeffekt ⁶

Abbildung 10: transversaler Piezoeffekt ⁷

Die obigen Abbildungen zeigen den direkten piezoelektrischen Effekt, der wiederum in einen Longitudinal- und Transversaleffekt eingeteilt werden kann.

Diese beiden unterscheiden sich nur durch ihr 90° versetzten Kraftangriffsflächen.

Der direkte Piezoeffekt wird genutzt um hochdynamische mechanische Größen, wie zum Beispiel Kräfte, Druck und Beschleunigungen, zu messen.

In diesem Projekt Verkehrstechnik wurden Hoch- und Niederdruckindizier-Messsysteme verbaut, welche den Piezoeffekt verwenden.

Aus der Hoch- und Niederdruckindizierung folgen die Kenngrößen der Verbrennung, die wie folgt lauten.

- Spitzendruck und dessen Lage
- Druckgradient und ebenfalls dessen Lage
- Druckanstiegsgeschwindigkeit
- Indizierte Mitteldrücke
- Reibmitteldruck
- Brennbeginn und Brenndauer
- Energieumsatzpunkt

Für die Thermische Analyse ist der Reibmitteldruck und die indizierten Mitteldrücke ausschlaggebend.

⁶ Quelle: http://www.boku.ac.at/homepage/h9540152/version_1_weiss/Detailskizze-piezo.html (21.2.2012)

⁷ Quelle: http://www.boku.ac.at/homepage/h9540152/version_1_weiss/Detailskizze-piezo.html (21.2.2012)

3.4 Prinzipien der Durchflussmessung

Für die Durchflussmessung gibt es eine große Anzahl von Messprinzipien. Die folgende Auflistung soll einen kleinen Überblick geben.

- Drosselgeräte
- Verdängungsdurchflussmesser
- Schwebkörperdurchflussmesser
- Turbinendurchflussmesser
- Massenstrommessung durch Wägen
- Heißfilmsensoren
- Magnetisch induktive Durchflussmessung
- Ultraschalldurchflussmesser
- Massenstrommessung mittel Coriolis-Prinzip
- Berechnung des Volumenstroms über die Anlagenkennlinie

Die letzten vier Messprinzipien werden näher beschrieben, da sie für die spezifischen Anforderungen am Motorprüfstand am besten geeignet sind.

3.4.1 Magnetisch induktive Durchflussmessung

Die physikalische Grundlage bildet das Faradaysche Induktionsgesetz.

„Bewegt sich ein elektrischer Leiter in einem Magnetfeld, so wird in diesem Leiter eine Spannung induziert.“

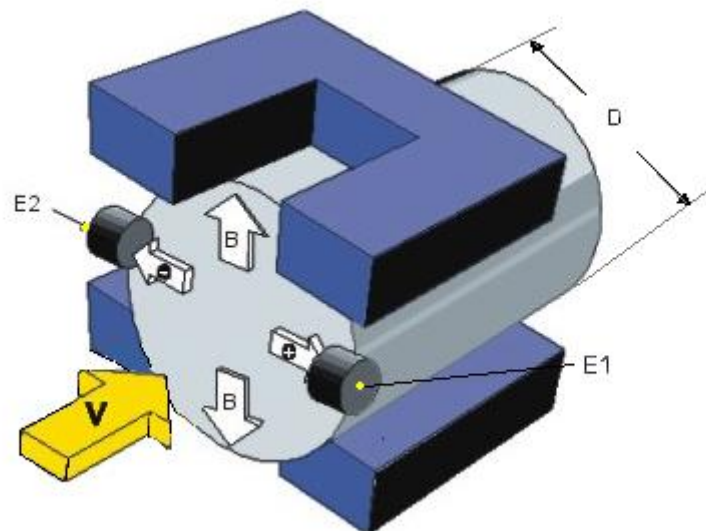


Abbildung 11: Induktives Durchflussmessprinzip

Projekt Verkehrstechnik

In einem induktiven Durchflussmesser ist der Leiter die elektrisch leitende Flüssigkeit im Messaufnehmer. Das Magnetfeld wird von zwei Spulen die in der obigen Abbildung ersichtlich sind erzeugt. Die induzierte Spannung wird von zwei gegenüber dem Messaufnehmer isolierten Elektroden abgenommen.

Die gemessene Geschwindigkeit stellt eine mittlere Strömungsgeschwindigkeit dar und diese ist proportional der induzierten Geschwindigkeit.

$$U_E = k * B * D * v$$

$B =$ magnetische Flussdichte

$D =$ Rohrdurchmesser

$v =$ Strömungsgeschw.

$k =$ Faktor

Durch die Bedingung, dass die zu messende Flüssigkeit elektrisch leitend sein muss, beschränkt sich der Anwendungsbereich bei einer Verbrennungskraftmaschine auf den Kühlmittelkreislauf.

3.4.2 Ultraschalldurchflussmessung

Ultraschall-Durchflussmesser messen die Strömungsgeschwindigkeit einer Flüssigkeit oder auch Gasen mit Hilfe akustischer Wellen.

Der Schall wird mit Hilfe des reziproken Piezoeffektes von Kristallen erzeugt. Beim Anlegen einer elektrischen Spannung wird der piezoelektrische Kristall deformiert und diese Deformation bewirkt eine Schallwelle.

Gleichzeitig dient der Sender auch als Empfänger, da der Kristall auch nach dem direkt piezoelektrischen Prinzip arbeiten kann.

Neben den zwei wesentlichen Messprinzipien Doppler- und Laufzeitverfahren gibt es noch das Stroboskop- und Driftverfahren (werden in diesem Bericht nicht näher erläutert).

3.4.2.1 Laufzeitmessung

Diese Messmethode beruht auf der Änderung der Fortpflanzungsgeschwindigkeit der Schallwellen durch die Strömungsgeschwindigkeit des Übertragungsmediums.

Vereinfacht dargestellt betrachtet man zwei Boote, die einen Fluss auf derselben Linie diagonal durchqueren, der eine in Strömungsrichtung und der andere entgegengesetzt.

Das Boot bzw. die Schallwelle, welche sich in Strömungsrichtung bewegt, benötigt eine wesentlich kürzere Zeit, um das gegenüberliegende Ufer zu erreichen. Eine Schallwelle breitet sich in Fließrichtung des Messmediums schneller aus, als die Schallwelle in entgegengesetzter Richtung.

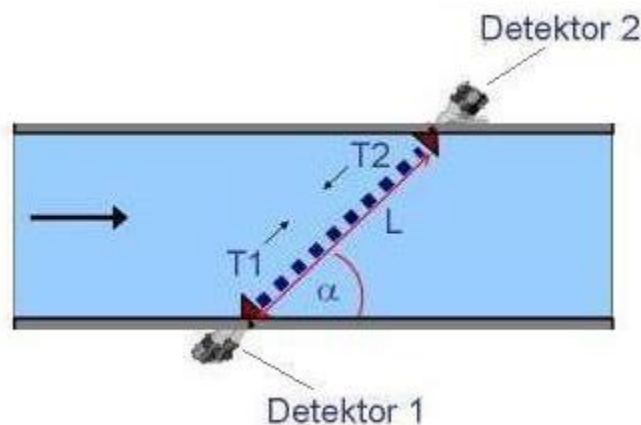


Abbildung 12: Laufzeitmessung

Aus den kontinuierlich gemessenen Laufzeiten der Schallwellen kann mit Hilfe der untenstehenden Formel die mittlere Strömungsgeschwindigkeit berechnet werden.

$$v = \frac{(T_2 - T_1)}{T_2 * T_1} * \frac{L}{\cos(\alpha)}$$

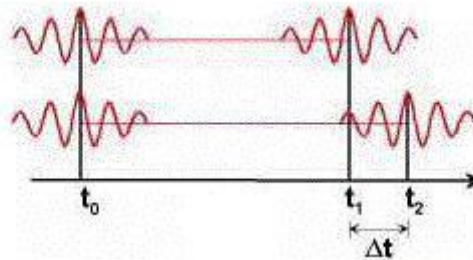


Abbildung 13: Wellenausbreitung bei der Laufzeitmessung

3.4.2.2 Dopplereffekt

Sendet man eine gebündelte Ultraschallwelle mit konstanter Frequenz in eine Flüssigkeit, so wird ein Teil der Energie vom Ultraschallstrahl seitlich abgeleitet, wenn sich im Medium ein gewisser Verschmutzungsgrad mit einem Dichteunterschied gegenüber der anderen Phase befindet. Die reflektierende Schallwelle hat somit ein geringeres Energiepotential und daher eine andere Frequenz (siehe untenstehende Formel).

$$f_1 * f_2 = 2 * v * \frac{\cos(\Theta)}{a}$$

Aus dem Dopplergesetz geht heraus, dass die Frequenzverschiebung proportional der Strömungsgeschwindigkeit sein muss.

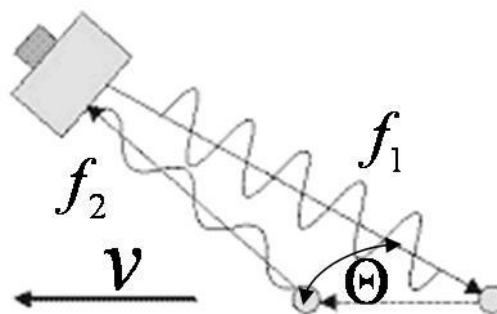


Abbildung 14: Dopplerprinzip⁸

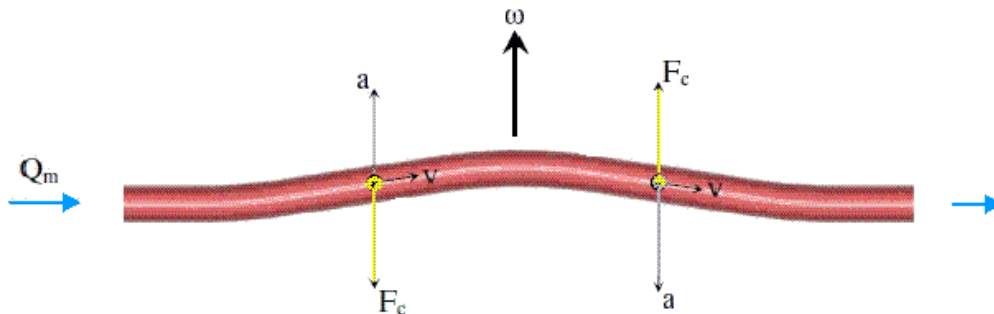
⁸ Quelle: http://www.quantum-hydrometrie.de/meth_doppler.htm (14.2.2012)

3.4.3 Coriolis Massendurchflussmesser

Das Messprinzip basiert auf der kontrollierten Erzeugung von Coriolis-Kräften. Die Coriolis-Kraft gehört zu den Trägheitskräften. Diese tritt bei rotierenden Systemen um eine Achse auf, wenn sich gleichzeitig translatorische und rotatorische Bewegungen überlagern.

Die Coriolis-Kraft folgt der untenstehenden Formel.

$$\vec{F}_C = 2 * m * (\vec{v} \times \vec{\omega}) = 2 * \dot{m} * (\vec{l} \times \vec{\omega})$$



Gerades schwingendes Rohr vom Massestrom Q_m durchströmt

Abbildung 15: Coriolisp-Prinzip

Wird ein Gartenschlauch, den man zwischen den Händen hält und leicht spannt, mit Wasser beaufschlagt und zusätzlich noch mit einer Drehbewegung um seine eigene Achse versehen, entsteht zwischen den Händen ein Bogen.

Dieser Bogen formt sich aus der oben beschriebenen Formel heraus. In der oben gezeigten Skizze ist die Coriolis-Kraft \vec{F}_C als Reaktionskraft zu verstehen.

3.4.4 Berechnung des Volumenstroms über die Anlagenkennlinie

Eine weitere Methode zur Bestimmung des Volumenstroms ist das Pumpen-Anlagenkennlinien Diagramm

Die Anlagenkennlinie ist die Summe aller Druckverluste in einem System. Der Druckwiderstandsbeiwert ξ_i ist sehr stark von der Größe und Form eines Rohrstücks abhängig.

$$\Delta p_{Anlage} = \sum_{i=1}^n \xi_i \frac{v^2}{2}$$

$$\dot{Q} = \frac{D^2 \pi}{4} * v$$

Da die Strömungsgeschwindigkeit proportional dem Volumenstrom ist, ist folglich der Druckverlust proportional dem Quadrat aus dem Volumenstrom.

Nun ist der Schnittpunkt der Anlagenkennlinie mit der Pumpenkennlinie auch der Betriebspunkt.

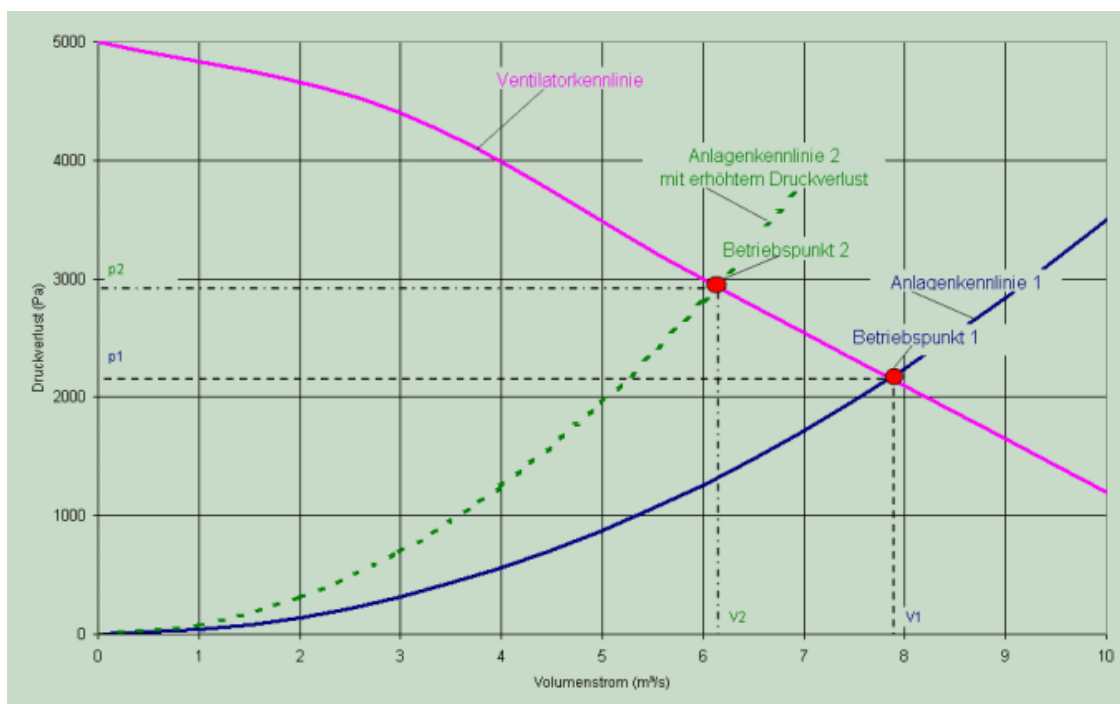


Abbildung 16: Pumpen- und Anlagenkennlinie⁹

⁹Quelle: http://www.schweizer-fn.de/luftung/ventilator/v2_ventilator.htm (14.2.2012)

4 Messstellenplan

Betrachtet man die gesamte Verbrennungskraftmaschine als stationäres offenes System, lassen sich die Enthalpieströme wie folgt unterteilen. Gleichzeitig stellt diese Auflistung den Inhalt dieses Kapitels dar.

- Ölkreislauf $\hat{=}$ $\dot{Q}_{\text{Öl}}$
- Kühlkreislauf $\hat{=}$ $\dot{Q}_{\text{Kühlung}}$
- Kraftstoffsystem $\hat{=}$ $\dot{Q}_{\text{Brennstoff}}$
- Ansaugtrakt $\hat{=}$ \dot{Q}_{Luft}
- Abgassystem $\hat{=}$ \dot{H}_{Abgas}
- Konvektion- und Strahlungswärme an die Umgebung $\hat{=}$ $\dot{Q}_{\text{Konvektion+Strahlung}}$

Der letzte Punkt in dieser Auflistung wird mit Hilfe der thermodynamischen Analyse quantifiziert und nicht gemessen.

4.1 Ölkreislauf

4.1.1 Aufbau am Versuchsträger

Am Versuchsträger wurde die Ölversorgung als integrierte Trockensumpfschmierung dargestellt, wobei der Öltank im Motor integriert ist und sich unterhalb der Kurbelwelle befindet. Um keine Panschverluste des Ausgleichshebelsystems für die Massenkräfte 1. und 2. Ordnung zu verursachen wurde dieses Hebelsystem von der Ölwanne abgedichtet.

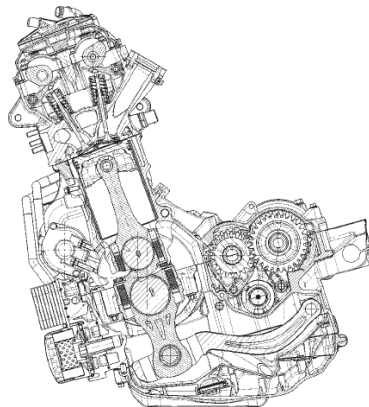


Abbildung 17: Motorquerschnitt¹⁰

¹⁰ Quelle: Landerl Christian et al, Der Antrieb der neuen BMW F 800 (MTZ Bericht), Springer Automotive Media, Wiesbaden, Juni 2006

Projekt Verkehrstechnik

Die Druck- 1 und Saugpumpe 2, die als Trochoidenpumpen ausgeführt sind, werden über eine gemeinsame, durchgehende Antriebswelle mittels Zahnrad vom Primärtrieb angetrieben.

Öl und Blow-by-Gase werden aus dem Kurbelraum mittels Saugpumpe abgesaugt und gelangt über den Getrieberaum in die Ölwanne.

Hier fördert die Druckpumpe das Öl zunächst in den Öl-Wasserwärmetauscher 3 und dann in den Filter 4. Von der zentralen Druckölleitung verteilt es sich im ganzen Motor, dies ist im folgenden Bild ersichtlich.

Der Öl-Wasserwärmetauscher bewirkt eine schnellere Betriebstemperatur des Öls in der Warmlaufphase und eine Kühlwirkung unter Vollast.

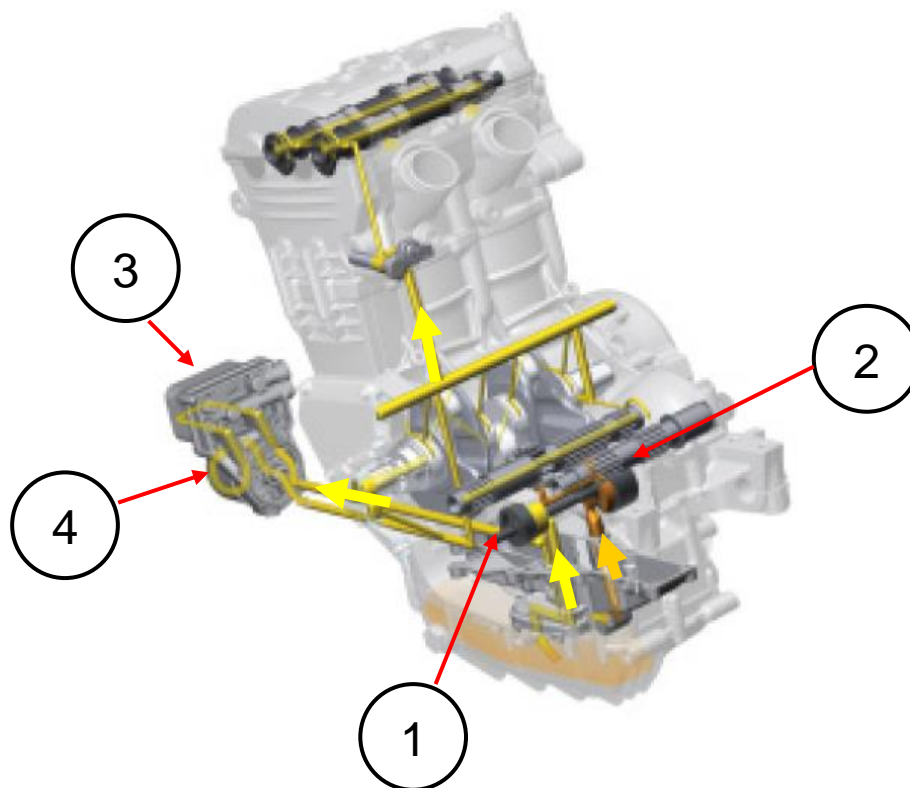


Abbildung 18: Ölkreislauf¹¹

Die Ölwanne und das Filter-Wärmetauscherpaket, diese sind im obigen Bild ersichtlich, sind nicht identisch mit dem am Prüfstand verbauten Teilen. Anstatt des besagten Pakets wurde eine Adapterplatte (siehe 4.1.2) angebracht womit eine Massenstrommessung des Öls durchgeführt werden konnte.

Um die thermische Belastung der Kolben so gering wie möglich zu halten, wurden zwei Öldüsen verbaut.

¹¹ Quelle: Landerl Christian et al, Der Antrieb der neuen BMW F 800 (MTZ Bericht), Springer Automotive Media, Wiesbaden, Juni 2006

4.1.2 Messstellen

Im vorigen Kapitel wurde eine Adapterplatte 1, die zwischen dem Motorblock und dem Öl-Wassermärmetauscher verbaut ist, erwähnt. Sie wird benötigt um ein Messrohr für die Massenstrommessung in den Ölkreislauf zu verbauen. Dieser Bypass 2 nimmt gleichzeitig auch die statischen Druck- und Temperaturmessungen für den Ölkreislauf auf.

Es werden jeweils der Druck und die Temperatur vor und nach dem Wärmetauscher für das Öl gemessen.

Die Druckmessstellen dienen zur Bestimmung der Druckverluste des Bypasses und sind gleichzeitig ein Maß für die Qualität der Konstruktion der Adapterplatte.

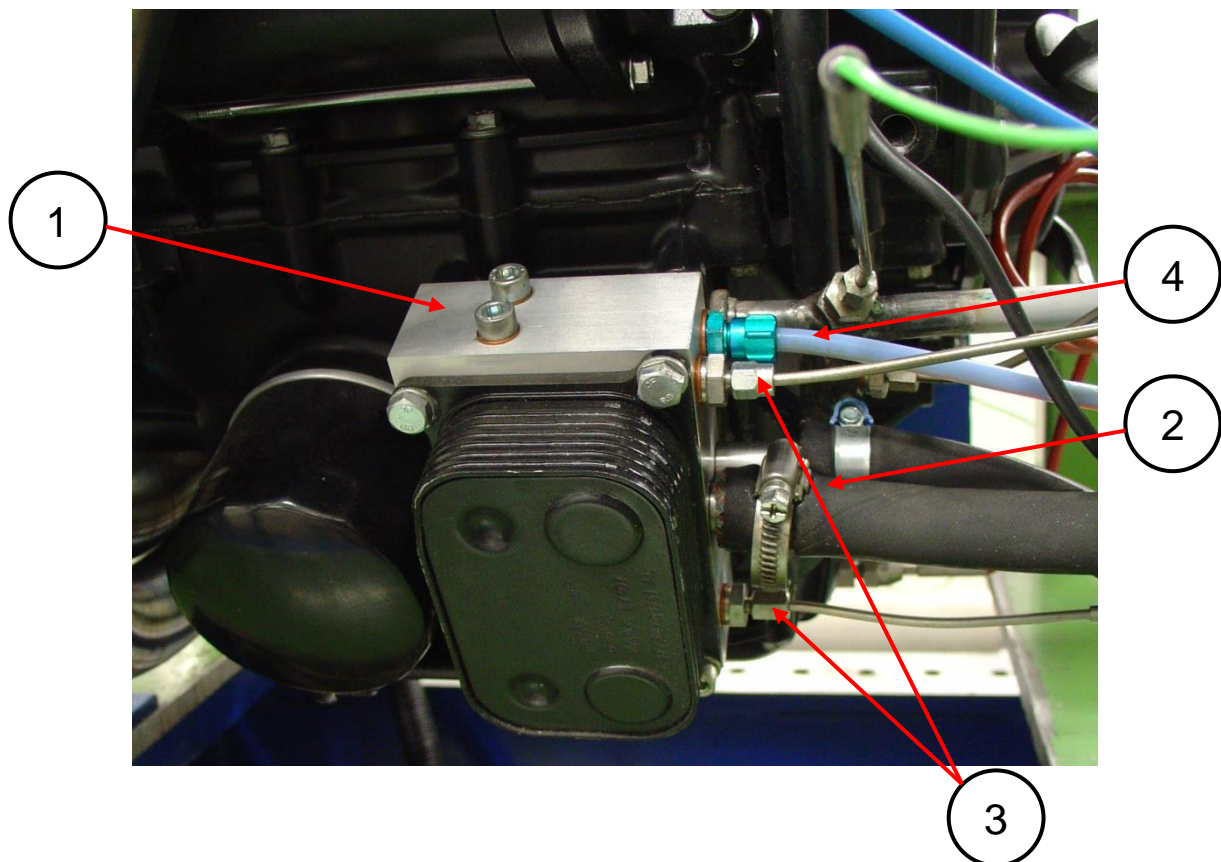


Abbildung 19: Adapterplatte Version 0

Im obigen Bild ist die Adapterplatte der Version 0 mit den Temperaturmessstellen 3 und der Druckmessstelle 4 nach dem Wärmetauscher ersichtlich.

Die Druckmessstelle vor dem Wärmetauscher konnte aus Platzgründen nicht in die Adapterplatte integriert werden. Sie wurde in das Messrohr für die Massenstrommessung gelegt (siehe nächstes Bild)

Eine Überarbeitung der Adapterplatte wurde notwendig um folgende Nachteile der Version 0 zu minimieren:

- Reduzierung der thermischen Trägheit
- Reduzierung der Druckverluste
- Loslössicherung für den Bypass

Projekt Verkehrstechnik

Die folgende Abbildung zeigt eine 3D Konstruktion der Version 1 der Adapterplatte. Bei der Bypasskonstruktion 1 wurde penibel darauf geachtet, dass es zu keiner stehenden Ölsäule im Bereich der Adapterplatte kommt. Diese Maßnahme reduzierte deutlich die thermischen Trägheiten des Systems. Dadurch konnte auch die Stärke der Platte von 35mm auf 50mm erhöht werden.

Die Erhöhung der Plattenstärke musste durchgeführt werden, um den Ersatz der Schlauchklemmen durch Loslössicherung für den Bypass zu gewährleisten. Des Weiteren konnten die Bohrungsdurchmesser der Ölkanäle in der Adapterplatte vergrößert werden. Dies wirkte geringere Druckverluste im Ölkreislauf.

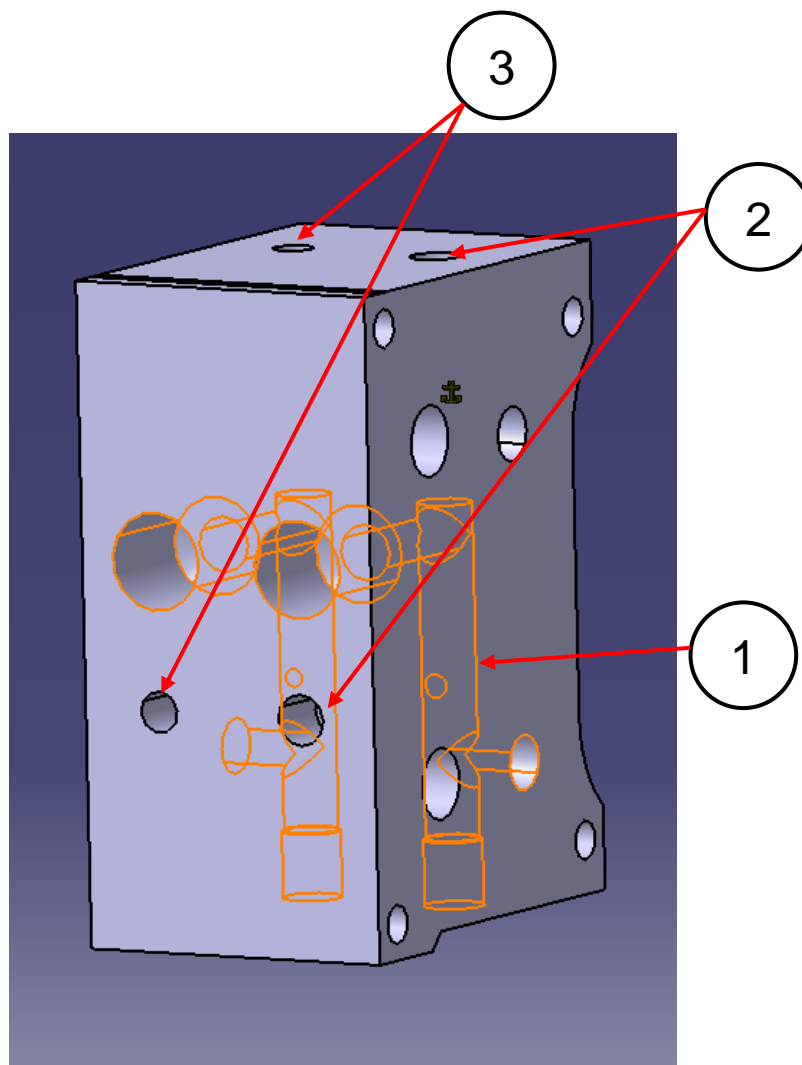


Abbildung 20: Adapterplatte Version 1

Bei der Neukonstruktion wurden ebenfalls auf die Realisierung der Druckmessstellen 2 vor und nach der Adapterplatte Wert gelegt.

Die Temperaturmessstellen 3 vor und nach dem Wärmetauscher wurden direkt in die Durchflussrichtung des Öls angebracht.

Die Adapterplatten wurden erst bei dem Turboubau des Versuchsträgers getauscht. Von dieser neuen Applikation liegen noch keine Messdaten vor und sind auch nicht für dieses Projekt Verkehrstechnik vorgesehen.

Projekt Verkehrstechnik

Im Anhang befinden sich beide Werkstättenzeichnungen der beiden Varianten der Adapterplatten.

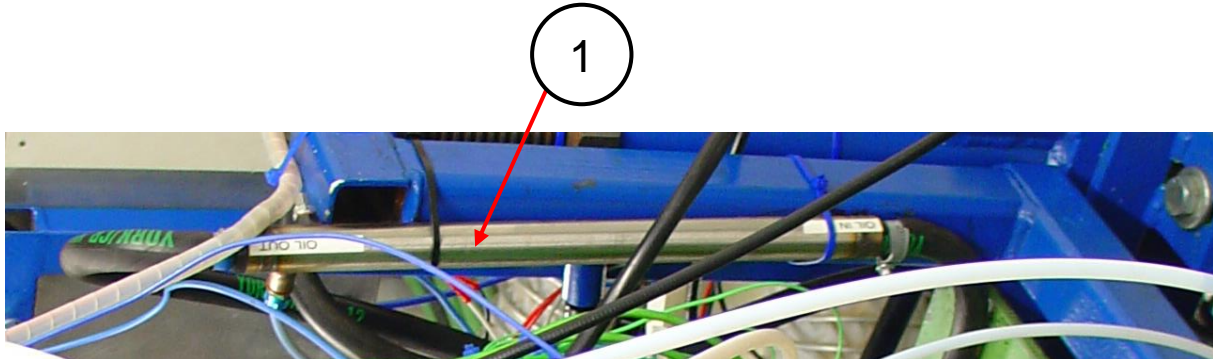
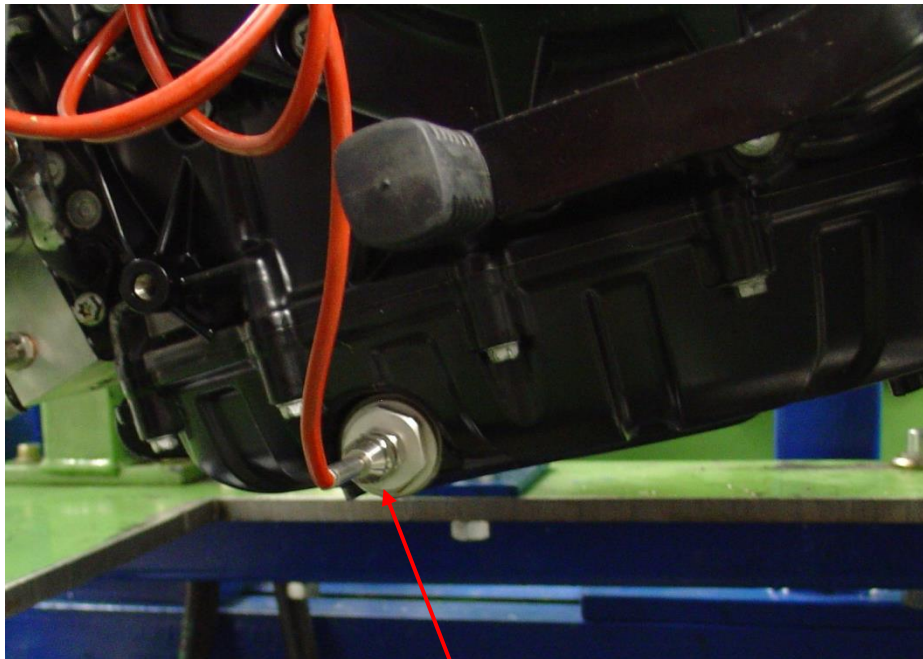


Abbildung 21: Ölmeßrohr

Die obige Abbildung zeigt das Messrohr 1 für die Ultraschalldurchflussmessung.

Eine weitere Temperaturmessstelle 2 befindet sich im Trockensumpfreservoir (Ölwanne), um die Aufheizung des Öls nach deren Verwendung als Schmiermittel bzw. Kolbenkühlung zu bestimmen (siehe nächstes Bild).



2

Abbildung 22: Ölwanne mit Temperaturmessstelle

Projekt Verkehrstechnik

Die Messung des Blow-by-Gas-Massenstroms dient dabei zur Überwachung des Motors bei eventuellen Motorschäden. Da die Kurbelgehäuseentlüftung über den Kettenschacht und den Zylinderkopf und in weiterer Folge über ein Zentrifugalabscheidersystem erfolgt, wird zusätzlich noch der Kurbelgehäusedruck gemessen.

Die nächsten beiden Bilder zeigen das Blow-by-Messsystem und die Messstelle für den Kurbelgehäusedruck 1.



Abbildung 23: Blow-by-Messgerät

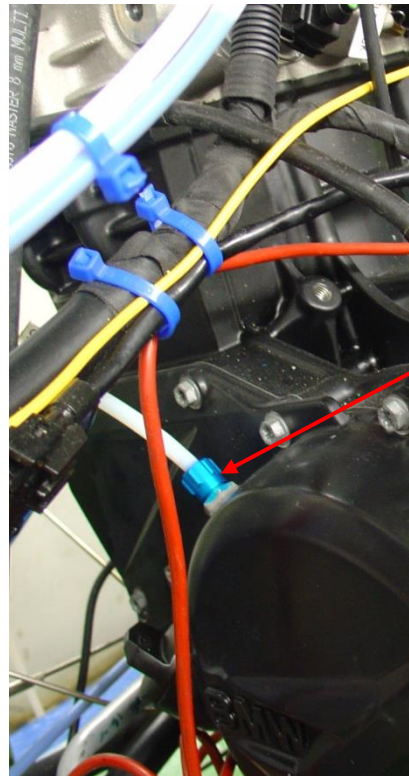


Abbildung 24: Kurbelgehäusemessstelle

4.2 Kühlkreislauf

Der originale Kühlkreislauf, der im folgenden Bild dargestellt ist, wurde nicht am Motorenprüfstand verwendet. Um die Vergleichbarkeit von Motoren am Motorenprüfstand zu gewährleisten wurde eine Kühlmittelkonditionieranlage verbaut.

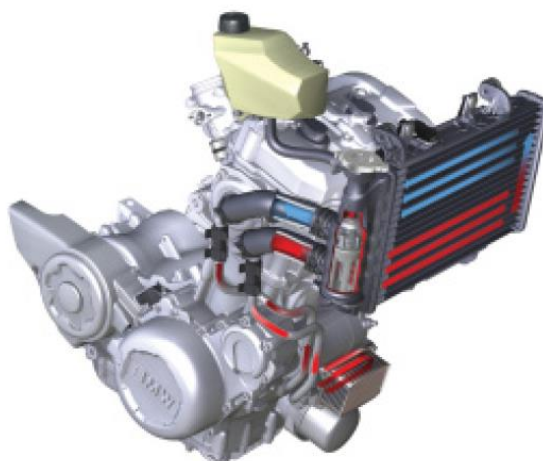


Abbildung 25: originaler Kühlkreislauf¹²

Die Kühlmittelkonditionierung erfolgt über einen Gegenstromwärmetauscher 1 der als zweites Medium nicht den Fahrtwind, sondern die Wasserhaustechnik benützt. Das Thermostat und der elektrische Lüfter am Motorrad wurden durch eine elektrische Drossel 2 auf der Haustechnikseite ersetzt. Diese Drossel wurde auf eine Kühlmitteltemperatur nach dem Kühler von 95°C geregelt.

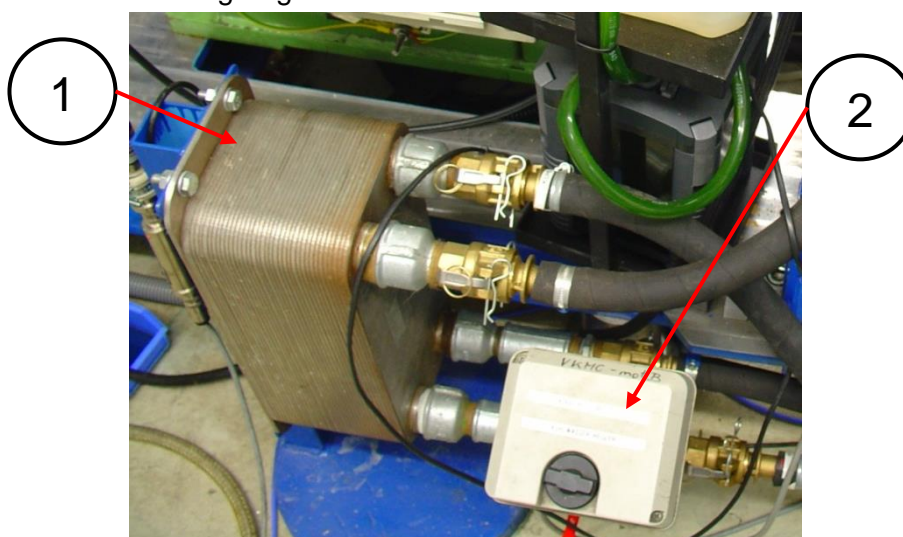


Abbildung 26: Kühlkreislauf mit Konditionierung

¹² Quelle: Landerl Christian et al, Der Antrieb der neuen BMW F 800 (MTZ Bericht), Springer Automotive Media, Wiesbaden, Juni 2006

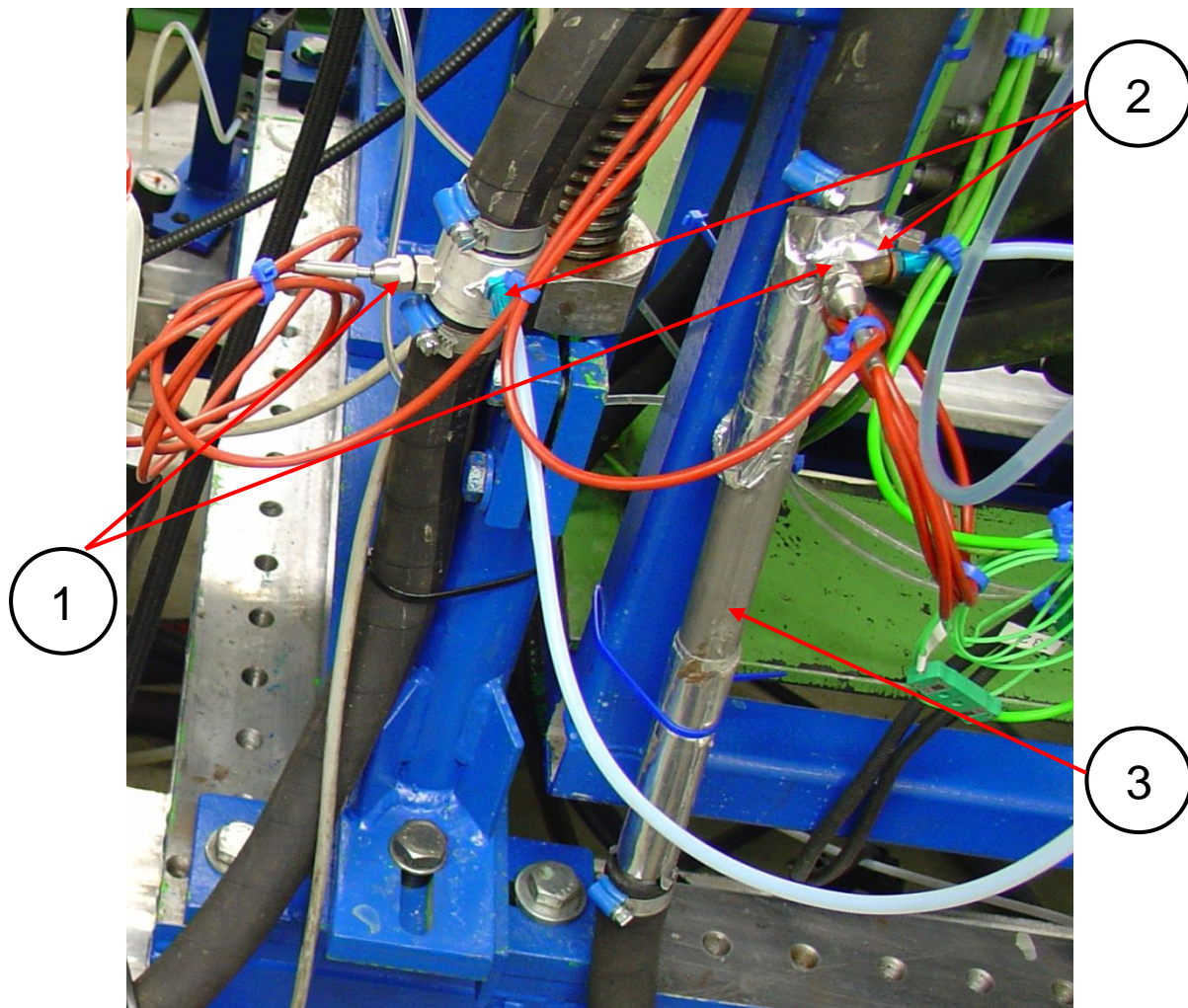


Abbildung 27: Kühlkreislauf

Im obigen Bild sind die Temperatur-1 und Druckmessstellen 2 vor und nach dem Wärmetauscher bzw. das Messrohr 3 für die Ultraschalldurchflussmessung ersichtlich.

Die Bestimmung der statischen Drücke in den Leitungen wurde aufgrund des Versagens der Ultraschalldurchflussmessmethode erforderlich.

Im Versuchsträger wurde als Kühlmittel ein Gemisch aus Frostschutz und Wasser mit dem Verhältnis 1 zu 3 verwendet. Der Glykolanteil bewirkt zwar eine Reduzierung der spezifischen Wärmekapazität unter der von Wasser, hat aber den Vorteil des Frostschutzes für den Winterbetrieb des Fahrzeuges. Es ist also ein deutlich größerer Volumenstrom des Glykol-Wasser-Gemisches nötig, um die gleiche Wärmemenge wie mit reinem Wasser zu transportieren.

Projekt Verkehrstechnik

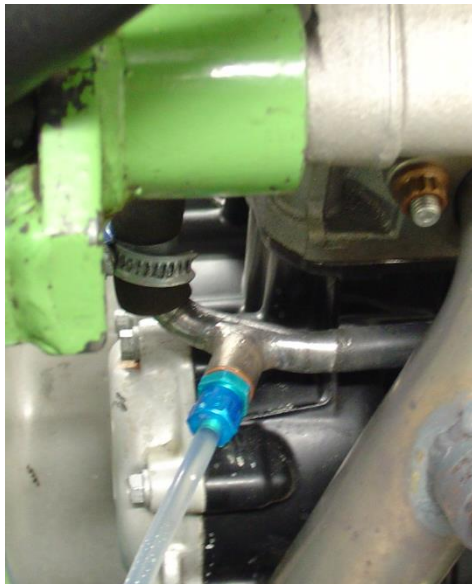


Abbildung 28: Druckmessstelle vor Öl-Wasser-Wärmetauscher

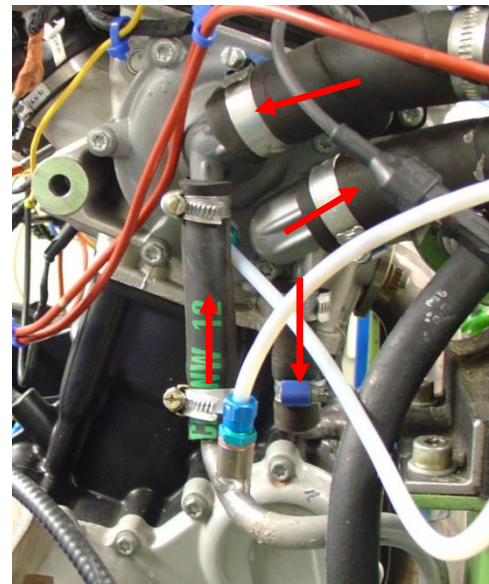


Abbildung 29: Druckmessstelle nach Öl-Wasser-Wärmetauscher

Die obigen Bilder zeigen die jeweiligen Druckmessstellen für den kleinen Kreislauf. Der kleine Kreislauf dient zum Kühlen bzw. Aufheizen des Öls im Öl-Wasser-Wärmetauscher. Die dazugehörigen Temperaturen 1 wurden in der Nähe des Wärmetauschers angebracht (siehe folgende Bilder), um die Effektivität dieses Systems beurteilen zu können.

1

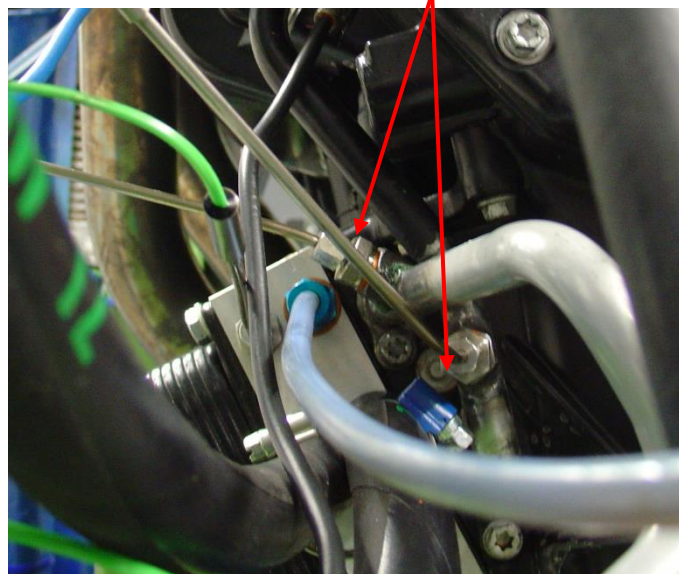


Abbildung 30: Temperaturmessstellen vor und nach Öl-Wasser-Wärmetauscher

4.3 Kraftstoffsystem

Das Kraftstoffsystem besteht aus der Kraftstoffkonditionierung und den Leitungen zu den Einspritzdüsen.

Die Kraftstoffkonditionierung ist ähnlich der des Kühlmittels. Sie besteht auch aus einem Wärmetauscher 1 und einem Regler 2 der die Kraftstofftemperatur konstant hält. Zusätzlich beinhaltet sie eine Pumpe 3 zum Fördern des Kraftstoffs und einen Coriolis Massendurchflussmesser 4 (siehe folgendes Bild).

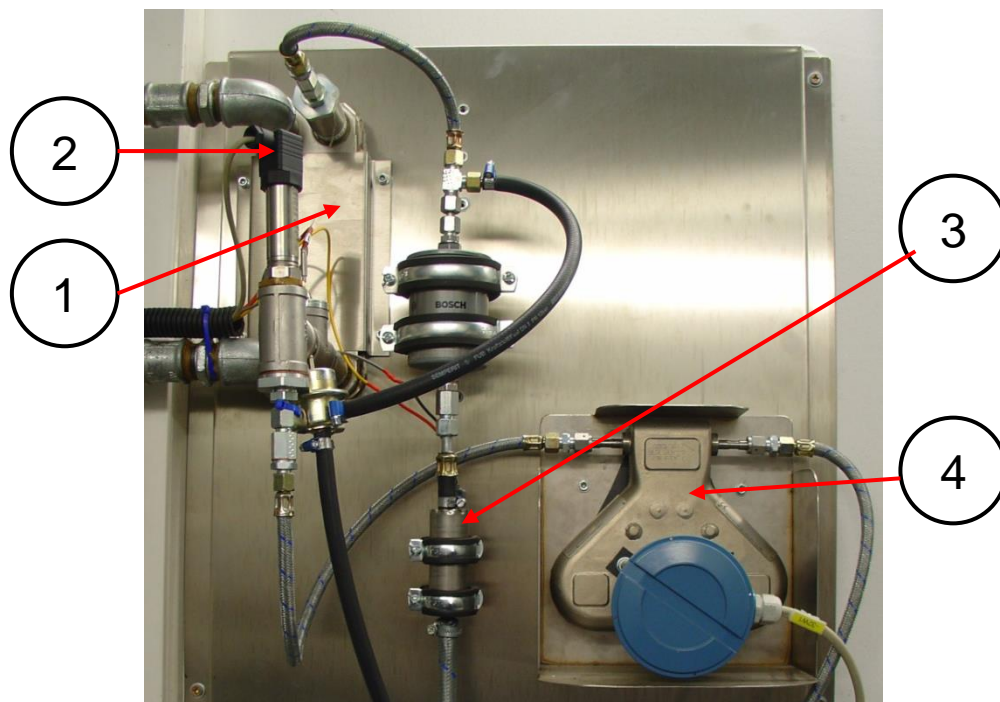


Abbildung 31: Kraftstoffkonditionierung

Um eine quantitative Aussage über das Aufheizverhalten des Kraftstoffs durch die Konvektion und Abstrahlwärme des Motors geben zu können, wurde zusätzlich noch eine Temperaturmessstelle kurz vor dem Injektor verbaut. Diese ist im folgenden Bild ersichtlich.



Abbildung 32: Temperaturmessstelle vor Kraftstoffinjektor

4.4 Ansaugtrakt

Im Ansaugtrakt wurden zwei Messstellen für Temperatur und Druck jeweils vor dem Luftfilter verbaut (siehe folgendes Bild).

Die Temperaturmessstelle soll ebenfalls, wie beim Kraftstoff ersichtlich, das Aufheizen der Luft durch Konvektion und Abstrahlung des Versuchsträgers bestimmen.

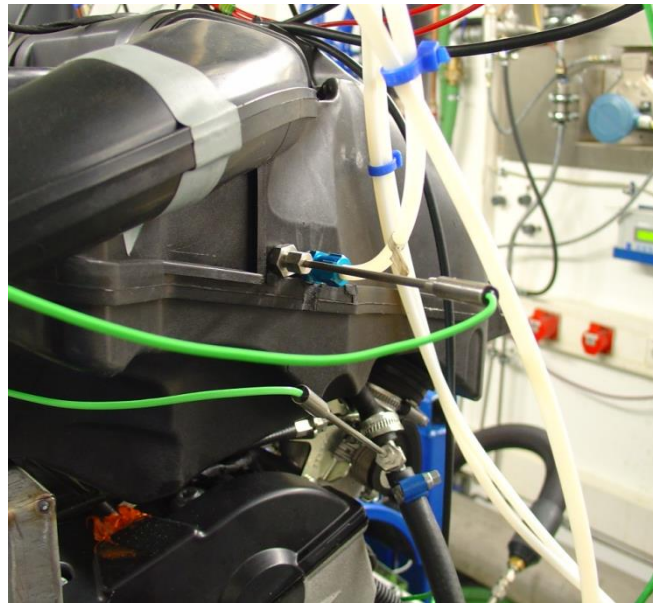


Abbildung 33: Druck- und Temperaturmessstelle im Ansaugtrakt

Im nächsten Bild ist zusätzlich noch eine Temperaturmessstelle kurz vor dem Injektor bzw. nach der Drosselklappe für den ersten Zylinder verbaut worden.

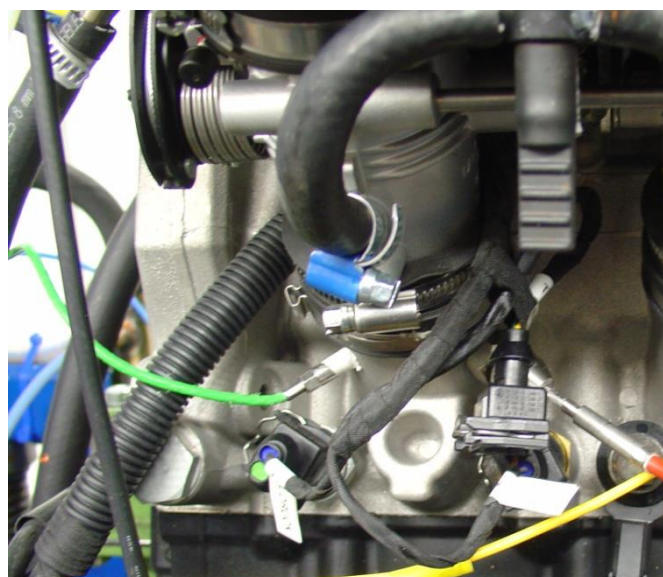


Abbildung 34: Temperaturmessstelle vor Injektor

4.5 Abgastrakt

Das Abgassystem besteht aus dem Abgaskrümmmer, dem Drei-Wege-Katalysator und dem Endschalldämpfer.

Der Abgaskrümmmer nimmt die Temperaturmessstellen 1 und die Breitbandlambdasonden 2 für die beiden Zylinder auf.

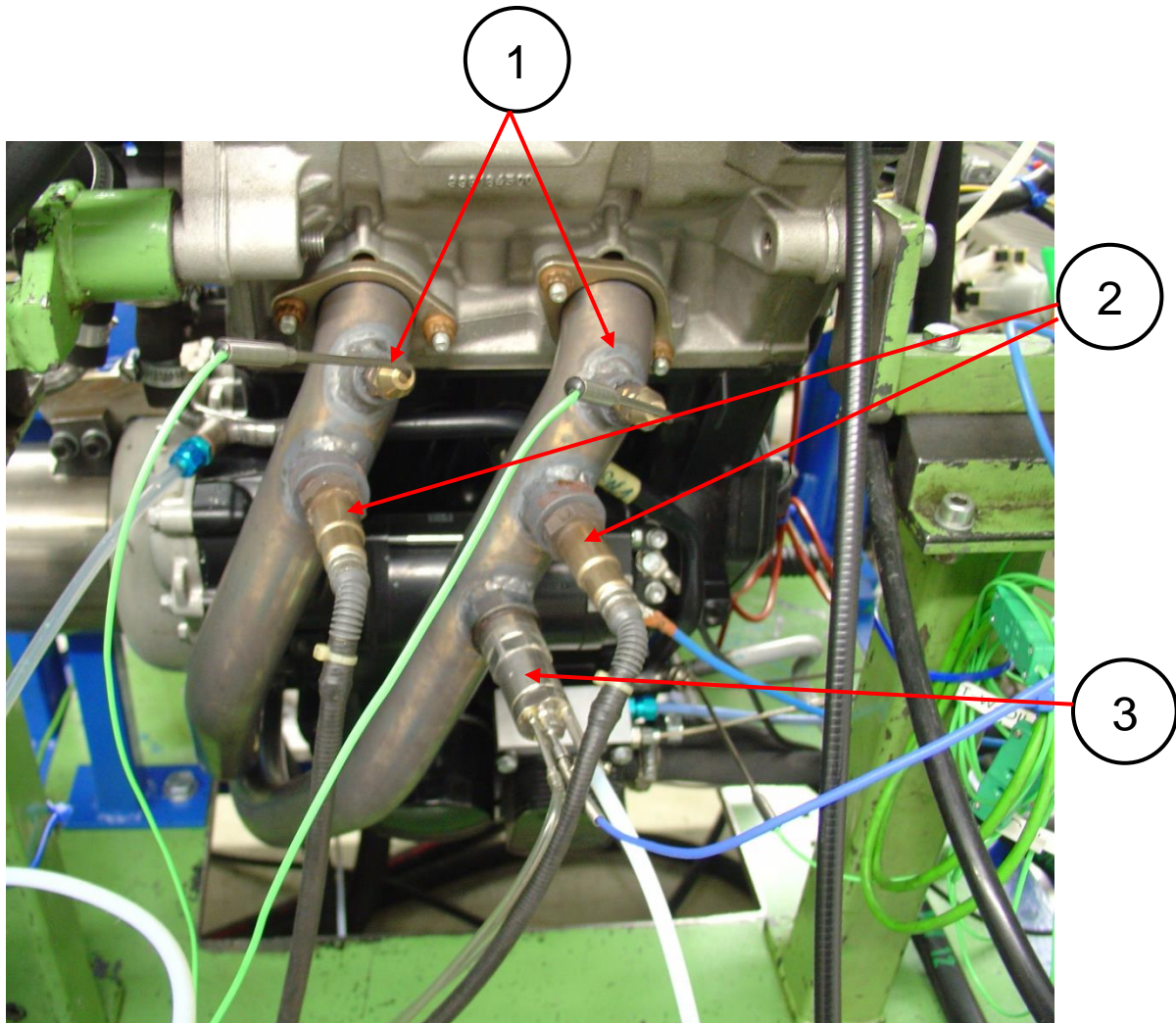


Abbildung 35: Abgaskrümmmer

Die Niederdruckindizierung 3 wurde nur für den ersten Zylinder realisiert. Die Position der Niederdruckindizierung sollte, so nahe wie möglich bei den Auslassventilen befinden, jedoch muss gleichzeitig die thermischen Grenzen des Aufnehmers eingehalten werden.

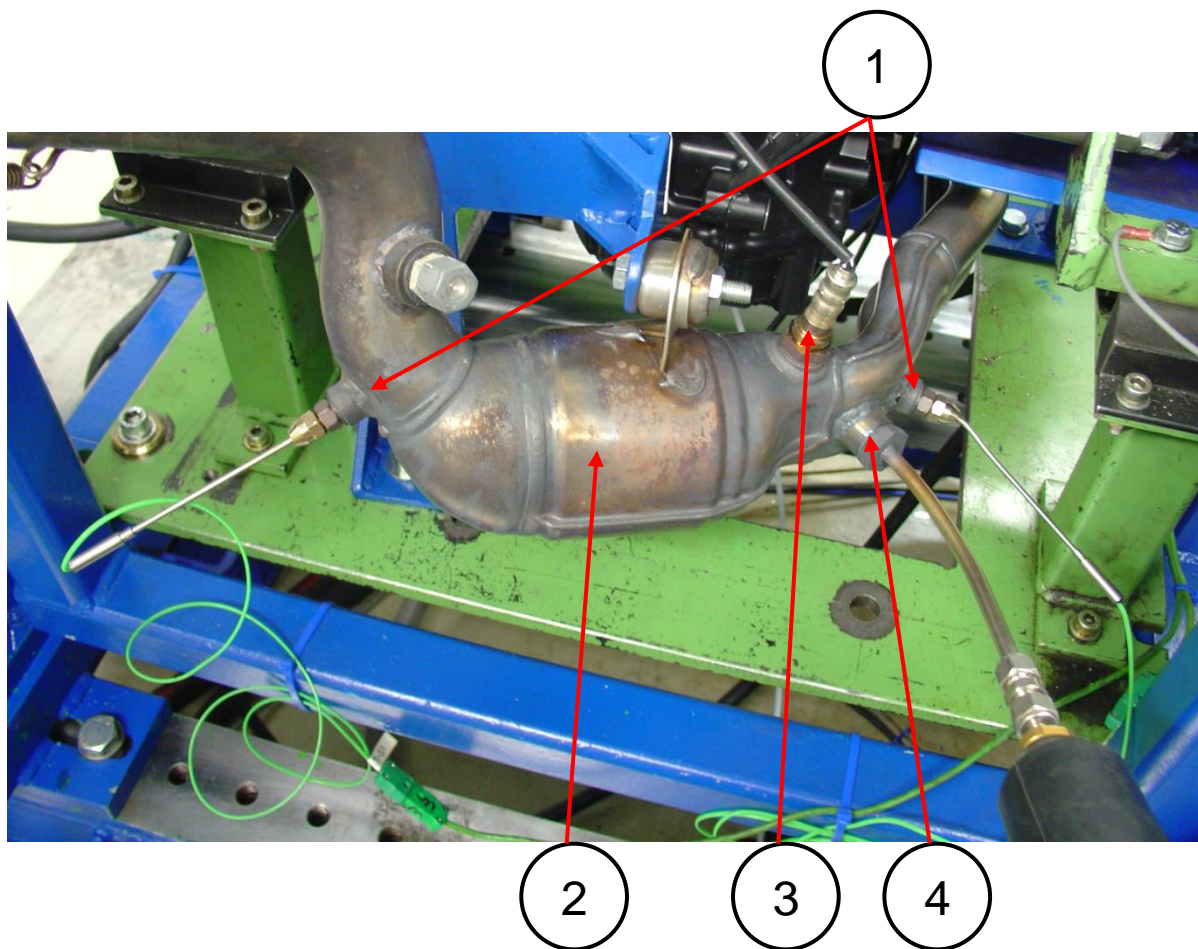


Abbildung 36: Drei-Wege-Katalysator

Das obige Bild zeigt die beiden Temperaturmessstellen 1 vor und nach dem Drei-Wege-Katalysator 2, die Lambdasonde 3 für die Motorsteuerung sowie die Entnahmestelle 4 des Rohabgases für die Abgasanalyse.

5 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: BMW F 800 R	2
Abbildung 2: Energieflussdiagramm (eigene Darstellung)	5
Abbildung 3: pV-Diagramm und indizierter Mitteldruck bei einem Viertaktmotor	9
Abbildung 4: Funktionsweise eines Thermocouples	11
Abbildung 5: Einbaulage eines Thermocouples	12
Abbildung 6: Prinzip des Dehnmessstreifens.....	13
Abbildung 7: Dehnmessstreifen.....	13
Abbildung 8: Druckmessstelle	14
Abbildung 9: Longitudinaler Piezoeffekt	15
Abbildung 10: transversaler Piezoeffekt	15
Abbildung 11: Induktives Durchflussmessprinzip	16
Abbildung 12: Laufzeitmessung.....	18
Abbildung 13: Wellenausbreitung bei der Laufzeitmessung.....	19
Abbildung 14: Dopplerprinzip.....	19
Abbildung 15: Coriolisp-Prinzip.....	20
Abbildung 16: Pumpen- und Anlagenkennlinie	21
Abbildung 17: Motorquerschnitt	22
Abbildung 18: Ölkreislauf.....	23
Abbildung 19: Adapterplatte Version 0	24
Abbildung 20: Adapterplatte Version 1	25
Abbildung 21: Ölmessrohr	26
Abbildung 22: Ölwanne mit Temperaturmessstelle.....	26
Abbildung 23: Blow-by-Messgerät	27
Abbildung 24: Kurbelgehäusemessstelle	27
Abbildung 25: originaler Kühlkreislauf.....	28
Abbildung 26: Kühlkreislauf mit Konditionierung	28
Abbildung 27: Kühlkreislauf	29
Abbildung 28: Druckmessstelle vor Öl-Wasser-Wärmetauscher	30
Abbildung 29: Druckmessstelle nach Öl-Wasser-Wärmetauscher	30
Abbildung 30: Temperaturmessstellen	30
Abbildung 31: Kraftstoffkonditionierung	31
Abbildung 32: Temperaturmessstelle vor Kraftstoffinjektor	31
Abbildung 33: Druck- und Temperaturmessstelle	32
Abbildung 34: Temperaturmessstelle vor Injektor	32
Abbildung 35: Abgaskrümmen	33
Abbildung 36: Drei-Wege-Katalysator.....	34

Projekt Verkehrstechnik

