



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
WIEN

DIPLOMARBEIT

ENERGETISCH GLÄSERNES FAHRZEUG

Erstellung eines parametrierbaren Gesamtfahrzeugmodells
inkl. Komponenten-Datenbank zur Abbildung von
Energieflüssen im Fahrzeug und Bewertung der Auswirkungen
auf CO₂-Emission und Kraftstoffverbrauch

Ausgeführt am Institut für
Angewandte Physik
der Technischen Universität Wien

in Zusammenarbeit mit der
AUDI AG
in Ingolstadt

unter der Anleitung von
Ao.Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. **Martin Gröschl**, TU Wien
Dipl.-Ing. **Daniel Hartmann**, AUDI AG

durch

Nina Seirlehner
Schreygasse 19/1/3
1020 Wien

31. August 2017

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich mich bei allen bedanken, die zur Erstellung dieser Diplomarbeit beigetragen haben.

Zu allererst möchte ich mich bei Herrn Daniel Hartmann bedanken, der meine Arbeit bei Audi betreut hat. Von der genauen Themendefinition bis zur Unterstützung bei der Umsetzung, kümmerte er sich um die Erstellung dieser Arbeit. Daniel hatte stets neue Ideen und Ansätze wie man an Probleme herangeht. Ein besonderes Dankeschön gilt auch der gesamten Abteilung, die mich mit ihrer Hilfsbereitschaft enorm unterstützt hat.

Ein besonderer Dank gilt meinem Betreuer der TU Wien, Herrn Prof. Gröschl, der unaufhörlich Zeit für Ratschläge und Tipps fand und immer die nötige Geduld aufbrachte. Die Erstellung dieser Arbeit wäre ohne Herrn Prof. Gröschl nicht möglich gewesen. Ein herzliches Dankeschön hierfür.

Abschließend möchte ich mich noch bei meiner Familie bedanken. Bei meinen Eltern, Manfred und Renate, ohne die ich nicht dort wäre, wo ich heute bin. Bei meiner "großen" Schwester Mona, die trotz der einen oder anderen schwesterlichen Streitigkeit permanent ein großes Vorbild in so vielen Aspekten war und noch immer ist. Und bei Eduardo, der mich fortwährend ohne Wenn und Aber unterstützt und mir Mut zuspricht.

Kurzfassung

Die Einführung von neuen Prüfzyklen und strengeren Abgasnormen zwingt Autohersteller ihre Fahrzeuge hinsichtlich Verbrauch und CO₂-Emission genau zu analysieren und zu optimieren. Fragen, die hier aufkommen, sind: Wo gibt es im Fahrzeug noch Einsparpotentiale? Wie groß ist deren Einfluss im Rahmen geltender Prüfzyklen?

Speziell im Bereich des Thermomanagements erhofft man sich noch die eine oder andere Einsparung zu erzielen. Hier bietet die Gesamtfahrzeugsimulation eine Möglichkeit derartige Potentiale zu untersuchen und zu bewerten.

Im Zuge dieser Arbeit wird ein Simulationsmodell in MATLAB/Simulink erstellt, welches insbesondere das thermische Aufwärmverhalten von Fahrzeugkomponenten im Rahmen eines Zulassungszyklus beschreiben kann.

Das Modell wird anhand eines Fahrzeugs aufgebaut und an weiteren Fahrzeugen getestet. Die Wärmeübergänge zwischen den Komponenten werden mit Hilfe von Messungen angepasst. Das elektrische Getriebeölheizen wird als Beispiel einer CO₂-Sparmaßnahme am Simulationsmodell getestet und die Ergebnisse mit Werten aus der Literatur verglichen.

Es konnte ein Gesamtfahrzeugsimulationsmodell erstellt werden, welches den Temperaturverlauf des Motors, des Kühlmittels und des Getriebes beschreiben kann. Durch wenige Adaptionen kann dieses vielseitig angewendet werden und je nach Detaillierungsgrad der betreffenden Komponenten Aussagen zu Einsparpotentialen treffen.

Abstract

The introduction of new test cycles and stricter laws on emissions are forcing the automobile industry to analyze and optimize their vehicles concerning fuel consumption and CO₂ emissions. But in what areas of the vehicle can improvements still be achieved? And how big is the impact of such an improvement on the CO₂ emissions?

Thermal management is a source for still unused fuel-saving potential. The vehicle simulation depicts a suitable tool to evaluate and assess this potential.

In the course of this thesis a vehicle simulation model is created with MATLAB/Simulink. This simulation can display the thermal heat-up process of vehicle components during test cycles.

The model was built around the data of a special vehicle and tested on other vehicles with engine-transmission-variations. Heat transfer between the components are adjusted with the help of vehicle measurements. An electric ATF heater is integrated as an example for a fuel-saving potential. The achieved result is compared to values found in literature.

The created vehicle simulation model enables the user to depict the temperature progress of components over the course of test cycles. Through small adjustments the model can be applied on a wide range of use cases. Dependent on the level of detail of the particular component the impact on a possible fuel-saving can be determined.

Inhaltsverzeichnis

Danksagung	I
Kurzfassung	II
Abstract	III
Abbildungsverzeichnis	VI
Tabellenverzeichnis	VIII
Abkürzungsverzeichnis	IX
1 Einleitung	1
I Grundlagen der Kraftfahrzeugtechnik	3
<hr/>	
2 Zulassungszyklen	4
2.1 Zulassungszyklen in Europa	4
2.2 US-amerikanische Zulassungszyklen	8
2.3 Vergleich der europäischen und der US-amerikanischen Zyklen	10
3 Antriebsstrang-Komponenten	11
3.1 Motor	11
3.2 Getriebe	17
3.3 Achsgetriebe	19
4 Klima- und Kühlkreisläufe	20
5 Verbrennung und Abgas	22
5.1 Verbrennung	22
5.2 Bestandteile des Abgases	23
5.3 Abgasnachbehandlung	24
6 Fahrphysik, Fahrwiderstände	27
6.1 Rollwiderstand	27
6.2 Steigungswiderstand	27
6.3 Luftwiderstand	28
6.4 Beschleunigungswiderstand	28
6.5 Verlustleistung	28
7 Hybride	29
7.1 Betriebsmodi und Funktionen	29

7.2	Einteilung der Hybride	30
7.3	Komponenten	31
8	Energieflüsse im Fahrzeug	35
8.1	Enthalpie	35
8.2	Wärme	35
8.3	Energiebilanz	37
8.4	Verluste bei Hybriden	40
9	Thermomanagement-Maßnahmen	41
9.1	Thermoelektrischer Generator	41
9.2	Organic-Rankine-Cycle	42
9.3	Getriebeölheizen	42
9.4	Einschränkungen	43
II Das Simulationsmodell		44
10	Einleitung	45
11	Grundlagen der Simulation	46
11.1	Simulationsprogramm	46
11.2	Referenzfahrzeug: Audi A5 mit B-Zyklus Motor	47
12	Das Modell	48
12.1	Zyklus	49
12.2	Fahrwiderstände	50
12.3	Gesamtübersetzung des Antriebsstrangs	50
12.4	Verbrauch	51
12.5	Getriebe	52
12.6	Reibleistung	54
12.7	Abgasleistung	55
12.8	Wärme: Motor und Kühlmittel	55
12.9	Aufteilung der Energie	58
12.10	Verbesserungsmöglichkeiten	59
12.11	Zusammenfassung der benötigten Daten	60
13	Ergebnis	61
13.1	Referenzfahrzeug	61
13.2	Vergleichsfahrzeug	64
13.3	Fahrzeug mit Automatik-Getriebe und Dieselmotor	65
13.4	Anwendungsbeispiel: Getriebeölheizen	66
14	Zusammenfassung und Ausblick	70
Literatur		71
A	Anhang	74

Abbildungsverzeichnis

1.1	Abgasnorm bei Benzinmotoren	1
1.2	Abgasnorm bei Dieselmotoren	1
2.1	Geschwindigkeitsverlauf des NEFZ	4
2.2	Geschwindigkeitsverlauf des WLTC	6
2.3	Schema des WLTP für Hybride	7
2.4	Geschwindigkeitsverlauf des FTP-75	8
2.5	Geschwindigkeitsverlauf des HFET	8
2.6	Geschwindigkeitsverlauf des US06	9
2.7	Geschwindigkeitsverlauf des SC03	9
3.1	Zylinder - schematisch	11
3.2	Aufteilung des Wirkungsgrades	12
3.3	Muscheldiagramm des spezifischen Verbrauchs	14
3.4	idealer Kreisprozess des Ottomotors im p-V-Diagramm	15
3.5	idealer Kreisprozess des Dieselmotors im p-V-Diagramm	16
4.1	typischer Kühlkreislauf - schematisch	20
5.1	Abgasstrang Diesel- und Ottomotor - schematisch	24
5.2	Abgasstrang Dieselmotor - schematisch	25
6.1	Kräfte im Fahrzeug	27
7.1	Einteilung der Elektromaschinen	32
8.1	rutschende Kupplung beim Einkuppeln - schematisch	38
8.2	Getriebewirkungsgrad: Vergleich des 1. und 6. Ganges bei unterschiedlichen Temperaturen und 40 Nm	39
8.3	Getriebewirkungsgrad: Vergleich der Gänge 1 bis 6 bei 90 °C und 40 Nm	39
8.4	Getriebewirkungsgrad: Vergleich der Gänge 1 bis 6 bei 90 °C und 2000 U/min	39
9.1	Thermoelektrisches Modul	41
9.2	Clausius-Rankine-Kreisprozess - schematisch	42
12.1	Modell: Überblick über das gesamte Simulationsmodell	48
12.2	Modell: Fahrwiderstände	50
12.3	Modell: Verbrauchskennfeld	51
12.4	Modell: Start-Stopp-Verbrauch	51
12.5	Getriebekennfeld (1. Gang und 30 °C)	52
12.6	Modell: Getriebewirkungsgrad	52
12.7	Modell: Getriebetemperatur	53
12.8	Willans-Linien	54
12.9	Reibleistung	54

12.10	Modell: Bestimmung der Abgasenthalpie	55
12.11	Modell: Bestimmung der Wärme im Kühlmittel und im Motor	56
12.12	Modell: Wärmeübergang zwischen Kühlmittel und Motor	56
12.13	Modell: Wärmeübergang zwischen Kühlmittel und Luft	57
12.14	Modell: Wärmeübergang zwischen Motor und Luft	57
12.15	Modell: Steuerung der Kühlmittelpumpe	58
12.16	Modell: Faktor der Kühlmittelpumpe	58
12.17	Modell: Rekuperation der Bremskraft	58
13.1	Vergleich des Motormoments	61
13.2	Vergleich des Kraftstoffverbrauchs	61
13.3	Vergleich der Drehzahl	61
13.4	Temperaturverlauf im Rahmen des NEFZ bei Kaltstart	62
13.5	Temperaturverlauf im Rahmen des NEFZ im warmen Zustand	62
13.6	Energieaufteilung im NEFZ	63
13.7	Fahrwiderstände im NEFZ	63
13.8	Energieaufteilung im WLTP	63
13.9	Fahrwiderstände im WLTP	63
13.10	Temperaturverlauf im Rahmen des WLTP bei Kaltstart	64
13.11	Temperaturverlauf im Rahmen des WLTP im warmen Zustand	64
13.12	Modell: zusätzlicher Wärmeübergang zwischen Automatik-Getriebe und Kühlmittel	65
13.13	Temperaturverlauf im Rahmen des WLTP bei Kaltstart am Beispiel eines Fahrzeugs mit Dieselmotor und Automatik-Getriebe	65
13.14	Wärmeübergänge zwischen den Getriebekomponenten	66
13.15	Modell: Verfeinertes Modell des Automatik-Getriebes	66
13.16	Temperaturverlauf des Getriebeöls bei unterschiedlichen Getriebeölheizvarianten bei einer Anfangstemperatur von 24 °C im Rahmen des WLTP	69
13.17	Temperaturverlauf des Getriebeöls bei unterschiedlichen Getriebeölheizvarianten bei einer Anfangstemperatur von -7 °C im Rahmen des WLTP	69

Tabellenverzeichnis

2.1	Unterscheidung von Hybriden	5
2.2	Vergleich der unterschiedlichen Testzyklen	10
3.1	Verdichtungsverhältnis	11
3.2	Merkmale der Benzinkraftstoffe, Super E5 und Super E10	15
3.3	Merkmale des Dieselmotors	16
4.1	Richtwerte für Kühlkreisläufe	21
5.1	Charakteristika der Verbrennung von Otto- und Dieselmotor	23
7.1	Einteilung der Hybride	30
8.1	Aufteilung des Wirkungsgrades	38
9.1	Auswahl an Möglichkeiten die Verlustwärme zu nutzen	41
12.1	Übersicht über Daten im Simulationsmodell	60
13.1	Ergebnisse des Getriebeheizens von Lee, Jung, Myers u. a. [27]	68
13.2	Ergebnisse des Getriebeheizens	68
A.1	Abgasnormen für Diesel- und Ottomotoren	74
A.2	Richtwerte für Wärmeübergänge unterschiedlicher Materialien	75

Abkürzungsverzeichnis

Formelzeichen ¹		
A	m ²	Fläche bzw. Anströmfläche
a	m/s ²	Beschleunigung
b_e	g/kWh	spezifischer Verbrauch
C	l/100 km	Verbrauch
c	J/(kg K)	spezifische Wärmekapazität
c_p	J/(kg K)	spezifische Wärmekapazität (bei isobaren Prozessen)
c_w	-	Luftwiderstandsbeiwert
D	km	Distanz bzw. Reichweite
d_k	m	Kolbendurchmesser
E	Wh/km	elektrischer Verbrauch
F	N	Kraft
f_r	-	Rollwiderstandsbeiwert
g	m/s ²	Erdbeschleunigung
H_u	MJ/l	(unterer) Heizwert
\dot{H}	W	Enthalpiestrom
h	J/kg	spezifische Enthalpie
I_K	A	Klemmenstrom
i	-	Übersetzung
i	-	Anzahl Arbeitsspiele pro Umdrehung
L	-	Luftbedarf
M	Nm	Drehmoment
M_{CO_2}	g/km	CO ₂ -Emission
m	kg	Masse
\dot{m}	m/s	Massenstrom
n	U/min	Drehzahl
P	W	Leistung
P_{mr}	W/kg	Leistungs-Gewicht-Verhältnis
p	bar	Druck

Q	J	Wärmemenge
\dot{Q}	W	Wärmestrom
R_i	Ω	Innenwiderstand
r	m	Radius
S	-	Schlupf
s	m	Kolbenhub
T	$^{\circ}\text{C}$	Temperatur
t	s	Zeit
U_K	V	Klemmenspannung
U_R	V	Ruhespannung
UF	-	<i>Utility Factor</i>
u	J/kg	spezifische innere Energie
V	m^3	Volumen
V_c	m^3	Kompressionsvolumen bzw. Totvolumen
V_H	m^3	Gesamthubvolumen
V_h	m^3	Hubvolumen eines Zylinders
v	m^3/kg	spezifisches Volumen
v	m/s	Geschwindigkeit
v_a	m/s	Anströmgeschwindigkeit
W	J	Arbeit
W_{KA}	J	Arbeit am Kolben
z	-	Anzahl Zylinder
Griechische Buchstaben		
α	W/(m^2K)	Wärmeübergangskoeffizient
β	rad	Steigungswinkel
Δ	-	Differenz
ε	-	Verdichtungsverhältnis
ε	-	Emissionsgrad
η	-	Wirkungsgrad
κ	c_p/c_v	Isentropenexponent
λ	-	Luftverhältnis
λ	W/(mK)	Wärmeleitfähigkeit
μ	$\text{Pa}\cdot\text{s}$	Viskosität
π	-	Kreiszahl. . . 3,14

ρ	kg/m ³	Dichte
σ	W/(m ² K ⁴)	Stefan-Boltzmann-Konstante... 5,67*10 ⁻⁸
ω	rad/s	Winkelgeschwindigkeit
Indizes		
A		Antriebsstrang
Abg		Abgas
AE		Anfahrelement
AGe		Achsgetriebe
An		Antrieb
ab		abgeführt
aus		Ausgang
av		<i>average</i>
Be		Beschleunigungs-
C		Kupplung
dyn		dynamisch
e		effektiv
ein		Eingang
el		elektrisch
FaWi		Fahrwiderstand-
Fzg		Fahrzeug
Ge		Getriebe
ges		gesamt
i		indiziert
j, k, l, n		Zählindizes
K		Kraftstoff
KM		Kühlmittel
L		Luft
Mo		Motor
m		mechanisch
max		maximal
me, mi, mr		mittlerer effektiver, indizierter bzw. Reib-...
min		minimal
norm		normiert
RBM		Restbremsmoment

Ro	Roll-
r	Reib-
St	Steigungs-
st	stöchiometrisch
tech	technisch
thv	thermisch und auf idealem Vergleichsprozess basierend
Umg	Umgebung
V	Verluste
Z	Anzahl Gänge
zu	zugeführt
Abkürzungen	
AC	<i>Air Conditioning</i>
AC	<i>Alternating Current</i>
AMT	<i>Automated Manual Transmission</i>
AT	<i>Automatic Transmission</i>
ATF	<i>Automatic Transmission Fluid</i>
BEV	<i>Battery Electric Vehicle</i>
CD	<i>Charge-Depleting</i>
CS	<i>Charge-Sustaining</i>
CVT	<i>Continuously Variable Transmission</i>
DC	<i>Direct Current</i>
DCT	<i>Dual-Clutch Transmission</i>
DOD	<i>Depth of Discharge</i>
EUDC	<i>Extra Urban Driving Cycle</i>
FTP	<i>Federal Test Procedure</i>
HFET	<i>Highway Fuel Economy Test</i>
LLK	Ladeluftkühler
MHEV	<i>Mild Hybrid Electric Vehicle</i>
MT	<i>Manual Transmission</i>
MTF	<i>Manual Transmission Fluid</i>
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
NSCR	<i>non-selective catalytic reduction</i>
ORC	<i>Organic-Rankine-Cycle</i>
OT	Oberer Totpunkt

PHEV	<i>Plug-In-Hybrid Electric Vehicle</i>
REESS	<i>Rechargeable Electric Energy Storage System</i>
SCR	<i>selective catalytic reduction</i>
SOC	<i>State of Charge</i>
TEG	Thermoelektrischer Generator
UDC	<i>Urban Driving Cycle</i>
UNECE	<i>United Nations Economic Commission for Europe</i>
UT	Unterer Totpunkt
VKM	Verbrennungskraftmaschine
WLTC	<i>Worldwide harmonized Light vehicles Test Cycle</i>
WLTP	<i>Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure</i>

¹Auf die strikte Verwendung von SI-Einheiten wird in dieser Arbeit verzichtet, da in vielen technischen Anwendungen der Gebrauch von anderen Einheiten üblicher ist

1 Einleitung

Über lange Zeit war dem Kunden beim Autokauf der Verbrauch egal. Der Verbrauch war kein Kriterium, welches über den Kauf oder Nicht-Kauf eines Fahrzeugs entschied. Über die angegebenen Verbrauchswerte wurde geschmunzelt. Es war jedem bewusst, dass diese Werte im Alltag nicht erreichbar waren. Abgasnormen, von Euro 1 bis Euro 6, waren nur einigen Wenigen ein Begriff. Spätestens seit Bekanntwerden des *Dieselmotors* wurde aus dem Schmunzeln beim Lesen der Verbräuche eine hitzige Diskussion an den Stammtischen des Landes. Plötzlich wurde Jedermann Spezialist auf dem Gebiet. Man habe es schon immer gewusst, dass da etwas nicht stimmen kann, war oft zu hören. Über Zulassungszyklen und die von der EU vorgegebenen Regelungen und Richtlinien macht sich weiterhin kaum einer viele Gedanken. Und für die Einschränkungen von Tests an Prüfständen interessieren sich noch weniger.

In den nächsten Jahren wird der in der EU geltende NEFZ durch den WLTP als Prüfzyklus abgelöst. Die Autohersteller stehen unter noch mehr Druck. Nicht nur der Gesetzgeber schaut ihnen genau auf die Finger, auch die Kunden schauen kritisch zu.

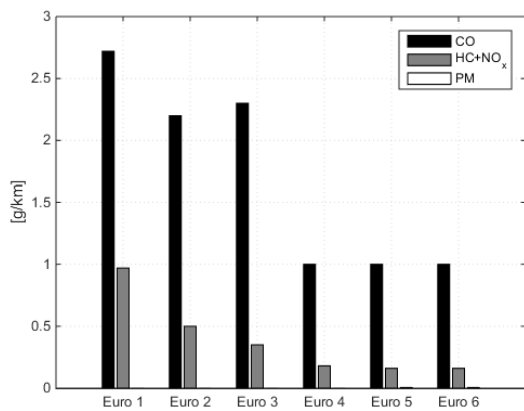


Abbildung 1.1: Abgasnorm bei Benzinmotoren¹

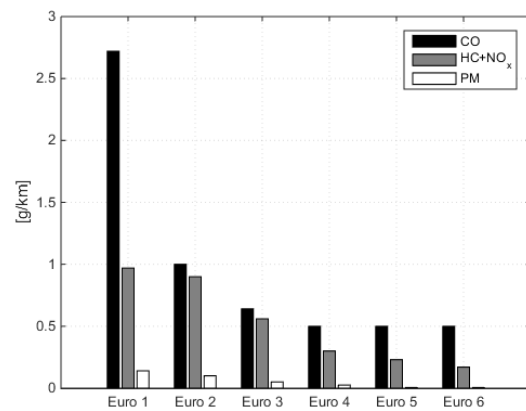


Abbildung 1.2: Abgasnorm bei Dieselmotoren¹

In den Abbildungen 1.1 und 1.2 sind die Abgasnormen für Otto- und Dieselmotoren aufgezeichnet. Der Trend geht hin zur Reduzierung der Abgase. Und dieser Trend wird sich weiter fortsetzen. Jetzt stellt sich die Frage, wie man das erreichen können soll.

Elektrofahrzeuge sind noch nicht ausgereift genug. Ebenso ist das Potential des Hybrids bedingt durch seinen Energiespeicher noch begrenzt. Daraus folgt, dass das Ende des Verbrennungsmotors noch nicht erreicht sein kann. Man versucht unbemerkte Potentiale zu finden und auszuschöpfen. Speziell im Bereich des Wärmemanagements erhofft man sich noch das eine oder andere Gramm an Einsparung.

¹Werte hierfür sind DieselNet [1] entnommen und im Anhang in Tabelle A.1 aufgelistet.

Genau hier stellt die Simulation ein gutes Mittel dar, um Potentiale zu untersuchen und deren Auswirkungen abschätzen zu können.

Ziel dieser Arbeit ist es ein Gesamtfahrzeugsimulationsmodell zu erstellen. Dieses Modell soll auf Zulassungszyklen angewendet werden und Werte für Verbrauch und CO₂-Emissionen berechnen. Spezielles Augenmerk soll auf Energieflüsse und das thermische Aufwärmverhalten des Fahrzeugs gelegt werden.

Es wird auf Basis von Kennfeldern in MATLAB/Simulink ein Simulationsmodell erzeugt, welches ein Fahrzeug am Prüfstand simuliert. Die Ergebnisse werden mit Prüfstandsmessungen verglichen und einzelne Parameter angepasst.

Im ersten Teil der Arbeit werden die Grundlagen der Fahrzeugtechnik zusammengefasst, damit auch Fachfremde das Simulationsmodell verstehen können. Zu Beginn wird auf die europäischen und US-amerikanischen Zulassungszyklen eingegangen. Eine gewisse Kenntnis der Zulassungszyklen ist notwendig, um abschätzen zu können welche Vernachlässigungen am Modell getroffen werden können. Im den folgenden Kapiteln werden die Grundlagen, angefangen vom Motor über das Getriebe, den Klimakühlkreislauf, das Abgas, die Energieflüsse entlang des Antriebsstrangs und mögliche Maßnahmen des Thermomanagements, besprochen.

Im zweiten Teil wird das Simulationsmodell mit seinen Untermodellen beschrieben. Dieses Modell wird auf unterschiedliche Fahrzeuge angewendet. Die Ergebnisse der Simulation werden den Ergebnissen von Messungen gegenübergestellt. Zusätzlich wird versucht eine CO₂-Sparmaßnahme im Modell nachzubilden. Dieses Ergebnis wird mit Werten aus der Literatur verglichen.

Teil I

Grundlagen der Kraftfahrzeugtechnik

2 Zulassungszyklen [2]

2.1 Zulassungszyklen in Europa

NEFZ

Der NEFZ (Neuer Europäischer Fahrzyklus) wurde in den 90ern des letzten Jahrhunderts in Europa eingeführt, um verschiedene Fahrzeuge bezüglich Verbrauch und Emissionen vergleichen und bewerten zu können.

Grundsätzlich besteht der NEFZ (siehe Abbildung 2.1) aus zwei Teilen:

Im ersten Teil wird versucht eine Stadtfahrt nachzubilden. Über eine Dauer von 13 Minuten wird bei einer Durchschnittsgeschwindigkeit von ungefähr 18 km/h beschleunigt und gebremst. Oft wird das Fahrzeug bis zum Stillstand abgebremst. Dieser Teil entspricht der vierfachen Wiederholung des ECE-15-Zyklus (auch bekannt als UDC, *Urban Driving Cycle*).

Der zweite Teil des Zyklus, der sogenannte EUDC-Zyklus (*Extra Urban Driving Cycle*), soll eine Überlandfahrt darstellen. 400 Sekunden lang wird mit hohen Geschwindigkeiten gefahren. Die Höchstgeschwindigkeit beträgt in diesem Bereich 120 km/h.

Der NEFZ gibt eine einfach zu befolgende Schaltvorgabe vor: Bei Automatik-Getrieben (und bei Getrieben mit automatisiertem Schaltvorgang) wird geschaltet wie vom Hersteller empfohlen. Bei Handschaltern hingegen gibt es eine genaue Vorgabe in welchem Bereich welcher Gang eingelegt sein muss. Bei dieser Vorgabe wird nur nach der Anzahl der Gänge unterschieden.

In Abbildung 2.1 ist das Geschwindigkeitsprofil des NEFZ zu sehen.

Wie man leicht erkennen kann, handelt es sich beim NEFZ um einen synthetischen Zyklus, der keineswegs einer realen Fahrt entspricht. Die dabei erreichten Verbräuche konnten von den Kunden bei ihren alltäglichen Fahrten niemals nachgebildet werden, wodurch Kritik an diesem Zyklus laut wurde.

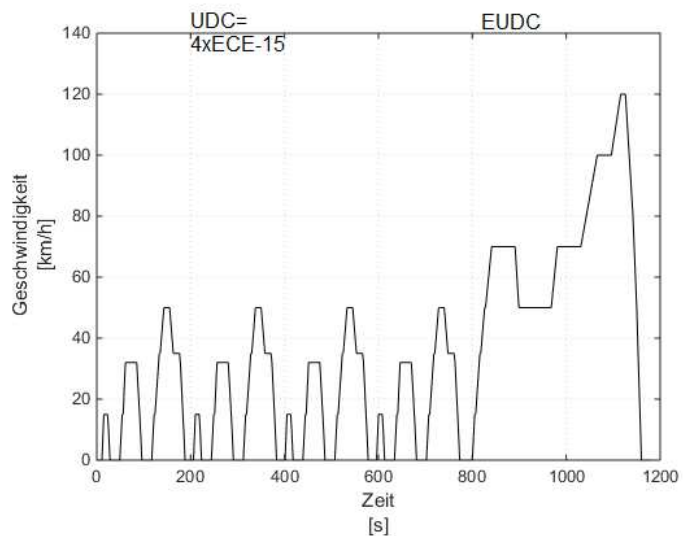


Abbildung 2.1: Geschwindigkeitsverlauf des NEFZ

NEFZ für Hybride ^[3]

Die UNECE¹ schreibt unterschiedliche Vorgehensweisen für die verschiedenen Typen von Hybriden (genauerer siehe Abschnitt 7) vor. Anhand zweier Merkmale unterscheidet sie vier Typen von Hybridfahrzeugen (siehe Tabelle 2.1).

	extern aufladbar	
freie Betriebsmoduswahl	+/+	+/-
	-/+	-/-

Tabelle 2.1: Unterscheidung von Hybriden: durch die Kombination von zwei Merkmalen ergeben sich vier Typen

Beispielsweise für einen Hybriden, der extern aufladbar ist, aber über keinen Schalter zur Betriebsmodus-Wahl verfügt, werden zwei Tests durchgeführt. Der erste Test wird mit vollständig geladener Batterie und der zweite mit maximal entladener Batterie gefahren.

Der Verbrauch C [l/100 km] wird folgendermaßen bestimmt:

$$C = \frac{D_{el} \cdot C_1 + D_{av} \cdot C_2}{D_{el} + D_{av}} \quad (2.1)$$

C_1 ... Verbrauch [l/100 km] bei vollständig geladener Batterie

C_2 ... Verbrauch [l/100 km] bei maximal entladener Batterie

D_{el} ... elektrische Reichweite [km]

D_{av} ... 25 km (angenommene durchschnittliche Distanz zwischen zwei Ladevorgängen)

Der elektrische Verbrauch E [Wh/km] wird folgendermaßen bestimmt:

$$E = \frac{D_{el} \cdot E_1 + D_{av} \cdot E_4}{D_{el} + D_{av}} \quad (2.2)$$

E_1 ... Verbrauch [Wh/km] bei vollständig geladener Batterie

E_4 ... Verbrauch [Wh/km] bei maximal entladener Batterie

Zur Ermittlung der elektrischen Reichweite wird der Zyklus rein mit elektrischem Antrieb (wenn nötig mehrmals) durchfahren bis der Verbrennungsmotor anspringt.

¹United Nations Economic Commission for Europe

WLTP [4]

Der WLTP, kurz für *Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure*², soll ab 2020 den NEFZ in Europa als Zulassungszyklus gänzlich ablösen.

Eine Besonderheit des WLTC (*Worldwide harmonized Light vehicles Test Cycle*³) ist, dass in Abhängigkeit vom Verhältnis von Leistung zu Gewicht des Fahrzeugs (P_{mr}) unterschiedliche Testzyklen gelten:

WLTC Klasse 1-Fahrzeuge: $P_{mr} \leq 22 \text{ W/kg}$

WLTC Klasse 2-Fahrzeuge: $22 \text{ W/kg} < P_{mr} \leq 34 \text{ W/kg}$

WLTC Klasse 3-Fahrzeuge: $P_{mr} > 34 \text{ W/kg}$ (Diese Klasse wird weiter unterteilt in Fahrzeuge, mit einer Höchstgeschwindigkeit $v_{max} > 120 \text{ km/h}$ und $v_{max} < 120 \text{ km/h}$.)

Da die gängigen PKW in die Klasse 3 fallen, beschränkt sich diese Arbeit auf Fahrzeuge dieser Klasse.

Der WLTC (siehe Abbildung 2.2) lässt sich in vier Geschwindigkeitsbereiche untergliedern:

Low: Sekunde 1-589 bis zu 60 km/h

Middle: Sekunde 590-1022 bis zu 80 km/h

High: Sekunde 1023-1477 bis zu 110 km/h

Extra-High: Sekunde 1478-1800 bis zu 131 km/h

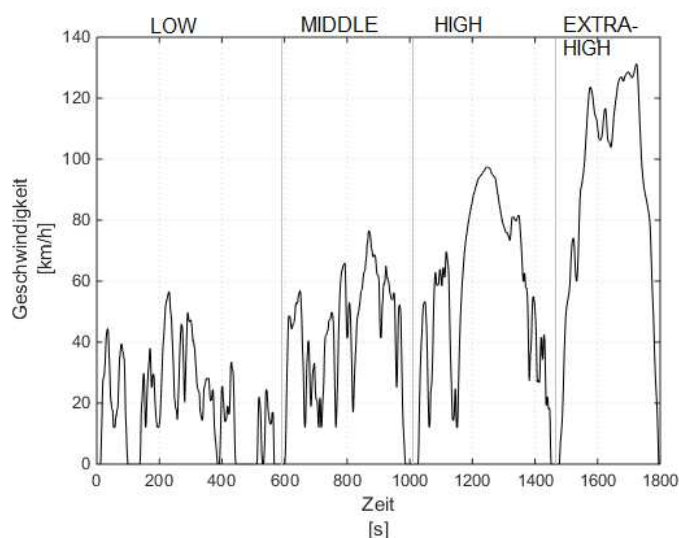


Abbildung 2.2: Geschwindigkeitsverlauf des WLTC

Wie man in Abbildung 2.2 sieht, ist dieser Zyklus weit dynamischer als der NEFZ. Es sind keine Geschwindigkeitsplateaus mehr vorhanden und die Stillstandsphasen sind kürzer und seltener. Für Handschalter ist die Gangwahl beim WLTP nicht mehr allgemein vorgegeben, sondern richtet sich nach den Fahrzeugdaten (in Abhängigkeit der Leistung, Maximalgeschwindigkeit, Getriebeübersetzung, ...).

WLTP für Hybride [5],[6]

Das Vorgehen beim Testen von Hybridfahrzeugen ist durch die *Testprocedure* streng genormt (siehe Abbildung 2.3). Der Testzyklus sieht für *Plug-In-Hybride*⁴ folgendermaßen aus:

Bei vollgeladener Batterie wird gestartet. Der Zyklus wird so lange und so oft durchfahren bis der

²Eine *Test Procedure* beschreibt die Umstände unter denen Tests durchgeführt werden müssen

³Ein *Test Cycle* beschreibt den Geschwindigkeitsverlauf.

⁴Ein *Plug-In-Hybrid* ist ein Hybrid, dessen Batterie nicht nur im Fahrbetrieb, sondern auch am Stromnetz geladen werden kann.

minimal erlaubte Ladezustand der Batterie erreicht wird und der Verbrennungsmotor startet. Anschließend wird ein weiterer Zyklus mit Verbrennungsmotor durchfahren.

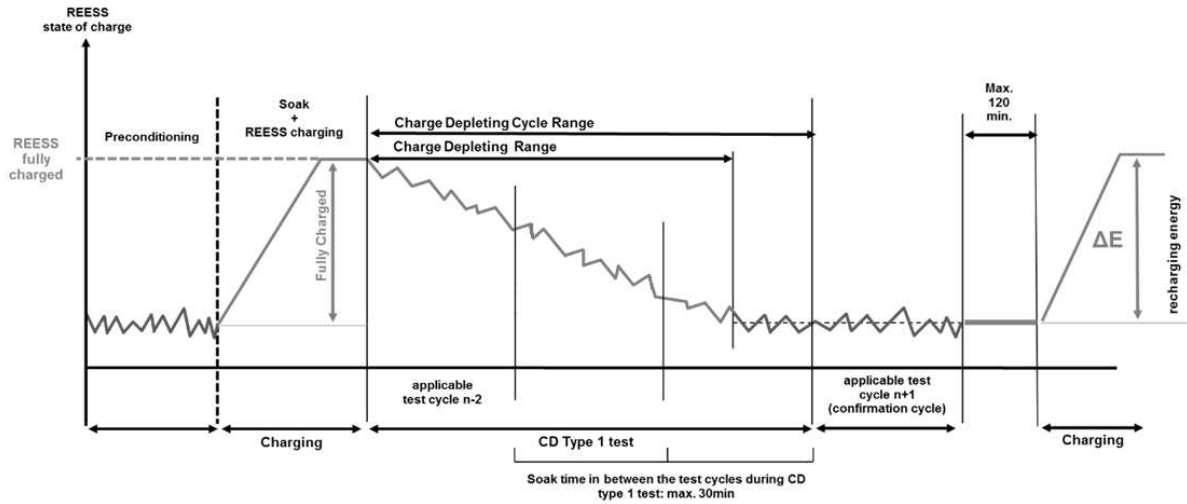


Abbildung 2.3: Schema des WLTP für Hybride [5]

Während des Tests werden separat für jeden gefahrenen Zyklus die Strecke, der Verbrauch, die CO₂-Emissionen und der Ladezustand der Batterie aufgezeichnet. Die CO₂-Emissionen werden folgendermaßen berechnet:

$$M_{CO_2,weighted} = \sum_{j=1}^k (UF_j \cdot M_{CO_2,CD,j}) + (1 - \sum_{j=1}^k UF_j) \cdot M_{CO_2,CS} \quad (2.3)$$

$M_{CO_2,weighted}$... gewichtete CO₂-Emission [g/km]

$M_{CO_2,CD,j}$... CO₂-Emission in der j-ten Phase während dem *Charge-Depleting* (elektrisches Fahren)

$M_{CO_2,CS}$... CO₂-Emission in der j-ten Phase während dem *Charge-Sustaining* (konventionell)

UF ... *Utility Factor*

k ... Gesamtanzahl gefahrener Zyklen

j ... bestimmter Zyklus

Der sogenannte *Utility Factor* ist ein statistischer Nutzungsfaktor, der sich aus Fahrstatistiken ergibt:

$$UF_n(D_n) = 1 - \exp \left(- \sum_{j=1}^k \left(K_j \cdot \left(\frac{D_n}{D_{norm}} \right)^j \right) \right) - \sum_{l=1}^{n-1} UF_l \quad (2.4)$$

UF_n ... *Utility Factor* für Phase n

D_n ... gefahrene Strecke [km]

K_j ... Koeffizienten (ergeben sich aus statistischen Daten)

D_{norm} ... normierte Distanz (aus Statistik)

k ... Anzahl Koeffizienten in der Statistik

n ... Anzahl betrachteter Phasen

$\sum_{l=1}^{n-1} UF_l$... Summe der berechneten *Utility Factors* bis zur Phase $n-1$

2.2 US-amerikanische Zulassungszyklen [7]

Die US-Amerikaner hatten die Vorreiterrolle bezüglich Zulassungszyklen von Fahrzeugen. Der Bundesstaat *California* hat bereits in den späten 50er Jahren des letzten Jahrhunderts die ersten Abgas-Emissionsgrenzwerte eingeführt. Zu Beginn wurden Verbrauchstests auf der Straße durchgeführt. Jedoch wurde bald ersichtlich, dass auf diese Weise keine vergleichbaren Ergebnisse erzielt werden können. Die Verbrauchstests wurden von der Straße auf den Prüfstand verlegt und die zu fahrenden Geschwindigkeitsverläufe durch bestimmte Zyklen vorgegeben.

Heute gilt der sogenannte *5-cycle-Test*. Dieser Test hat im Jahr 2008 seinen Vorgänger, den *2-cycle-Test*, abgelöst. Der *2-cycle-Test* bestand aus zwei Testzyklen (FTP-75 und HFET). Die Einführung der Hybridfahrzeuge machte es notwendig, die Bestimmung der Verbräuche und Emissionen zu überarbeiten. Daher wurden drei weitere Testzyklen (*Cold Temperature FTP-75*, US06 und SC03) eingeführt.

FTP-75: Die *Federal Test Procedure* (Abbildung 2.4) soll den Verbrauch in der Stadt nachbilden (*City Zyklus*). Dieser Zyklus wird in drei Phasen plus einer eingeschobenen Pause unterteilt:

- *Cold Transient Phase* (505 s)
- *Stabilized Phase* (506-1372 s)
- 10 Minuten Pause (Motor wird abgestellt)
- *Hot Transient Phase* (Fahrprofil mit der ersten Phase identisch)

Zusatzverbraucher, wie beispielsweise die Klimaanlage, sind bei diesem Test ausgeschaltet.

HFET: Der HFET (*Highway Fuel Economy Test*) (Abbildung 2.5) steht für eine Überlandfahrt (*Highway Zyklus*). Nur einmal wird innerhalb des Zyklus aus dem Stand angefahren und bis zum Stillstand abgebremst. Es kann fast über die gesamte Strecke im höchsten Gang gefahren werden. Auch hier sind die Zusatzverbraucher ausgeschaltet.

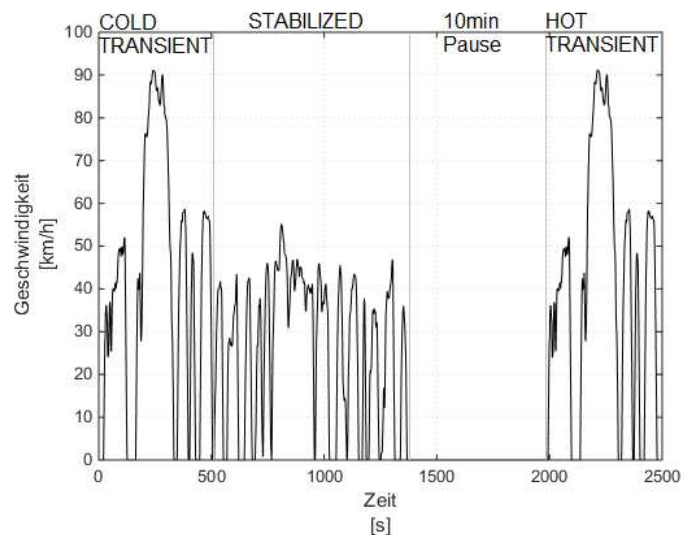


Abbildung 2.4: Geschwindigkeitsverlauf des FTP-75

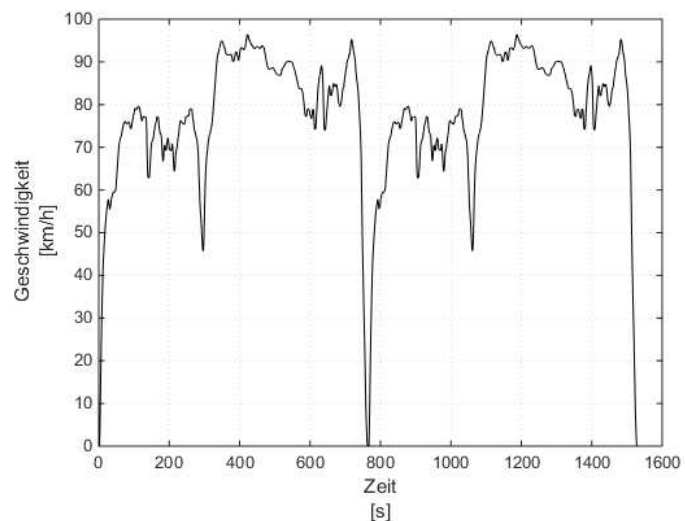


Abbildung 2.5: Geschwindigkeitsverlauf des HFET

US06: Der US06 (Abbildung 2.6) ist der einzige US-amerikanische Zyklus bei dem Geschwindigkeiten von über 100 km/h gefahren werden (*High Speed* Zyklus). Er soll einen aggressiveren Fahrstil bei Stadtfahrten und Überlandfahrten darstellen.

SC03: Die Besonderheit beim SC03 (Abbildung 2.7) ist die Tatsache, dass dieser Test mit eingeschalteter Klimaanlage gefahren wird (AC Zyklus). Zusätzlich wird auch eine hohe Sonneneinstrahlung simuliert, um eine noch höhere Leistung der Klimaanlage zu fordern.

FTP-75 Cold Temperature: Dieser Test entspricht dem Fahrprofil des FTP-75 (Abbildung 2.4), jedoch liegt die Umgebungstemperatur deutlich tiefer bei ungefähr -7°C .

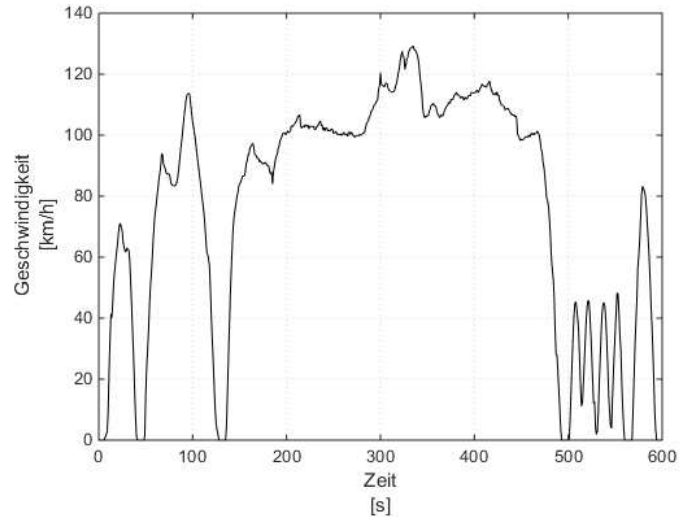


Abbildung 2.6: Geschwindigkeitsverlauf des US06

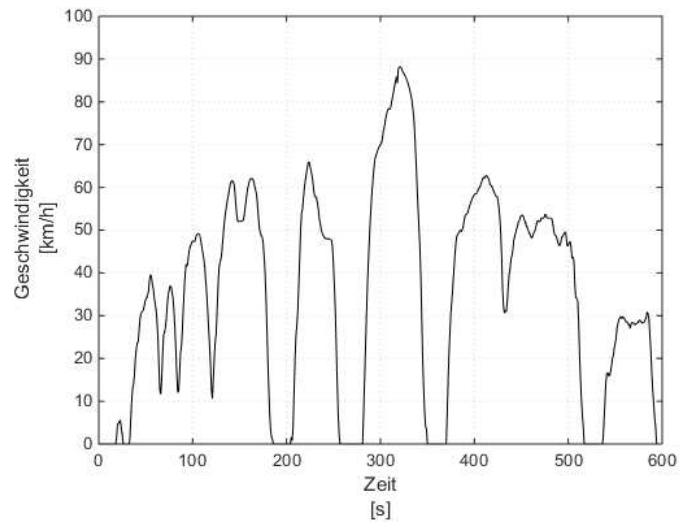


Abbildung 2.7: Geschwindigkeitsverlauf des SC03

Vorgehen bei Hybriden

Zur Bestimmung des elektrischen Verbrauchs wird der *2-cycle-Test* verwendet. Da die drei zusätzlichen Tests des *5-cycle-Tests* einen negativen Einfluss auf das Ergebnis hätten, werden die Werte für Verbrauch und Reichweite als Ausgleich generell um 30 % verschlechtert.

Der Verbrauch mit konventionellem Antrieb wird regulär durch die Anwendung des *5-cycle-Tests* bestimmt.

2.3 Vergleich der europäischen und der US-amerikanischen Zyklen

Eigenschaften	Testzyklen					
	City/Cold FTP-75	Highway HFET	High Speed US06	AC SC03	NEFZ	WLTP
Dauer [s]	1874	765	596	596	1180	1800
Höchstgeschwindigkeit [km/h]	90,12	96,56	128,75	88,19	120	131
Durchschnittsgeschwindigkeit [km/h]	34,12	77,73	77,89	34,12	34	46,4
Strecke [km]	17,70	16,58	12,87	5,79	11	23,25
Anteil der Zeit im Leerlauf [%]	18	0	7	19	25	13
Motorzustand bei Start	Kalt	Warm	Warm	Warm	Kalt	Kalt
Umgebungstemperatur [°C]	20-30/-6,7	20-30	20-30	35	20-30	23/14
Klimaanlage	Aus	Aus	Aus	An	Aus	Aus

Tabelle 2.2: Vergleich der unterschiedlichen Testzyklen ^{[7] 5}

Beim Vergleich der Zyklen in Tabelle 2.2 erkennt man:

- Der längste hinsichtlich der Zeit ist der FTP-75 (+74 Sekunden), aber der längste bezüglich der zurückgelegten Strecke ist der Zyklus des WLTP (+5,55 km).
- Nur ein einziger dieser Zyklen wird mit eingeschalteter Klimaanlage gefahren (SC03).
- Beim NEFZ befindet sich das Fahrzeug zu 1/4 der Zeit im Leerlauf.
- Die Temperaturen liegen für gewöhnlich zwischen 20 und 30 °C. Der SC03 ist mit 35 °C der einzige über 30 °C. Der *Cold Temperature* FTP-75 ist der einzige bei Minusgraden (-6,7 °C). Beim WLTP sind die Temperaturen sehr genau einzuhalten. Es ist ein Test bei 23 °C und einer bei 14 °C vorgeschrieben.

⁵Umrechnungen: 1 *mile* = 1609,344 *m*; $T(^{\circ}\text{C}) = \frac{5}{9} \cdot [T(^{\circ}\text{F}) - 32]$

3 Antriebsstrang-Komponenten [8],[9]

3.1 Motor

3.1.1 Kenngrößen

Hubvolumen

Das Hubvolumen ist jenes Volumen, welches vom Zylinder durchlaufen wird. Es reicht vom sogenannten oberen Totpunkt (OT) bis zum unteren Totpunkt (UT) (siehe Abbildung 3.1).

$$V_h = \frac{\pi \cdot d_k^2}{4} \cdot s \quad (3.1)$$

V_h ... Volumen eines Zylinders

d_k ... Zylinder-/Kolbendurchmesser

s ... Kolbenhub

$$V_H = V_h \cdot z \quad (3.2)$$

V_H ... Gesamthubvolumen

z ... Anzahl Zylinder

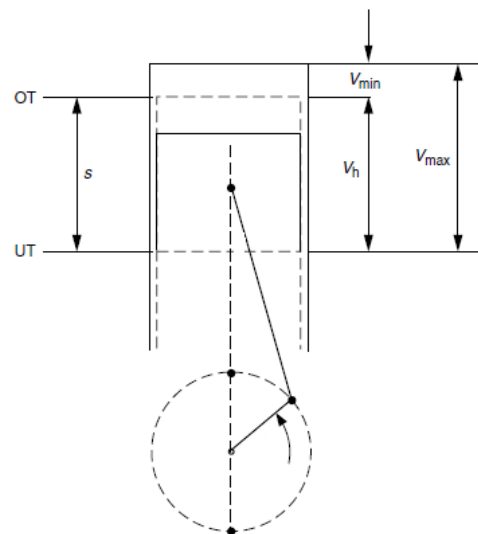


Abbildung 3.1: Zylinder - schematisch^[8]

Verdichtungsverhältnis

Das Verdichtungsverhältnis ist das Verhältnis von V_{max} zu V_{min} . Befindet sich der Kolben im oberen Totpunkt, hat man einen Zustand mit minimalem Volumen. Dieses Volumen nennt man auch Kompressions- oder Totvolumen (V_c bzw. V_{min}). Befindet sich der Kolben im unteren Totpunkt, hat man einen Zustand mit maximalem Volumen.

	ε
Ottomotor	7-13
Dieselmotor	16-24

$$\varepsilon = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_c + V_h}{V_c} \quad (3.3)$$

Tabelle 3.1: Verdichtungsverhältnis

Wirkungsgrad eines Verbrennungsmotors

-thermischer Wirkungsgrad: Der thermische Wirkungsgrad ist der Wirkungsgrad des idealen Vergleichsprozesses.

$$\eta_{thv} = \frac{Q_{zu} - Q_{ab}}{Q_{zu}} = 1 - \frac{Q_{ab}}{Q_{zu}} \quad (3.4)$$

Er kann auch über das Verdichtungsverhältnis ausgedrückt werden:

$$\eta_{thv} = 1 - \varepsilon^{1-\kappa} \quad (3.5)$$

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} \dots \text{Isentropenexponent}$$

-Gütegrad: Unter dem Gütegrad versteht man die Abweichung des realen Prozesses vom idealen Vergleichsprozess.

$$\eta_G = \frac{W_i}{W_{thv}} \quad (3.6)$$

W_i ... indizierte Arbeit

$W_{thv} = Q_{zu} - Q_{ab}$... Arbeit des idealen Vergleichsprozesses

-indizierter Wirkungsgrad: Der indizierte Wirkungsgrad wird auch innerer Wirkungsgrad genannt.

$$\eta_i = \frac{W_i}{W_B} = \eta_G \cdot \eta_{thv} \quad (3.7)$$

$W_K = m_K \cdot H_u$... Energieinhalt des zugeführten Kraftstoffs

-mechanischer Wirkungsgrad: Beim mechanischen Wirkungsgrad werden Reibungsverluste berücksichtigt.

$$\eta_m = \frac{W_e}{W_i} \quad (3.8)$$

W_e ... effektive Arbeit (an der Kupplung verfügbare Arbeit)

-effektiver Wirkungsgrad: Der effektive Wirkungsgrad ist der Gesamtwirkungsgrad des Motors.

η_e	=	η_m	x	η_i	
				η_{thv}	x η_G

$$\eta_e = \frac{W_e}{W_B} = \eta_m \cdot \eta_{thv} \cdot \eta_G \quad (3.9)$$

Abbildung 3.2: Aufteilung des Wirkungsgrades

Motordrehzahl

Die Drehzahl n ist definiert als:

$$n = \frac{\text{Anzahl Umdrehungen der Kurbelwelle}}{\text{Zeit}} \quad \text{meist als [U/min] angegeben} \quad (3.10)$$

Die dazugehörige Winkelgeschwindigkeit lautet:

$$\omega = 2\pi \cdot n \quad (3.11)$$

Leistung

-effektive Leistung: Die effektive Leistung des Motors ist jene Leistung, die zum Antrieb des Fahrzeugs zur Verfügung steht. Sie kann mit dem Motormoment und der Motordrehzahl bzw. Winkelgeschwindigkeit angegeben werden:

$$P_e = M \cdot \omega = 2\pi \cdot M \cdot n \quad (3.12)$$

M ... Drehmoment des Motors

Anstelle der effektiven Leistung wird auch oft der sogenannte effektive Mitteldruck verwendet:

$$p_{me} = \frac{2\pi \cdot M}{V_H \cdot i} \quad (3.13)$$

i ... Arbeitsspiele pro Umdrehung (4-Takt-Motor: $i = 0,5$)

-innere Leistung und indizierter Mitteldruck: Die innere Leistung ergibt sich aus der Arbeit des Kolbens:

$$P_i = i \cdot n \cdot p_{mi} \cdot V_H \quad (3.14)$$

$$p_{mi} = \frac{W_{KA}}{V_h}$$

$$W_{KA} = \oint p \cdot dV \quad \dots \text{Arbeit am Kolben (Volumenänderungsarbeit bei Verbrennungsdruck)}$$

Die effektive Leistung ergibt sich aus der inneren (bzw. indizierten) Leistung des Motors reduziert durch seine Reibleistung:

$$P_e = P_i - P_r \quad (3.15)$$

3.1.2 Betriebszustände ^[10]

Schubbetrieb: Beispielsweise bei Bergabfahrten befindet sich der Motor im sogenannten Schubbetrieb. Der Motor wird vom Triebstrang angetrieben.

Nulllast: Der Motor überwindet nur seine innere Reibung. Bei Nulllast wird kein Drehmoment abgegeben, der Bereich erstreckt sich über beliebige Drehzahlen.

Leerlauf: Die Nulllast bei der unteren Nulllastdrehzahl entspricht dem Leerlauf.

Volllast: Bei Volllast gibt der Motor das maximale Drehmoment in Abhängigkeit seiner Drehzahl ab. Die maximale Kraftstoffmenge wird verbrannt.

Teillast: Der Teillastbereich ist der Bereich zwischen Nulllast (kein Drehmoment) und Volllast (maximales Drehmoment).

Stationärer Betrieb: Im stationären Betrieb entspricht das abgegebene Drehmoment dem geforderten Drehmoment. Die Drehzahl bleibt konstant.

Instationärer Betrieb: Im instationären Betrieb entspricht das abgegebene Drehmoment nicht dem geforderten Drehmoment. Die Drehzahl wird angepasst.

3.1.3 Verbrauchskennfeld

Abbildung 3.3 zeigt das Verbrauchskennfeld eines Verbrennungsmotors.

Derartige Darstellungen sind auch als Muscheldiagramme bekannt. Die Kurven des konstanten spezifischen Verbrauchs¹ werden über die Drehzahl und den effektiven Mitteldruck aufgetragen. Nach oben hin wird das Kennfeld durch die Volllastkurve begrenzt.

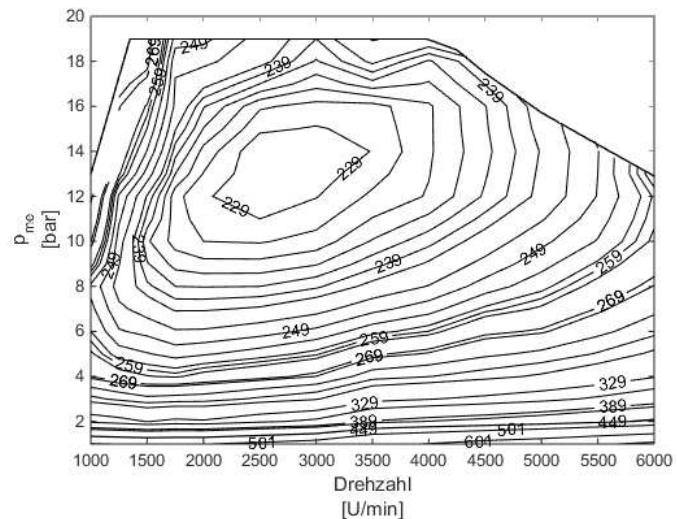


Abbildung 3.3: Muscheldiagramm des spezifischen Verbrauchs [g/kWh]

¹spezifischer Verbrauch: $b_e \left[\frac{g}{kWh} \right] = \frac{\dot{m}_K}{P_e}$

3.1.4 Ottomotor

Beim Ottomotor wird ein Luft-Kraftstoff-Gemisch mittels Fremdzündung verbrannt. Der Kraftstoff für Ottomotoren ist Benzin. Beim Benzin gibt es verschiedene Arten, die sich durch ihre Zusammensetzung voneinander unterscheiden und dadurch auch in ihrem Heizwert. Deshalb ist bei Verbrauchskennfeldern stets darauf zu achten, für welchen Kraftstoff es gültig ist.

Kraftstoff	Heizwert		Kohlenstoff-Gehalt [%]	Dichte [kg/l]
	[kWh/kg]	[MJ/l]		
Super E5	11,687	42,072	85	0,74
Super E10	11,417	41,101	83,1	0,751

Tabelle 3.2: Merkmale der Benzinkraftstoffe, Super E5 und Super E10 ²

Die vier Takte des Ottomotors:

Takt 1: Ansaugtakt Der Kolben bewegt sich im Zylinder abwärts. Das Luft-Kraftstoff-Gemisch strömt in den Zylinder bis das Brennraumvolumen sein Maximum erreicht hat ($V_h + V_c$).

Takt 2: Verdichtungstakt Der Kolben wandert aufwärts, das Gemisch wird solange verdichtet bis das minimale Volumen erreicht wird (V_c).

Takt 3: Arbeitstakt Das verdichtete Gemisch wird durch eine sogenannte Zündkerze entflammt, durch den dabei entstehenden Druck wird der Kolben nach unten getrieben.

Takt 4: Ausstoßtakt Die heißen Abgase strömen aus dem Zylinder, während der Kolben nach oben wandert.

Idealer Kreisprozess des Ottomotors:

In Abbildung 3.4 sieht man die Zustandsänderungen zwischen den vier Takten im p-V-Diagramm:

1-2: Isentrope Kompression

2-3: Isochore Verbrennung bzw. Wärmezufuhr

3-4: Isentrope Entspannung

4-1: Isochore Wärmeabfuhr

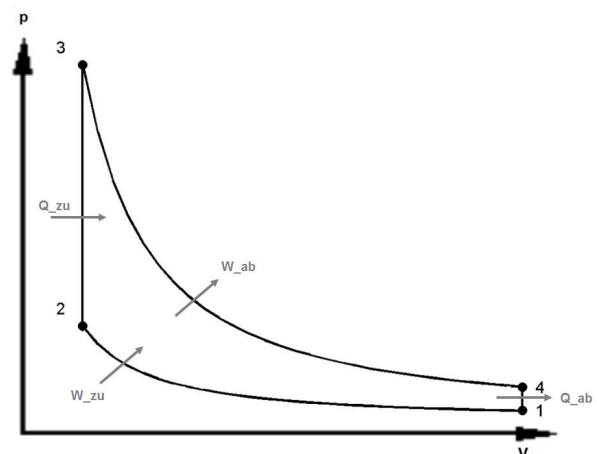


Abbildung 3.4: idealer Kreisprozess des Ottomotors im p-V-Diagramm

²Diese Benzinkraftstoffe werden in der AUDI AG verwendet.

3.1.5 Dieselmotor

Bei Dieselmotoren wird die Verbrennung im Vergleich zu den Ottomotoren mittels Selbstzündung eingeleitet. Der Dieselmotorkraftstoff hat einen höheren Heizwert als Ottomotorkraftstoffe. Jedoch werden bei seiner Verbrennung mehr Rußpartikel frei.

Kraftstoff	Heizwert		Kohlenstoff-Gehalt [%]	Dichte [kg/l]
	[kWh/kg]	[MJ/l]		
Diesel	11,917	42,902	85,9	0,837

Tabelle 3.3: Merkmale des Dieselmotorkraftstoffs

Die vier Takte des Dieselmotors:

Takt 1: Ansaugtakt Luft strömt in den Zylinder.

Takt 2: Verdichtungstakt Luft wird komprimiert und erreicht Temperaturen bis 900 °C. Erst am Ende des Taktes wird dem Zylinder unter hohem Druck Kraftstoff durch die Einspritzdüsen zugeführt.

Takt 3: Arbeitstakt Der Dieselmotorkraftstoff entzündet sich und verbrennt.

Takt 4: Ausstoßtakt Die heißen Gase strömen aus dem Zylinder.

Idealer Kreisprozess des Dieselmotors, Seiliger Prozess:

In Abbildung 3.5 sieht man die fünf Zustandsänderungen zwischen den vier Takten im p-V-Diagramm:

1-2: Isentrope Kompression

2-3: Isochore Verbrennung bzw. Wärmezufuhr

3-4: Isobare Wärmezufuhr

4-5: Isentrope Entspannung

5-1: Isochore Wärmeabfuhr

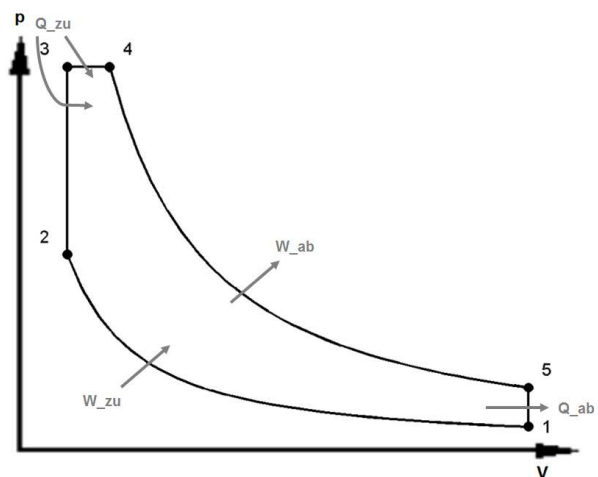


Abbildung 3.5: idealer Kreisprozess des Dieselmotors im p-V-Diagramm

3.2 Getriebe ^[11]

Der Triebstrang des Fahrzeugs hat die Aufgabe, das Drehmoment des Motors an die Räder weiterzuleiten. Je nach Leistungsbedarf muss diese von den Komponenten des Triebstrangs gewandelt und übersetzt werden. Die Gesamtübersetzung des Antriebsstrangs ergibt sich zu:

$$i_A = i_{AE} \cdot i_{Ge} \cdot i_{AGe} \quad (3.16)$$

i_{AE} ... Übersetzung des Anfahelements i_{AGe} ... Übersetzung des Achsgetriebes

i_{Ge} ... Übersetzung des Getriebes

Zu beachten ist, dass das Schaltgetriebe eine variable und das Achsgetriebe eine konstante Übersetzung besitzt.

3.2.1 Anfahelement

Das Anfahelement bzw. die Kupplung befindet sich zwischen Motor und Getriebe. Bei manchen Getriebebauformen ist die Kupplung ein interner Bestandteil.

Die Hauptaufgaben des Anfahelements sind:

- das Drehmoment des Motors zum Getriebe leiten (Kraftschluss zwischen Motor und Getriebe)
- ein angenehmes Anfahren ermöglichen: um ein ruckartiges Anfahren zu vermeiden wird durch Schlupf die Drehzahl der Motorabtriebswelle und der Getriebeantriebswelle angeglichen
- den Kraftschluss zwischen Motor und Getriebe unterbrechen, um ein Schalten zu ermöglichen

Zusätzlich kann eine Kupplung über eine Dämpfungseinrichtung verfügen und somit Schwingungen des Motors dämpfen. Der Schlupf der Kupplung hat auch eine zweite Aufgabe: Es schützt Teile des Antriebsstrangs vor zu hohen Drehmomenten (beim Blockieren des Motors beispielsweise).

3.2.2 Aufgaben eines Schaltgetriebes

Die Hauptaufgaben des Schaltgetriebes sind:

- Anfahren ermöglichen (Verbrennungsmotoren können bei kleinen Drehzahlen kein Moment aufbauen)
- Rückwärtsfahren ermöglichen (realisiert durch ein Zwischenrad)
- Motordrehmoment übersetzen
- Motordrehzahl übersetzen

Der Betriebsbereich eines Verbrennungsmotors ist durch seine Leerlauf- und Maximaldrehzahl begrenzt. Ein Getriebe ermöglicht durch eine geeignet gewählte Übersetzung einen Betrieb außerhalb dieses Bereichs.

3.2.3 Schaltgetriebe

Übersetzung: Unter Übersetzung versteht man das Verhältnis von Eingangs- zu Ausgangsdrehzahl.

$$i_{Ge} = \frac{n_1}{n_2} \quad (3.17)$$

n_1 ... Eingangsdrehzahl

n_2 ... Ausgangsdrehzahl

$i > 1$... Erhöhung des Drehmoments und Absenkung der Drehzahl

$i < 1$... Absenkung des Drehmoments und Erhöhung der Drehzahl

Getriebespreizung: Die Getriebespreizung ist das Verhältnis der größten Übersetzung zur kleinsten.

$$i_{Ge,ges} = \frac{i_{Ge,max}}{i_{Ge,min}} = \frac{i_1}{i_Z} \quad Z \dots \text{Anzahl Gänge} \quad (3.18)$$

Bauarten:

Handschaltgetriebe (MT): Hierbei handelt es sich um ein Zahnradstufengetriebe. Um den Gang zu wechseln muss ausgekuppelt werden. D.h. der Leistungsfluss zwischen Motor und Getriebe muss unterbrochen werden. Handschaltgetriebe sind besonders effizient (Wirkungsgrade bis 99%^[9]) und preislich günstig.

Konventionelles Automatikgetriebe (AT): Das Schalten erfolgt automatisch ohne Eingriff des Fahrers. Automatikgetriebe sind meist als Planetengetriebe ausgeführt. Während es bei gewöhnlichen Handschaltern zu einer Zugkraftunterbrechung kommt, erfolgt der Gangwechsel bei Automatikgetrieben ohne Unterbrechung.

Automatisiertes Schaltgetriebe (AMT): Ein automatisiertes Schaltgetriebe soll den Komfort eines Automatikgetriebes mit der Effizienz des Handschaltgetriebes verbinden. Dazu übernehmen Aktuatoren den Kupplungs- und Schaltvorgang. Jedoch erfolgt auch hier das Schalten ruckhaft über eine Lastunterbrechung.

Doppelkupplungsgetriebe (DCT): Ein Doppelkupplungsgetriebe besteht aus zwei Teilen, die je über eine Kupplung mit dem Motor verbunden sind. D.h. hier ist das Anfahrlement im Getriebe integriert. Der eine Teil des Getriebes besteht aus den ungeraden Gängen (1, 3, 5,...) und der andere aus den Geraden (2, 4, 6,...). Es sind immer zwei Gänge gleichzeitig eingelegt, aber nur eine Kupplung ist geschlossen. Zum Schalten wird eine Kupplung aus- und die andere eingekuppelt. Ein Doppelkupplungsgetriebe ist somit volllastschaltbar.

Stufenlosgetriebe (CVT): Stufenlosgetriebe verfügen über eine stufenlos variable Übersetzung, sie können mittels verschiedener Prinzipien realisiert werden: hydrodynamisch, hydrostatisch, mechanisch oder elektrisch.

3.3 Achsgetriebe

Ein Achsgetriebe wird an jeder angetriebenen Achse benötigt. Es hat zwei Funktionen:

Zum einen übernimmt es klassische Aufgaben eines Getriebes und zum anderen fungiert es als ein sogenanntes Differenzial:

Getriebe: Achsgetriebe passen die unterschiedlichen Drehzahlen des Motors und der Räder an. Es besitzt eine konstante Übersetzung $i_{AGe} > 1$ (d.h. Drehmomenterhöhung und Drehzahlabsenkung). Falls der Motor längs angeordnet ist, muss der Kraftfluss um 90° umgelenkt werden. Dies geschieht mit einem Kegelradsatz mit Hypoidverzahnung. Ist der Motor quer eingebaut, muss keine Umlenkung vorgenommen werden. Hier kommt ein Stirnrad-Achsgetriebe zum Einsatz.

Differenzial: Bei Kurvenfahrten hat das innere Rad eine kürzere Strecke zurückzulegen. Um dies ohne Schlupf zu ermöglichen, sorgt ein Differenzial dafür, dass die beiden Räder der gleichen Achse mit unterschiedlichen Drehzahlen angetrieben werden können.

4 Klima- und Kühlkreisläufe [12]

Je nach Fahrzeug ist das Kühlsystem unterschiedlich ausgestattet. Üblicherweise unterteilt man heutzutage zwei Kreisläufe: Einen Niedertemperaturkühlmittelkreislauf und einen Hauptkühlmittelkreislauf. Zusätzlich zu diesen beiden Kreisläufen, gibt es einen eigenen Kreislauf für die Innenraumklimatisierung. Der Niedertemperatur-Kreislauf erreicht eine Temperatur von bis zu 60 °C und kann somit nicht nur den Ladeluftkühler versorgen, sondern auch sensible Bauteile der Elektronik.

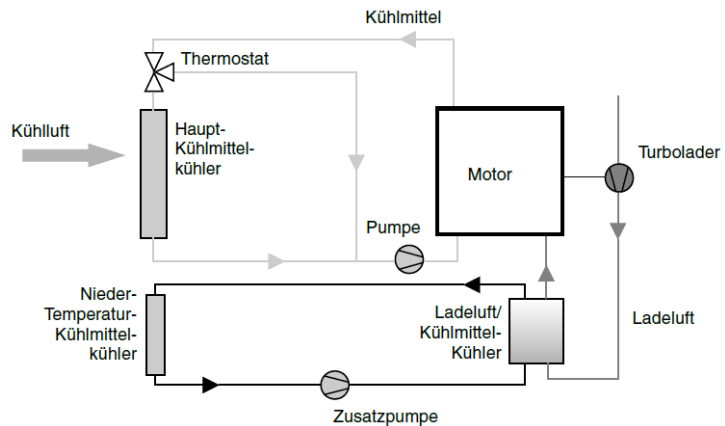


Abbildung 4.1: typischer Kühlkreislauf - schematisch^[8]

Das Öl im Verbrennungsmotor wird mittels Wärmeaustausch mit der Kühlflüssigkeit gekühlt. Das Getriebe hingegen verfügt nicht immer über eine Kühlung (bei neuen Fahrzeugen mit Automatik- oder Doppelkupplungsgetriebe gibt es meist einen Kühlmittel-Getriebeöl-Wärmetauscher).

Kühlmittelkühler: Der Kühlmittelkühler sitzt im Fahrzeug ganz vorne und ist ein System aus Rippen und Rohren. Dieses System soll einen optimalen Wärmeaustausch zwischen Kühlmittel und Luft ermöglichen. An das Kühlmittel gibt es eine Vielzahl von Anforderungen, u.a.:

- hohe Wärmekapazität und gute Wärmeübertragungseigenschaften
- es darf die Materialien des Kühlsystems nicht angreifen bzw. beschädigen
- gute Umweltverträglichkeit
- leichte Handhabung (Wartung)
- Anwendbarkeit über den gewünschten Temperaturbereich (darf weder gefrieren noch verdampfen)

Es hat sich ein Wasser/Glykol-Mix, d.h. Wasser gemischt mit Frostschutzmittel, durchgesetzt. Das Mischverhältnis kann unterschiedlich sein. Meist ist es im Bereich von 30-50 %. Ein Wasser/Glykol-Mischverhältnis von 50 zu 50 hat eine spezifische Wärmekapazität von $3,3 \text{ kJ}/(\text{kg K})^1$. Es gefriert erst bei einer Temperatur von -40 °C ^[13]. Im Kühlkreislauf werden Temperaturen bis zu 120 °C erreicht. Die für den Betrieb notwendige Kühlmittelpumpe wird über einen Riemen vom Motor angetrieben und ist somit Bestandteil des mechanischen Wirkungsgrades.

¹bei $T=20 \text{ °C}$

Ladeluftkühler: Mittels Ladeluftkühler, kurz LLK, erzielt man sinkende Temperaturen der Ladeluft und somit höhere Dichten. Höhere Ladedichten führen zu einer besseren Zylinderfüllung und somit zu einer höheren Leistung. Zusätzlich findet die Verbrennung bei niedrigeren Temperaturen statt und es kommt zu einer geringeren NO_x -Bildung. LLK sind meist luftgekühlte Flachrohrkühler aus Aluminium. Die Position im Fahrzeug ist unterschiedlich. Oft befindet sich der LLK direkt hinter dem Kühlmittelkühler.

Motorölkühler: Das Schmieröl nimmt einen großen Teil der Abwärme des Motors auf. Es muss mittlerweile vermehrt eine Motorölkühlung integriert werden, da die maximal zulässigen Ölttemperaturen ansonsten überschritten werden (Trend zu immer stärkeren Motorisierungen). Ausgeführt werden solche Ölkühler in Rundscheiben-, Stapelscheiben- oder Flachrohrbauweise. Auf diese Weise kann das Motoröl indirekt mit Kühlmittel gekühlt werden.

Lüfter: Lüfter sitzen vor dem Kühlerpaket, um bei fehlendem oder mangelndem Fahrtwind für ausreichende Umströmung der Kühlmittelrohre zu sorgen. Lüfter sind meist aus Kunststoff und haben einen Durchmesser von bis zu 500 mm^[9]. Ihr Antrieb erfolgt für gewöhnlich über einen Elektromotor. Diese beanspruchen eine Leistung von bis zu 850 W^[8].

Getriebeölkühler: Über einen Kühler stellt man entweder einen Wärmeaustausch mit Luft oder mit dem Kühlmittel her. Ein Getriebeölkühler ist aber noch nicht in jedem Fahrzeug Standard.

Klimatisierung im Fahrgastinnenraum: Die Klimatisierung hat nicht den alleinigen Zweck die Fahrt komfortabel zu gestalten. Sie hat auch sicherheitsrelevante Aspekte. Beispielsweise ist sie dafür zuständig, die Scheiben frei von Beschlag zu machen bzw. zu halten. Zusätzlich fördert ein angenehmes Klima im Fahrgastinnenraum die Konzentration des Fahrzeuglenkers.

Heizung: Die für die Heizung notwendige Wärme wird vom Verbrennungsmotor bereitgestellt.²

Kühlmitteltemperatur	100-120 °C
Kühlmittelvolumenstrom	5000-25000 l/h
Ladeluftmassenstrom	0,05-0,6 kg/s
maximal abzuführende Wärmemengen. . .	
... beim Ottomotor	$(0,5-0,6) \cdot P_m$
... beim Dieselmotor IDI	$1 \cdot P_m$
... beim Dieselmotor DI	$(0,65-0,75) \cdot P_m$
maximale Temperaturdifferenz. . .	
... zwischen Kühlmittel am Kühlereintritt und Umgebung	80 °C
... zwischen Ladeluft am Kühlerausgang und Umgebung	35 °C

Tabelle 4.1: Richtwerte für Kühlkreisläufe (IDI=indirekte Dieseleinspritzung, DI=direkte Dieseleinspritzung)^[9]

²Die Heizung bei elektrischen Fahrzeugen muss anders aufgebaut sein.

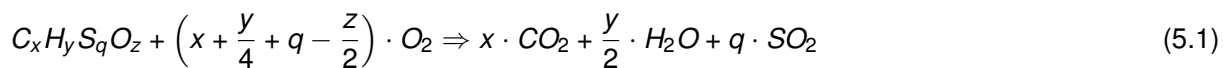
5 Verbrennung und Abgas ^[14]

5.1 Verbrennung

Bei der Verbrennung wird die im Kraftstoff chemisch gebundene Energie freigesetzt. Die beiden gängigen Kraftstoffe sind Benzin und Diesel.

Kraftstoffe bestehen hauptsächlich aus den beiden Komponenten Kohlen- und Wasserstoff. Als Nebenbestandteile findet man auch Sauerstoff, Stickstoff und Schwefel. Handelt es sich um eine Verbrennung unter stöchiometrischen Verhältnissen kann man sich aus der Reaktionsgleichung den stöchiometrischen Luftbedarf L_{st} errechnen.

Ausgehend von einem Kraftstoff der Zusammensetzung $C_xH_yS_qO_z$ ergibt sich:



Der Zusammenhang zwischen stöchiometrischem Luftbedarf L_{st} und stöchiometrischem Sauerstoffbedarf O_{2st} folgt aus der Zusammensetzung von Luft (Massenanteil $N_2 : O_2 = 0,75 : 0,23$):

$$L_{st} = \frac{1}{0,23} \cdot O_{2st} \approx 4,3 \cdot O_{2st} \quad (5.2)$$

Für obige Reaktionsgleichung (5.1) erhält man schließlich:

$$L_{st} = 4,3 \cdot \left(x + \frac{y}{4} + q - \frac{z}{2}\right) \frac{kmol(L)}{kmol(K)} \quad (5.3)$$

Das Verhältnis aus zugeführter Luftmenge L und stöchiometrischem Luftbedarf ist das sogenannte Luftverhältnis λ :

$$\lambda = \frac{L}{L_{st}} = \frac{m_L}{L_{st}m_K} \quad (5.4)$$

Man kann folgende Fälle unterscheiden:

$$\lambda \begin{cases} < 1 & \text{fettes Gemisch - unvollständige Verbrennung des Kraftstoffes,} \\ = 1 & \text{stöchiometrisches Gemisch - vollständige Verbrennung,} \\ > 1 & \text{mageres Gemisch - Verbrennung mit Sauerstoffüberschuss.} \end{cases} \quad (5.5)$$

In Tabelle 5.1 sind die wichtigsten Eigenschaften der Verbrennung der beiden Motortypen, Diesel- und Ottomotor, aufgelistet.

Ottomotor	Fremdzündung 2- oder 4-Takt Vorgang Verdichtungsverhältnis zwischen 7 und 13
Dieselmotor	Selbstzündung Verdichtungsverhältnis zwischen 16 und 24 besserer thermodynamischer Wirkungsgrad als bei Ottomotor unter Sauerstoffüberschuss betrieben maximale Abgastemperaturen bei 850 °C geringere CO- und HC-Emissionen höhere NO _x - und Partikel-Emissionen

Tabelle 5.1: Charakteristika der Verbrennung von Otto- und Dieselmotor

5.2 Bestandteile des Abgases

Je nach Ablauf der Verbrennung hat das Abgas eine andere Zusammensetzung.

bei vollständiger Verbrennung:

- Stickstoff (N₂)
- Sauerstoff (O₂)
- Wasser (H₂O)

... sind die Hauptbestandteile des Abgases. Sie treten in hohen Konzentrationen auf.

bei unvollständiger Verbrennung:

- Kohlenmonoxid (CO)
- Wasserstoff (H₂)
- Kohlenwasserstoffe (HC)
- Ruß (C): vor allem in Form von Rußpartikeln im Abgas eines Dieselmotors

... treten bei Luftüberschuss und Luftmangel in geringen Konzentrationen auf.

in niedriger Konzentration:

- Stickoxide (NO_x): hauptsächlich als Stickstoffmonoxid (NO) und in geringen Mengen auch als Stickstoffdioxid (NO₂)
- Schwefelverbindungen: meist in Form von Schwefeldioxid (SO₂)

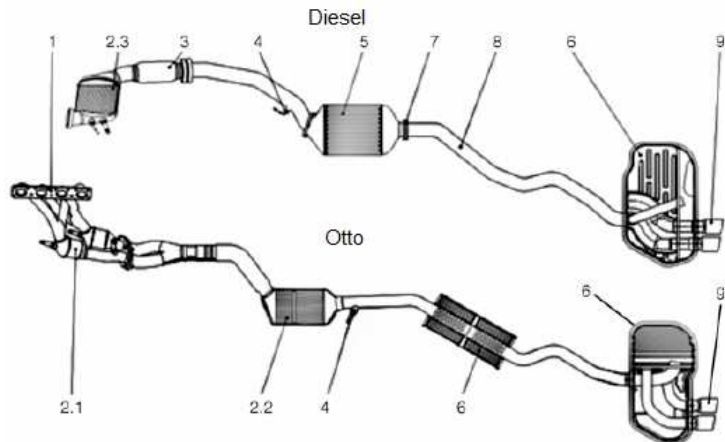
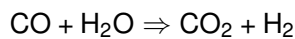
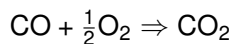
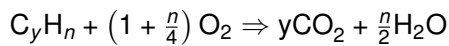
5.3 Abgasnachbehandlung

Die Abgasnachbehandlung unterscheidet sich für Diesel- und Ottomotoren (siehe Abbildung 5.1).

5.3.1 Abgasnachbehandlung beim Ottomotor

Die Reaktionsgleichungen für die Hauptbestandteile des Abgases (unverbrannte Kohlenwasserstoffe, Kohlenmonoxid, Stickoxide) lauten:

Oxidation von CO und HC:



1-Abgaskrümmung; 2.1-Vorkatalysator; 2.2-Unterbodenkatalysator; 2.3-Motornaher Katalysator; 3-Entkoppelement; 4-Sensorik; 5-Dieselpartikelfilter; 6-Mittel-, Nachschalldämpfer; 7-Verbindungselemente; 8-Rohrleitungen; 9-Endrohre;

Reduktion von NO/NO₂:

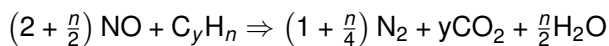
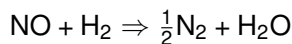
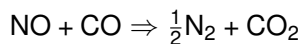


Abbildung 5.1: Abgasstrang Diesel- und Ottomotor - schematisch ^[9]

Diese Reaktionen finden in den Katalysatoren des Abgasstrangs statt.

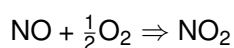
Drei-Wege-Katalysator

Hier werden CO und HC oxidiert und zur gleichen Zeit NO_x reduziert. Damit das möglich ist, muss das Luft-Kraftstoff-Verhältnis ($\lambda=1$) stimmen. Eine sogenannte λ -Sonde im Abgas sorgt für die Einhaltung dieses Verhältnisses. Die Effizienz eines solchen Katalysators ist stark von der Temperatur abhängig. Unter 250 °C laufen keine Reaktionen ab. Zwischen 400 °C und 800 °C ist der optimale Arbeitsbereich und bei Temperaturen über 1000 °C wird der Katalysator beschädigt.

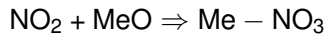
DeNO_x-Katalysator

Bei Motorkonzepten mit magerer Kraftstoff-Gemisch-Bildung müssen neue Konzepte zur Abgasnachbehandlung entwickelt werden. Eines dieser Konzepte ist die NO_x-Speicherung:

- Das im Abgas enthaltene NO wird am Edelmetall des Katalysators oxidiert:



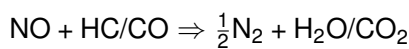
- Dieses NO_2 reagiert mit Metalloxiden im Katalysator und wird gespeichert:



- Je mehr NO_2 bereits gespeichert wurde, desto schlechter wird die Effizienz der zukünftigen Speicherung. Um das zu verhindern, wird das Speichermaterial regelmäßig regeneriert. Beim Ottomotor erfolgt die Regeneration dadurch, dass der Motor kurzzeitig mit einem fetten Luftverhältnis betrieben wird. Bei diesem Vorgang zerfällt das Speichernitrat:



- Das hierbei freigesetzte NO wird mit HC oder CO in NO_2 umgewandelt:



5.3.2 Abgasnachbehandlung beim Dieselmotor

Die drei Hauptkomponenten eines Diesel-Abgasstrangs sind: ein Oxidationskatalysator, ein Dieselpartikelfilter und ein Katalysator zur Entstickung (siehe Abbildung 5.2).

Oxidationskatalysator

In einem Oxidationskatalysator können folgende Bestandteile des Abgases vermindert werden^[9]:

- HC bis 85 %
- CO bis 90 %
- NO_x bis 10 %
- Partikel bis 35 %

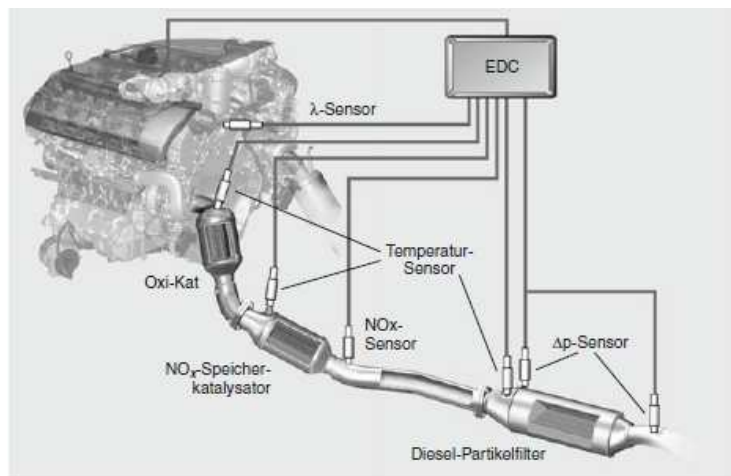


Abbildung 5.2: Abgasstrang Dieselmotor - schematisch^[9]

Dieselpartikelfilter

Dieselpartikel sind extrem klein. Sie reagieren mit Staubpartikeln und anderen Partikeln in der Umgebung, daher ist deren Beschreibung extrem schwierig. Es werden Dieselpartikelfilter mit einer Abscheideleistung von über 90 % eingesetzt. Man kann bei den Dieselpartikelfiltern verschiedene Ausführungsformen unterscheiden (je nach Material (Trägermaterial, Beschichtung) und nach Einbauort (motornah oder im Unterboden)).

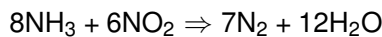
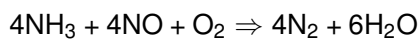
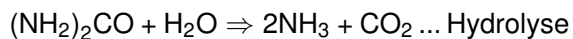
Entstickung

Man kann drei Ansätze zur Reduktion von NO_x unterscheiden:

NSCR-Technologie (*non-selective catalytic reduction*): Diese Technologie wurde sowohl im Labor als auch im Fahrzeug getestet. Dabei zeigte sich, dass es zu einer geringeren Effizienz im Fahrbetrieb (höherer Geschwindigkeiten) kommt. Der Schwefel im Kraftstoff verschlechtert die Wirkung des Katalysators zusätzlich. Deshalb hat man sich weitgehend von dieser Technologie abgewendet.

NO_x -Speicherkatalysator: Im Vergleich zum Ottomotor kann der Diesel nicht mit einem fetten Gemisch betrieben werden. Daher erfordert die Regeneration des Katalysators einen zusätzlichen technischen Aufwand (Anheben der Abgasrückführrate, Drosselung, veränderte Einspritzung, ...). Die geringe Abgastemperatur beim Dieselmotor verringert die Speichereffizienz. Dennoch ist diese Technik zu 60-80 %^[9] wirksam.

SCR-Technologie (*selective catalytic reduction*): Vor dem Katalysator wird Harnstoff ($(\text{NH}_2)_2\text{CO}$) eingespritzt. Über Hydrolyse wird dieser in Ammoniak umgewandelt:



Die Verwendung der SCR-Technologie im Fahrzeug erfordert Adaptionen im Abgasstrang und im Fahrzeug. Man benötigt einen Tank für das Reduktionsmittel, eine Zerstäuberdüse (Harnstoffzufuhr erfolgt lastabhängig), ein Steuergerät und einen Hydrolyse-Katalysator.

Dasselbe Prinzip wird bei Kraftwerken eingesetzt. Mit dem Unterschied, dass man bei einem Kraftwerk direkt Ammoniak verwendet. In der automobilen Anwendung weicht man auf Harnstoff aus, da Ammoniak gesundheitsschädlich ist.

Die SCR Technologie hat das größte Potential, ist aber auch mit dem höchsten technischen Aufwand verbunden.

6 Fahrphysik, Fahrwiderstände [9]

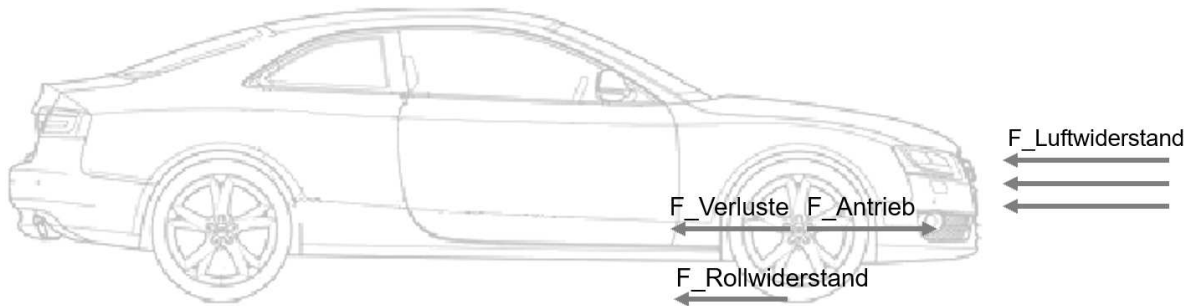


Abbildung 6.1: Kräfte im Fahrzeug

Für den Antrieb eines Fahrzeugs müssen die Fahrwiderstände (Rollwiderstand, Luftwiderstand, Steigungswiderstand), der Beschleunigungswiderstand und Widerstände entlang des Antriebsstrangs überwunden werden:

$$F_{An} = F_{Ro} + F_L + F_{St} + F_{Be} + \frac{P_V}{v} \qquad P_{An} = P_{Ro} + P_L + P_{St} + P_{Be} + P_V \qquad (6.1)$$

6.1 Rollwiderstand

$$F_{Ro} = f_R \cdot m \cdot g \cdot \cos \beta \qquad P_{Ro} = F_{Ro} \cdot v \qquad (6.2)$$

F_{Ro} ... Rollwiderstandskraft

g ... Erdbeschleunigung

f_R ... Rollwiderstandsbeiwert

β ... Steigungswinkel

m ... Masse

Der Rollwiderstand entsteht aufgrund von Wechselwirkungen zwischen den Reifen und der Fahrbahn (Formänderungsarbeit am Reifen). Der Rollwiderstandsbeiwert f_R nimmt bei PKW in der Regel Werte zwischen 0,008 und 0,017 an.

6.2 Steigungswiderstand

$$F_{St} = m \cdot g \cdot \sin \beta \qquad P_{St} = F_{St} \cdot v \qquad (6.3)$$

Der Steigungswiderstand ist derjenige Widerstand, der beim Fahren von Steigungen überwunden werden muss. (Jedoch bei den typischen Zulassungszyklen hat er keinen Einfluss.)

6.3 Luftwiderstand

$$F_L = c_w \cdot A \cdot \rho \cdot \frac{v_a^2}{2} \qquad P_L = F_L \cdot v \qquad (6.4)$$

F_L ... Luftwiderstandskraft

ρ ... Luftdichte

c_w ... Luftwiderstandsbeiwert

v_a ... Anströmgeschwindigkeit $\approx v$

A ... Anströmfläche

Das charakteristische am Luftwiderstand ist die quadratische Abhängigkeit von der Anströmgeschwindigkeit. Diese Anströmgeschwindigkeit wird meist mit der Fahrzeuggeschwindigkeit angenähert. Der Luftwiderstandsbeiwert c_w liegt typischerweise zwischen 0,25 und 0,4. Die Werte für die Querspannfläche A liegen zwischen 1,5 und 2,5 m².

6.4 Beschleunigungswiderstand

$$F_{Be} \approx m \cdot a = m \cdot \frac{dv}{dt} \qquad P_{Be} = F_{Be} \cdot v \qquad (6.5)$$

Aufgrund der Massenträgheit¹ muss bei Beschleunigungsvorgängen eine zusätzliche Kraft aufgebracht werden. Um diese Kraft genau berechnen zu können, müsste man die Masse in einen translatorischen und einen rotatorischen Anteil aufteilen. In dieser Arbeit wollen wir uns damit zufrieden geben, das Fahrzeug als eine translatorische Masse zu betrachten.

6.5 Verlustleistung

$$P_V = (1 - \eta) \cdot P_{An} \qquad \eta \dots \text{Wirkungsgrad} \qquad (6.6)$$

Für die Bestimmung der Verlustleistung ist es ausschlaggebend wie man die Antriebsleistung P_{An} definiert. Setzt man sie fest als diejenige Leistung, die dem Motor zugeführt wird ($P_{An} = \dot{m}_K \cdot H_U$), so ist der Wirkungsgrad der Gesamtwirkungsgrad des Antriebsstrangs (Motor, Kupplung, Getriebe, etc.). Wird sie jedoch als die Leistung, die effektiv an der Kupplung zur Verfügung steht ($P_e = 2\pi \cdot M \cdot n$) definiert, so ist der Wirkungsgrad der Gesamtwirkungsgrad des Triebstrangs (Kupplung, Getriebe, etc.).

¹Newton-lex prima: *Corpus omne perseverare in statu suo quiescendi vel movendi uniformiter in directum, nisi quatenus a viribus impressis cogitur statum suum mutare.*^[15]

7 Hybride [8],[16]

Nach der UNECE wird ein Hybridfahrzeug folgendermaßen definiert:

"Hybrid vehicle" means a vehicle equipped with a powertrain containing at least two different categories of propulsion energy converters and at least two different categories of propulsion energy storage systems.^[17]

Spricht man von einem Hybridfahrzeug, meint man meist ein konventionelles Fahrzeug mit einem elektrifizierten Antriebsstrang. D.h. eine Kombination aus Elektromotor und Verbrennungsmotor. Auf diese Art von Hybridfahrzeug soll sich diese Arbeit beschränken.

Hybride Antriebsstrangkonzeppte ermöglichen es, die Schwächen der einen Antriebsvariante mithilfe eines anderen Antriebs auszugleichen. In diesem Fall beispielsweise: Verbrennungsmotoren zeigen ein schlechtes Verhalten in den unteren Drehzahlbereichen, wohingegen Elektromotoren in diesen Bereichen ausgezeichnet arbeiten.

7.1 Betriebsmodi und Funktionen

Eine komplette bzw. teilweise Elektrifizierung des Antriebsstrangs bietet neue Möglichkeiten bzw. Ausschöpfungspotentiale bezüglich des Betriebsmodus des Fahrzeugs.

Start-Stopp-Automatik: Beim Stillstand des Fahrzeugs und wenn sich der Verbrennungsmotor im Leerlauf befindet, wird Treibstoff verbraucht. Die Start-Stopp-Automatik stellt bei Stillstandsphasen (z.B. bei Ampelrotphasen und im *Stop-and-Go* Verkehr in Städten) den Verbrennungsmotor ab. Beim Anfahren startet sie selbstständig den Motor. Dadurch kann der sogenannte Leerlaufverbrauch eingespart werden.

Verzögerungsenergie-Rekuperation: Der Elektromotor kann nicht nur als Motor betrieben werden, sondern auch als Generator. Wird das Fahrzeug über die Elektrische Maschine gebremst, kann diese als Generator kinetische Energie in Strom umwandeln, welcher in der Batterie gespeichert wird.

Elektrisches Fahren: Hier erfolgt der Antrieb rein über den Elektromotor.

Boosten: Der Elektromotor kann den Verbrennungsmotor beim Antrieb des Fahrzeugs kurzzeitig (abhängig vom Ladungszustand und von der Leistungsfähigkeit der Batterie) unterstützen.

Lastpunktverschiebung: Ein Hybridkonzept mit Elektromotor und Verbrennungsmotor ermöglicht es, die Lastanforderung an den Verbrennungsmotor weitestgehend unabhängig von der Lastanforderung des Fahrers zu machen. Der Elektromotor kann beim Antrieb unterstützen und die Lastanforderung an den Verbrennungsmotor senken oder im Generatorbetrieb die Lastanforderung erhöhen. Ein Verbrennungsmotor weist einen guten Wirkungsgrad in Bereichen mit höheren Lasten auf, daher ist eine sogenannte Lastpunktanhebung oft vorteilhaft.

Segeln: Wird der Antriebsstrang, oder Teile davon, im Schubbetrieb des Motors von der Antriebsachse getrennt, spricht man vom sogenannten Segeln. Diese Funktion ist auch bei rein konventionellem Antrieb möglich, jedoch bei hybriden Konzepten leichter umsetzbar.

7.2 Einteilung der Hybride

Hybride kann man nach unterschiedlichen Eigenschaften kategorisieren.

7.2.1 Einteilung in Abhängigkeit des Elektrifizierungsgrades

Funktionen	Autarker Hybrid			Plug-In-Hybrid	
	Micro Hybrid	Mild Hybrid	Full Hybrid	Klassische Auslegung	BEV mit Range Extender
Start-Stopp	+	+	+	+	+
Rekuperation	eingeschränkt	+	+	+	+
Boosten	-	+	+	+	+
Generator Betrieb	-	+	+	+	Range Extender Generator-Betrieb
Elektrisches Fahren	-	eingeschränkt & bei niedr. Gesch.	kurze Reichweiten	für mittlere Reichweiten	für große Reichweiten

Tabelle 7.1: Einteilung der Hybride ^[16]

Nach Tabelle 7.1 kann man Hybrid-Fahrzeuge generell in Autarke und in *Plug-In*-Hybride aufteilen. Autarke Hybride sind nicht extern aufladbar, *Plug-In*-Hybride schon.

Micro Hybrid: In *Micro* Hybriden ist die Start-Stopp-Funktion und eine eingeschränkte Bremsenergie-Rekuperation umgesetzt. Daher sind nur geringe Abänderungen im Vergleich zu einem konventionellen Antrieb notwendig. Der Starter wird durch ein leistungsfähigeres Modell oder durch einen Riemen-Starter-Generator ersetzt. Ein Generatormanagement ermöglicht die Rückgewinnung von Bremsenergie.

Mild Hybrid (MHEV): Neben einem Start-Stopp-System und einer Bremsenergie-Rekuperation verfügt ein *Mild* Hybrid auch über eine *Boost*-Funktion und über die Möglichkeit der Lastpunktverschiebung. Das wird durch einen entsprechenden Elektromotor und durch den Einsatz von Hochspannungsbatterien möglich.

Full Hybrid: Bei *Full* Hybriden ist ein rein elektrischer, ein rein konventioneller und ein kombinierter Antrieb möglich. Weitere Modifikationen im Antriebsstrang sind notwendig: z.B. weitere Kuppelung(en), weitere(r) E-Motor(en), eine Hochspannungsbatterie mit großem Energieinhalt und hoher Maximalleistung.

Plug-In-Hybrid (PHEV): Ein *Plug-In-Hybrid* hat die grundsätzliche Funktionalität eines Full Hybrid mit der Ausnahme, dass ein solches Fahrzeug über das Stromnetz geladen werden kann.

Elektrofahrzeug mit *Range Extender*: Der Aufbau ist grundsätzlich wie bei einem Elektrofahrzeug, jedoch ist ein so genannter *Range Extender* mitverbaut. Ein *Range Extender* ist zumeist ein konventioneller Verbrennungsmotor, der die Batterie, wenn nötig, während der Fahrt aufladen kann. Teilweise wird er zu den Elektrofahrzeugen und teilweise zu den Hybridfahrzeugen gezählt. (Bekanntes Beispiel: BMW i3)

7.2.2 Einteilung in Abhängigkeit der Anordnung der Komponenten

Serieller Hybrid: Beim Seriellen Hybrid besteht keine mechanische Verbindung zwischen Verbrennungskraftmaschine (VKM) und Antrieb. Die VKM ist mit dem Elektromotor in Serie geschaltet und der Antrieb erfolgt rein elektrisch. Der Verbrennungsmotor erzeugt über den Generator Energie, die entweder in der Batterie gespeichert oder sofort von der Elektromaschine in mechanische Energie umgesetzt wird.

Paralleler Hybrid: Die beiden Motoren, VKM und Elektromotor, sind parallel angeordnet, d.h. der Antrieb kann elektrisch oder/und konventionell erfolgen. Hierbei gibt es unterschiedliche Anordnungsmöglichkeiten, die zu einer Drehzahl-, einer Drehmoment- oder einer Zugkraftaddition führen können.

Leistungsverzweigter Hybrid: Hierbei handelt es sich um eine Mischform aus Seriellem und Parallelem Hybrid.

7.3 Komponenten

Um diese neuen Funktionen und Betriebsmodi nutzen zu können, müssen weitere Komponenten im Antriebsstrang eines Fahrzeugs integriert werden. Die wichtigsten Bestandteile, Elektromaschine, Energiespeicher, Leistungselektronik und Kühlung, sollen im Anschluss kurz beschrieben werden.

7.3.1 Elektromaschinen

Elektromaschinen wandeln entweder mechanische Energie in elektrische Energie (Generatorbetrieb) oder elektrische Energie in mechanische Energie um (Motor). Man kann verschiedene Ausführungsformen unterscheiden (siehe Abbildung 7.1).

7.3.2 Energiespeicher

Die möglichen Einsatzbereiche der Energiespeicher werden durch deren Eigenschaften definiert:

spezifische Energie [Wh/kg]... ist die Energiespeicherfähigkeit bezogen auf das Gewicht (entscheidender Faktor für Reichweite)

Energiedichte [Wh/l]... ist die Energiespeicherfähigkeit bezogen auf das Volumen (entscheidender Faktor für Reichweite)

Elektromaschinen						
Gleichstrommaschinen		Wechselstrommaschinen				
permanent erregt	fremd erregt	Asynchronmaschine	Synchronmaschine			
			permanent erregt	fremd erregt	Sonderbauform	
					Reluktanzmaschine	Transversalflussmaschine

Abbildung 7.1: Einteilung der Elektromaschinen

Spezifische Leistung [W/kg] ... ist ein wichtiger Faktor für dynamische Vorgänge, wie beispielsweise die Start-Stopp-Funktion und die Rekuperation.

Leistungsdichte [W/l] ... ist die Leistung bezogen auf das Volumen. Bei Hybriden insbesondere wichtig, da das Raumangebot eher knapp ist.

Lebensdauer Man kann zwei Formen unterscheiden. Zum einen die Kalendarische Lebensdauer. Hierunter versteht man die Alterung der Batterie abseits des elektrischen Betriebs (stark temperaturabhängige und stetige Zersetzung von Elektrolytkomponenten). Und zum anderen die Zyklenlebensdauer (Abnutzung der Batterie beim Entladen und Laden). Die Lebensdauer einer Batterie im automobilen Bereich soll der Lebensdauer des Fahrzeugs entsprechen, d.h. sie soll mehr als 10 Jahre betragen.

Kapazität [Ah] bzw. [C] ... ist die Ladung die vom Batteriesystem aufgenommen werden kann.

Energiedurchsatz [Wh] ... definiert die Lebensdaueranforderung an die Batterie. Sie entspricht der Kapazität, die der Batterie entnommen werden kann.

Ladezustand [%] SOC (State of Charge) ... Ladezustand der Batterie.

Entladetiefe [%] DOD (Depth of Discharge) ... Entladegrad der Batterie.

Innenwiderstand [Ω] ... ist ein wichtiger Faktor für die Verlustwärme der Batterie.

$$R_i = \frac{U_R - U_K}{I_K} \quad (7.1)$$

R_i ... Innenwiderstand

U_R ... Ruhespannung

U_K ... Klemmenspannung

I_K ... Klemmenstrom

Speicherwirkungsgrad

$$\eta_{\text{Speicher}} = \frac{\text{entnehmbare Energie}}{\text{geladene Energie}} \quad (7.2)$$

Spannung: Hier unterscheidet man die Nennspannung, die Klemmenspannung, die Ruhespannung, die Leerlaufspannung, die Ladeschlussspannung und die Entladeschlussspannung.

Mögliche Energiespeicher im hybriden Bereich sind:

- Lithium-Ionen-Batterie
- Blei-Säure-Batterie
- Nickel-Metallhydrid-Batterie
- Natrium-Nickelchlorid-Batterie
- Supercaps

Wobei sich die Lithium-Ionen-Batterie als bevorzugter Energiespeicher herausgestellt hat. Sie wird schon seit einiger Zeit bei mobilen Telefonen und bei Laptops eingesetzt und mittlerweile auch bei Hybriden und Elektrofahrzeugen.

Die Elementarreaktion der Lithium-Ionen-Batterie lautet:



Die typischen Merkmale der Lithium-Ionen-Batterie sind:

- + hohe spezifische Lade- und Entladeleistung
- + hohe Leistungsdichte
- + hoher Energiedurchsatz
- + hohe Zellspannung
- + gutes Langzeitverhalten (beim Einsatz im Fahrzeug: Lebensdauer von mehr als 10 Jahren realistisch)
- + nahezu perfekter Ladungswirkungsgrad
- sensibel bei Überladung, Tiefenentladung und Kurzschluss (Batteriemanagementsystem notwendig)
- effizientes Kühlsystem notwendig

7.3.3 Leistungselektronik

Die Leistungselektronik ist dafür verantwortlich, dass die vom Elektromotor geforderte Leistung zur Verfügung gestellt wird. Da Batterien als Energiespeicher verwendet werden, liegt die Information über den Lade- bzw. Entladezustand als Gleichspannung vor. Meist werden aber Drehstrommotoren als Elektromotor eingesetzt, daher sind einige Strom- bzw. Spannungsübersetzungsvorgänge notwendig:

- AC-DC-Konverter wandeln Wechselstrom in Gleichstrom.
- DC-DC-Konverter können die Höhe der Spannung verändern.
- DC-AC-Konverter wandeln Gleichstrom in Wechselstrom mit bestimmter Frequenz und Amplitude.

- AC-AC Konverter wandeln Wechselstrom in Wechselstrom mit veränderter Frequenz und Amplitude.

Bei der Anwendung in Hybridfahrzeugen müssen die Umrichter bidirektional sein, da die Energiespeicher nicht nur entladen, sondern auch wieder auf demselben Weg geladen, werden.

7.3.4 Kühlsysteme, Klimatisierung, Heizung

Durch die hohen Wirkungsgrade entlang eines elektrifizierten Antriebsstrangs fällt weniger Wärme durch Verluste an. Durch die mangelnde Wärme ergeben sich neue Herausforderungen, die nicht nur den Komfort für den Kunden betreffen, sondern auch den Betrieb des Fahrzeugs. Die Erwärmung der einzelnen Komponenten verzögert sich und somit wird die optimale Betriebstemperatur mancher Bauteile später erreicht.

Bedeutende Komponenten für die Auslegung der Klimatisierung sind der Fahrgastinnenraum, die Elektromotoren bzw. -generatoren und die Energiespeicher.

Speziell die Kühlung der Energiespeicher hat eine große Bedeutung. Hierbei unterscheidet man drei Arten der Batteriekühlung:

Luftkühlung: Luft aus der Kabine wird angesaugt und verwendet um die Batterie zu kühlen, da die Wohlfühltemperatur des Menschen mit der optimalen Temperatur der Batterien übereinstimmt. Das Prinzip ist einfach, aber es kommen auch Nachteile damit einher (Gewicht des Gebläses, Größe der Luftkanäle, Geräusche durch das Gebläse).

Kühlmittelkühlung: Hier gibt es unterschiedliche Varianten. Die Methode der Kühlmittelkühlung ist am flexibelsten. Beispielsweise kann man die Kühlung mittels eines Sekundärkühlkreislaufs realisieren und somit nicht nur die Wärme der Batterie abführen, sondern auch falls notwendig (bei sehr niedrigen Umgebungstemperaturen) der Batterie Wärme zuführen.

Kältemittelkühlung: Die Kältemittelkühlung ist die kompakteste Methode. Sie besteht aus einer Kühlplatte mit Verdampfer, die in der Batterie selbst integriert ist.

8 Energieflüsse im Fahrzeug

Durch die Verbrennung von Kraftstoff gilt im Motor folgende Energiebilanz:

$$m_K \cdot h_K(T_K) + m_L \cdot h_L(T_L) + m_K \cdot H_U = m_{Abg} \cdot h_{Abg}(T_{Abg}) + Q_{ab} + W_{tech} \quad (8.1)$$

m_i ... Kraftstoff-, Luft- bzw. Abgasmasse

$$m_K + m_L = m_{Abg}$$

h_i ... spezifische Enthalpien von Kraftstoff, Luft bzw. Abgas

H_U ... Heizwert

Q_{ab} ... abzuführende Wärme (durch Verbrennung und Reibung im Motor entstanden)

W_{tech} ... technische Arbeit (effektive Arbeit, tatsächlich nutzbare Arbeit)

8.1 Enthalpie [18]

Die spezifische Enthalpie ist definiert als:

$$h = u + pv \quad (8.2)$$

u ... spezifische innere Energie

p ... Druck

v ... spezifisches Volumen

Eine Enthalpiedifferenz lässt sich folgendermaßen berechnen (unter der Voraussetzung eines isobaren Prozesses):

$$h(T_2, p) - h(T_1, p) = \int_{T_1}^{T_2} c_p(T, p) dT \quad (8.3)$$

8.2 Wärme [18],[19]

Wärme ist eine Form von Energie, die genau dann zwischen zwei Systemen (bzw. einem System und seiner Umgebung) übertragen wird, wenn sich diese auf unterschiedlichen Temperaturniveaus befinden. Ein Fluss von Wärme findet immer nur von einem System höherer Temperatur zu einem System niedrigerer Temperatur statt.

Wärmeleitung: Erfolgt eine Wärmeübertragung zwischen zwei Körpern, die sich in Kontakt befinden, ohne Austausch von Masse, spricht man von Wärmeleitung. Das Fouriersche Wärmelei-

tungsgesetz lautet (für den eindimensionalen Fall):

$$\dot{Q} = -\lambda \cdot A \cdot \frac{dT}{dx} \quad (8.4)$$

λ ... Wärmeleitfähigkeit [W/(mK)]

A ... Fläche über die Wärme übertragen wird

$\frac{dT}{dx}$... Temperaturgradient

Konvektion: Die Konvektion ist immer an die Bewegung von Masse gebunden. Bei der Strömung eines Fluids durch ein Rohr kommt es zur Konvektion wenn Wärme des Fluids auf die Innenseite der Rohrwand übertragen wird. Man spricht auch von einem Wärmestrom (nach Newton):

$$\dot{Q} = \alpha \cdot A \cdot (T_2 - T_1) \quad (8.5)$$

α ... Wärmeübergangskoeffizient [W/(m²K)]

A ... Kontaktfläche über die Wärme übertragen wird

T_2 ... Temperatur System 2

T_1 ... Temperatur System 1

zwischen den beiden Temperaturen gilt der Zusammenhang:

$$T_2 > T_1$$

Wärmestrahlung: Hierbei wird Wärme ohne Massenkontakt nur über Strahlung (d.h. elektromagnetische Wellen) übertragen. Der abgestrahlte Wärmestrom nach Stefan-Boltzmann lautet:

$$\dot{Q} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A \cdot T^4 \quad (8.6)$$

ε ... Emissionsgrad (1 für idealen schwarzen Strahler bzw. 0 für perfekte Spiegel)

$\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8}$... Stefan-Boltzmann-Konstante[W/(m²K⁴)]

A ... Oberfläche des abstrahlenden Körpers

T ... Temperatur des abstrahlenden Körpers

8.3 Energiebilanz

8.3.1 Motor

Durch die Verbrennung des Kraftstoffs wird die darin chemisch gebundene Energie frei. Nur ein Bruchteil kann in kinetische Energie ($\hat{=P}_e$) umgewandelt werden. Der Großteil geht als Enthalpie in das Kühlmittel, das Motoröl oder ins Abgas. Eine bestimmte Restwärme geht über die Oberfläche des Motors an die Umwelt.

$$\dot{m}_K \cdot H_U = P_e + \dot{Q}_{Rest} + \Delta \dot{H}_{KM} + \Delta \dot{H}_{Abg} + \Delta \dot{H}_{Oel} \quad (8.7)$$

\dot{m}_K ... Kraftstoffmassenstrom

$\Delta \dot{H}_{KM}$... Enthalpiedifferenz im Kühlmittel

H_U ... Heizwert

$\Delta \dot{H}_{Abg}$... Enthalpiedifferenz im Abgas

P_e ... effektive Motorleistung

$\Delta \dot{H}_{Oel}$... Enthalpiedifferenz im Öl

\dot{Q}_{Rest} ... Restwärme

Die mechanischen Verluste des Motors können als Reibmitteldruck bzw. als Reibleistung angegeben werden:

$$p_{mr} = p_{mi} - p_{me} \quad P_r = P_i - P_e \quad (8.8)$$

Die Reibung des Motors ist in erster Linie abhängig von der Motordrehzahl, in weiterer Folge von der Temperatur des Motoröls und von der Motorlast (=Motormoment). In den mechanischen Verlusten des Motors sind Verluste durch Nebenaggregate sowie Verluste durch Reibung enthalten.

Verluste Nebenaggregate ^[20] Einige Komponenten sind über einen Riemen bzw. ein Stirnrad mit dem Motor an der Kurbelwelle verbunden. Sie sind somit Bestandteil des mechanischen Wirkungsgrades des Motors. Im Folgenden sind Beispiele solcher Komponenten aufgelistet:

- Ölpumpe
- Kraftstoffpumpe
- Unterdruckpumpe
- zusätzliche Aggregate für Komfort und Fahrsicherheit (z.B. Klimakompressor)
- Kühlmittelpumpe
- Generatoren
- mechanische Lader
- Kühlgebläse/Lüfter

8.3.2 Anfahrlement, Kupplung ^[11]

Bei eingekuppeltem Zustand sollte ein perfekter Kraftschluss hergestellt sein. D.h. die vom Motor über die Kurbelwelle abgegebene Leistung sollte am Getriebeeingang anliegen. Beim Ein- und Auskuppeln kommt es jedoch zum Schlupf. Man spricht auch von einer rutschenden Kupplung. Dementsprechend hat man bei bestimmten Vorgängen, wie beispielsweise beim Wechseln des Ganges, an der Kupplung Verluste.

Den Schlupf S definiert man folgendermaßen:

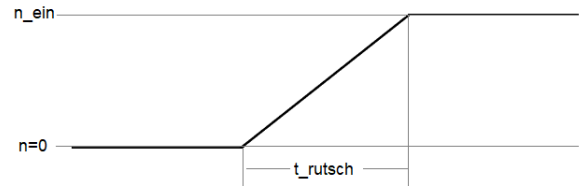
$$S = \frac{n_{ein} - n_{aus}}{n_{ein}} \quad (8.9)$$

n_{ein} ... Eingangsdrehzahl

n_{aus} ... Ausgangsdrehzahl

Der Wirkungsgrad η_C ergibt sich zu:

$$\eta_C = \frac{P_{aus}}{P_{ein}} = \frac{2\pi \cdot M_{aus} \cdot n_{aus}}{2\pi \cdot M_{ein} \cdot n_{ein}} \quad (8.10)$$



Es folgt mit der Annahme:

$$M_{aus} = M_{ein} \Rightarrow \eta_K = \frac{n_{aus}}{n_{ein}} \quad (8.11)$$

Abbildung 8.1: rutschende Kupplung beim Einkuppeln - schematisch

In Abbildung 8.1 ist der Einkuppelungsvorgang schematisch dargestellt. Die Kupplung passt die unterschiedlichen Drehzahlen nicht rasant an, sondern über eine gewisse Zeit (t_{rutsch}) herrscht Schlupf. Das eine Drehzahlniveau wird langsam an das andere angepasst.

8.3.3 Getriebe

Am Getriebeeingang liegt die effektive Leistung des Motors an. Die abgegebene Leistung ergibt sich zu:

$$P_{Ge,aus} = \eta_{Ge}(T, M, n, Z) \cdot P_e \quad Z \dots \text{Anzahl Gänge} \quad (8.12)$$

Der Wirkungsgrad des Getriebes ist unter anderem abhängig von der Drehzahl, vom Gang, von der Last und von der Getriebeöltemperatur. In Tabelle 8.1 sind ungefähre Richtwerte für die Wirkungsgrade unterschiedlicher Getriebearten bei Betriebstemperatur aufgelistet.

Getriebeart		η [%]
Zahnradpaar	Stirnrad	99,0-99,8
	Kegelrad	90-93
AT, DCT		90-95
mechanisches CVT		87-93
hydrostatisches CVT		80-86

Tabelle 8.1: Aufteilung des Wirkungsgrades^[11]

Die Verluste im Getriebe kann man in folgende Anteile gliedern:

- lastabhängige und lastunabhängige Verzahnungsverluste
- lastabhängige und lastunabhängige Lagerverluste
- Dichtungsverluste
- sonstige Verluste (z.B. Wandler, Pumpe)

In den Abbildungen 8.2-8.4 kann man Folgendes erkennen:

- Je höher die Temperatur, desto besser der Wirkungsgrad. Dieser Effekt rührt daher, dass die Viskosität von Ölen mit steigender Temperatur abnimmt. Für beispielsweise ein SAE 10W-40-Öl gilt^[21]:

T [°C]	μ [Pa·s]
-25	7
150	$2,9 \cdot 10^{-3}$

- Zu höheren Drehzahlen hin fällt der Wirkungsgrad.
- Bei niedrigem Drehmoment fällt der Wirkungsgrad rasant.
- Der Wirkungsgrad ist von Gang zu Gang unterschiedlich.

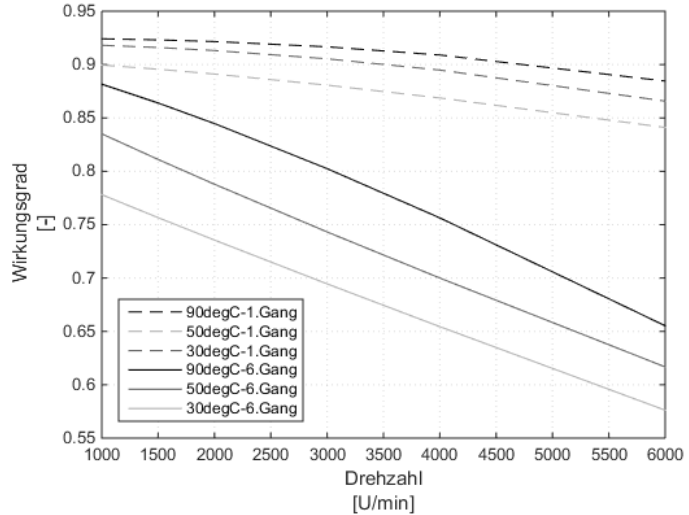


Abbildung 8.2: Getriebewirkungsgrad: Vergleich des 1. und 6. Ganges bei unterschiedlichen Temperaturen und 40 Nm

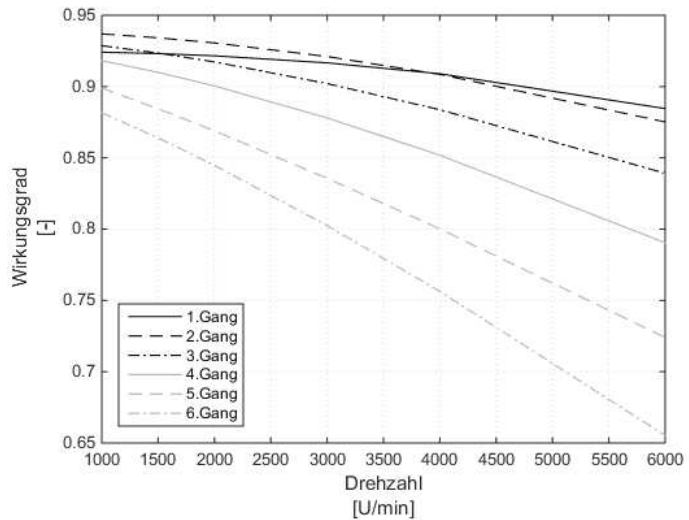


Abbildung 8.3: Getriebewirkungsgrad: Vergleich der Gänge 1 bis 6 bei 90 °C und 40 Nm

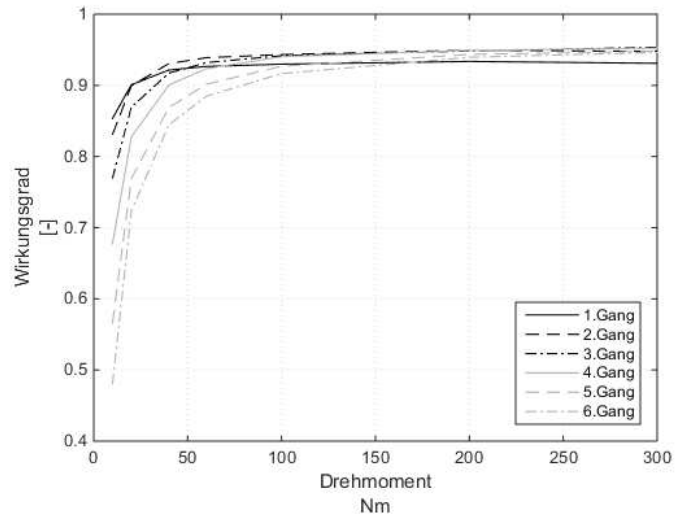


Abbildung 8.4: Getriebewirkungsgrad: Vergleich der Gänge 1 bis 6 bei 90 °C und 2000 U/min

8.3.4 Räder

Radschlupf

Nicht nur an der Kupplung kann es zum Schlupf kommen, auch zwischen den Rädern und der Fahrbahn kommt es durch den Schlupf zu Verlusten. Hierbei unterscheidet man zwei Arten:

Treiberschlupf: Rad wird beschleunigt.

Bremsschlupf: Rad wird gebremst.

$$v_{\text{Fzg}} - v_{\text{Rad}} < 0$$

$$v_{\text{Fzg}} - v_{\text{Rad}} > 0$$

(8.13)

Restbremsmoment ^[22]

Beim Einsatz von Scheibenbremsen (heutiger Standard bei Bremsen) wirkt selbst bei gelöster Bremse ein Moment auf die Räder. Dieses Moment nennt man Restbremsmoment.

$$F_{RBM} = \frac{M_{RBM}}{r_{dyn}}$$

M_{RBM} ... Restbremsmoment

(8.14)

r_{dyn} ... dynamischer Reifenradius

8.4 Verluste bei Hybriden

Bei hybriden Fahrzeugen kommt es hauptsächlich bei den beiden Komponenten, Elektromotor und Batterie, zu nennenswerten Verlusten. Im Folgenden soll kurz aufgelistet werden, wodurch diese verursacht werden.

Verluste des Elektromotors:

- Kupferverluste durch Erwärmung der Leiter durch Stromfluss
- Eisenverluste durch Ummagnetisierung
- Reibungsverluste

Verluste der Batterie:

- Stromverluste am Innenwiderstand durch Erwärmung
- Selbstentladung (steigt mit Temperatur)
- Ladungsverluste durch Gasentwicklung

9 Thermomanagement-Maßnahmen

Ein Verbrennungsmotor setzt nur ungefähr ein Drittel der zugeführten Energie in die Fortbewegung um. Die restlichen zwei Drittel fallen in Form von Wärme als Verlust an. Um die Effizienz eines Fahrzeugs zu steigern, wurden vor allem innerhalb der letzten zwei Jahrzehnte vermehrt Bestrebungen in Richtung Wärme- bzw. Thermomanagement gerichtet.

In Tabelle 9.1 ist eine Auswahl an Optionen aufgelistet. Im Anschluss werden drei Beispiele kurz erläutert: Der Thermoelektrische Generator als Beispiel für die Nutzung in Form von elektrischer Energie, der *Organic-Rankine-Cycle* als Beispiel für mechanische Energie und das Getriebeölheizen als Beispiel für sowohl thermische als auch elektrische Energie.

Verlustwärme ist nutzbar in Form von:

thermischer Energie	mechanischer Energie	elektrischer Energie
Speicherung	Gasturbine	Thermoelektrischer Generator
Übertragung	Stirling	
	Dampfprozess	

Tabelle 9.1: Auswahl an Möglichkeiten die Verlustwärme zu nutzen

9.1 Thermoelektrischer Generator [23],[24]

Das Grundprinzip des TEG (Thermoelektrische Generator) wird schon seit Jahrzehnten in der Raumfahrt angewendet. Hier wird aus der beim radioaktiven Zerfall entstehenden Wärme elektrischer Strom erzeugt. Erst in den letzten Jahren hat man vermehrt Forschung betrieben hinsichtlich eines Einsatzes dieser Technologie im Automobilbereich.

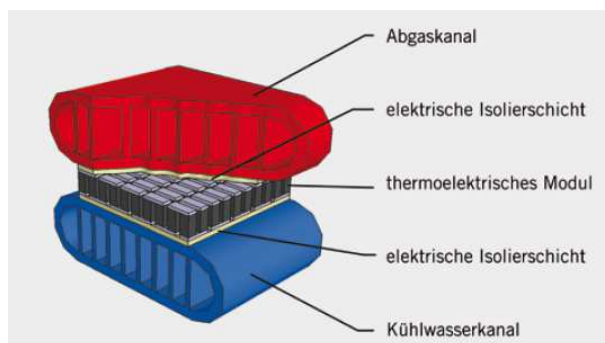


Abbildung 9.1: Thermoelektrisches Modul^[23]

Die Gewinnung von elektrischer Energie aus thermischer Energie basiert auf zwei Effekten:

Seebeck-Effekt: Zwischen zwei Leitern entsteht eine Spannung, wenn ein Temperaturunterschied herrscht.

Peltier-Effekt: Der Peltier Effekt ist die Umkehrung. Fließt ein elektrischer Strom zwischen zwei Leitern so entsteht Wärme.

Die Herstellung der Thermoelektrischen Generator-Module stellte sich lange Jahre als großes Problem dar, aber die Innovationen im Bereich der Halbleitertechnologie änderten die Situation.

Bereits bei kleinen Temperaturdifferenzen lässt sich Strom erzeugen, jedoch hängt der Wirkungsgrad von der Temperaturdifferenz und vom Wärmestrom ab.¹ Der Einsatzbereich im Fahrzeug mit dem größten Potential ist die Abgasanlage. Hier ergeben sich zusätzliche Anforderungen an die Bauteile (thermische Belastung, korrosive Einflüsse durch Abgas und Salzlösungen, Erschütterungen, Vibrationen, ...). Als Material wird Bi_2Te_3 verwendet. Damit erreicht man einen Wirkungsgrad von 5% und es ist in einem Temperaturbereich von 0 bis 250 °C einsetzbar. Durch Änderungen am Material ist ein Einsatz in einem größeren Temperaturbereich möglich und dadurch auch ein höherer Wirkungsgrad erzielbar.

9.2 Organic-Rankine-Cycle

Der ORC (Organic-Rankine-Cycle) ist eine Sonderform des Clausius-Rankine-Kreisprozesses (siehe Abbildung 9.2). Während beim Clausius-Rankine-Prozess Wasser als Arbeitsmedium verwendet wird, kommen beim ORC Medien zum Einsatz, die eine niedrigere Verdampfungsenthalpie besitzen (meist Ethanol). Somit kann dieser Kreisprozess bereits bei niedrigeren Temperaturniveaus eingesetzt werden. Durch diese Technologie könnte beispielsweise ein Teil der ansonsten verlorenen Abgaswärme genutzt werden.

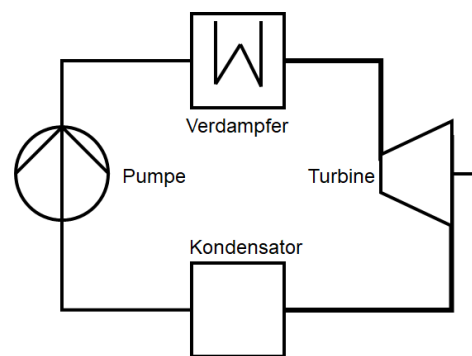


Abbildung 9.2: Clausius-Rankine-Kreisprozess - schematisch

Speziell am Einsatz dieser Technologie in Nutzfahrzeugen wird geforscht. Da ein LKW mehr Platz zum Einbau bietet und das etwas mehr an Masse nicht so stark ins Gewicht fällt, hat der ORC großes Potential Energie einzusparen. Ein Einsatz im PKW darf trotzdem nicht ausgeschlossen werden, denn die benötigten Komponenten werden stets weiterentwickelt. Sie werden kleiner, leichter und gleichzeitig wird ihr Wirkungsgrad gesteigert.

Der ORC kommt nicht nur für die Nutzung der Abgaswärme in Frage, sein Einsatz ist weit vielseitiger: es wurde gezeigt, dass man mithilfe des ORC elektrische Lüfter antreiben kann, um an heißen Sommertagen geparkte Autos klimatisieren zu können. Solarkollektoren am Autodach sorgen für das benötigte Temperaturniveau.^[25]

9.3 Getriebeölheizen

Wie bereits in Abschnitt 8.3.3 erläutert, ist der Wirkungsgrad eines Getriebes aufgrund der thermischen Eigenschaften des verwendeten Öls temperaturabhängig. Daher bietet es sich an, Teile der Verlustwärme zur schnelleren Aufwärmung des Getriebeöls zu verwenden. Teilweise verfügen Getriebe bereits über einen Wärmeaustausch mit dem Kühlmittel. Dadurch kann erreicht werden, dass sich das Öl schneller erwärmt, aber auch, dass es nicht zu heiß wird. Um das Aufwärmen noch weiter zu beschleunigen, werden Abgas/Getriebeöl-Wärmetauscher^{[26],[27]} in Betracht gezogen.

¹Hier gilt: Viel hilft viel

Ein anderer Ansatz um das Getriebe schneller auf Betriebstemperatur zu bringen, ist das elektrische Heizen vom Getriebeöl. Davon verspricht man sich speziell bei Hybridfahrzeugen Potential.^[28]

9.4 Einschränkungen

Da Energie oft nicht genau in dem Moment anfällt, in dem man sie möglicherweise andernorts gebrauchen kann, muss man bei vermeintlichen Potentialen deren Speichermöglichkeit mit betrachten.

Mögliche Energiespeicher sind:

- elektrisch
 - elektrochemisch
 - * Li-Ion
 - * Blei-Säure Akkumulatoren
 - * ...
 - induktiv
 - * Supraleiter
 - elektrostatisch
 - * Supercaps
- chemisch
 - Diesel
 - Benzin
 - ...
- pneumatisch
 - Druckspeicher
- hydraulisch
 - Druckspeicher
- thermisch
 - Latentwärmespeicher
- mechanisch
 - kinetisch
 - * Schwungrad
 - statisch-potentiell
 - * Federspeicher

Teil II

Das Simulationsmodell

10 Einleitung

Die Simulation hat sich in den letzten Jahren als beliebtes Tool zur Untersuchung von neuen Entwicklungen herausgestellt. Man kann komplexe Sachverhalte untersuchen, die so einfach nicht an einem Prüfstand nachstellbar wären. Die Simulation ermöglicht es, neue Ideen zu untersuchen. Auf Basis dieser Ergebnisse kann entschieden werden, ob eine Weiterentwicklung dieser Ideen sinnvoll ist oder nicht.

Speziell die thermische Simulation bietet viele Vorteile gegenüber realen Tests und Versuchen. Die Temperatur der einzelnen Komponenten kann exakt vorgegeben und beliebig gewählt werden. Man muss auf die Rahmenbedingungen und Gegebenheiten eines Prüfstandes keine Rücksicht mehr nehmen. Ebenso sind Kapazitätsengpässe kein Faktor.

Das Modell kann so detailliert und genau sein, wie es der Anwender benötigt und wünscht.

Im Zuge dieser Arbeit soll ein Gesamtfahrzeugmodell mit einer Reihe an Anforderungen entstehen.

Das Modell soll:

- nicht nur auf ein spezielles Fahrzeug anwendbar sein. Nach kleinen Adaptionen soll die Simulation von unterschiedlichen Fahrzeugmodellen mit ihren verschiedenen Motor-Getriebe-Varianten möglich sein.
- mit so wenigen Daten wie möglich aussagekräftige Ergebnisse liefern können. Es ist mit viel zeitlichem Aufwand verbunden Detaildaten der verschiedenen Fahrzeugmodelle von den jeweiligen Fachabteilungen abzufragen. Erschwerend kommt hinzu, dass es pro Fahrzeugmodell mehrere Motor-Getriebe-Varianten gibt. In diesem Simulationsmodell wird daher versucht mit groben Daten und Kennfeldern auszukommen, die leicht zu beschaffen sind.
- leicht abänderbar sein. Um unterschiedliche CO₂-Sparmaßnahmen am Modell zu testen, ist es notwendig, das eine oder andere Teilsystem zu verfeinern oder auszutauschen.
- auf Zulassungszyklen angewendet werden. Diese Rahmenbedingung ermöglicht es, viele Faktoren, die bei realen Straßenfahrten einen bedeutenden Einfluss hätten, zu vernachlässigen.
- schnell Aussagen treffen können. Sehr viele Simulationsmodelle gehen so sehr ins Detail, dass die benötigte Rechendauer einem Vielfachen der abgebildeten Zeit entspricht.
- spezielles Augenmerk auf das thermische Verhalten des Fahrzeugs legen. Insbesondere soll das Aufwärmverhalten im Rahmen der Zulassungszyklen abgebildet werden können.

In den nächsten Kapiteln wird das entstandene Simulationsmodell näher beschrieben und erklärt.

11 Grundlagen der Simulation

11.1 Simulationsprogramm

Das Simulationsmodell wurde zur Gänze in MATLAB¹/Simulink erstellt.

Simulink

Simulink ist Teil von MATLAB und dient zur Simulation dynamischer Systeme. Es ist sowohl auf diskrete, wie kontinuierliche Systeme als auch auf Mischformen anwendbar. Die Handhabung ist sehr anschaulich, da man sich das Programmieren von Differentialgleichungen in Textform erspart und stattdessen auf Funktions-Block-Bibliotheken zurückgreifen kann.

Simulink bietet viele Vorteile:

- Auf www.mathworks.com findet sich eine online Bibliothek mit einer Vielzahl an online-Tutorials und realen Anwendungsbeispielen.
- MATLAB bietet verbilligt Lizenzen für Studenten an. Deshalb wird es häufig im Rahmen von Lehrveranstaltungen an Universitäten unterrichtet. Viele Studenten haben bereits vor Eintritt in die Arbeitswelt Erfahrungen mit MATLAB sammeln können.
- Simulink ist nachvollziehbar und leicht verständlich, da man den Signalfluss nachverfolgen kann. Die Gliederung in einzelne Subsysteme macht das Ganze auch noch übersichtlich.
- MATLAB/Simulink bietet einfaches Datenhandling: Die Verbindung mit dem MATLAB Workspace ermöglicht das Einlesen, Ausgeben und Speichern von Daten. Die Nachbearbeitung kann individuell gestaltet werden. Angefangen von einer Auflistung der Ergebnisse in einem Excel-File, bis über fertige Plots, ist alles möglich. Es ist einfach, Messdaten einzulesen und mit Simulationsergebnissen zu vergleichen.
- Schnittstellen zu anderen Simulationsprogrammen sind möglich. Man kann beliebige Teilkomponenten des Simulinkmodells mit einem anderen Simulationsprogramm koppeln.
- Eine Gliederung in Subsysteme ermöglicht das einfache Austauschen kompletter Komponenten.
- Die Rechendauer ist über einen Solver und eine Step-Size bestimmbar.
- Man kann die einzelnen Komponenten zu einem späteren Zeitpunkt verfeinern, wenn man weiter ins Detail gehen will.

Für das Simulationsmodell wurde eine fixed-Step Size von einer Sekunde und als Solver das klassische Runge-Kutta Verfahren gewählt.

¹Version 2014b

Klassisches Runge-Kutta Verfahren ^[29] Das Klassische Runge-Kutta Verfahren ist eine beliebte Methode, um Gewöhnliche Differentialgleichungen zu lösen. In jedem Schritt wird die Funktion viermal ausgewertet:

$$s_1 = f(t_n, y_n)$$

$$s_2 = f\left(t_n + \frac{h}{2}, y_n + \frac{h}{2}s_1\right)$$

$$s_3 = f\left(t_n + \frac{h}{2}, y_n + \frac{h}{2}s_2\right)$$

$$s_4 = f(t_n + h, y_n + hs_3)$$

$$y_{n+1} = y_n + \frac{h}{6}(s_1 + 2s_2 + 2s_3 + s_4)$$

h ... Schrittweite

11.2 Referenzfahrzeug: Audi A5 mit B-Zyklus Motor

Das Modell wird auf Basis eines Audi A5 Sportback mit eingebautem 2-Liter-B-Zyklus Motor und 6-Gang-Handschaltgetriebe aufgebaut.

Die Besonderheiten des B-Zyklus Motors ^[30] Zwei gängige Maßnahmen um bei Motoren Kraftstoff einzusparen sind das Downsizing (Verringerung des Hubvolumens) und das Downspeeding (Verringerung der Motordrehzahl). Beim sogenannten B-Zyklus² kann man ohne Downsizing oder Downspeeding den Verbrauch reduzieren. Dabei handelt es sich um einen optimierten Miller-Zyklus. Maßnahmen:

- Verlängerung der Expansion bzw. Verkürzung der Kompression
- Steigerung der Verdichtung
- Vergrößerung des Hubvolumens

Folgen:

- + besserer indizierter Wirkungsgrad
- erhöhte Reibung (durch vergrößertes Hubvolumen)

Die Verbesserung des indizierten Wirkungsgrades kompensiert die erhöhte Reibung. Zusätzlich wird die Reibung durch den Einsatz von Leichtlaufölen (Viskositätsklasse 0W-20) verringert. Im Bereich sehr niedriger Lasten, ist der Einsatz eines B-Zyklus-Motors nachteilig (gute Eignung für hybride Konzepte). Als Kraftstoff wird Benzin verwendet.

²Audi-interne Bezeichnung nach dem Entwickler Budack

12 Das Modell

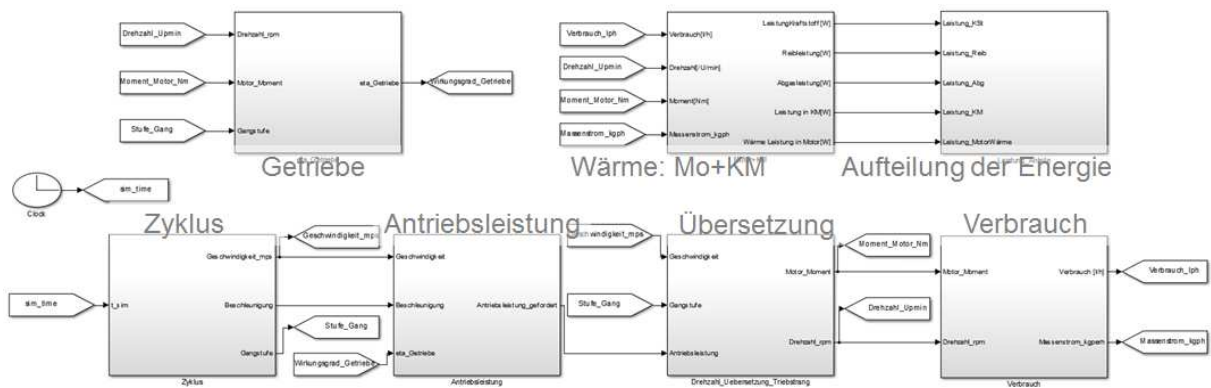


Abbildung 12.1: Modell: Überblick über das gesamte Simulationsmodell

Im Folgenden werden die Subsysteme des Modells (siehe Abbildung 12.1) aufgelistet und kurz beschrieben (die genaue Erklärung erfolgt in den nachstehenden Abschnitten):

Zyklus:

- Bestimmung der momentanen Geschwindigkeit und Beschleunigung.
- Bestimmung des aktuell eingelegten Ganges (siehe Abschnitt 12.1).

Antriebsleistung:

- Bestimmung der benötigten Antriebsleistung.
- Bestimmung der Fahrwiderstände (siehe Abschnitt 12.2).

Übersetzung:

- Bestimmung der Drehzahl (abhängig von der Gesamtübersetzung des Antriebsstrangs und der Geschwindigkeit).
- Bestimmung des Drehmoments (mit Antriebsleistung und Drehzahl, siehe Abschnitt 12.3).

Verbrauch: Bestimmung des aktuellen Verbrauchs (abhängig von der Drehzahl und dem Drehmoment, siehe Abschnitt 12.4).

Getriebe:

- Bestimmung des Wirkungsgrades.
- Bestimmung des Temperaturverlaufs des Getriebes (siehe Abschnitt 12.5).

Wärme: Mo+KM: Bestimmung des Temperaturverlaufs des Motors und des Kühlmittels (siehe Abschnitt 12.8).

Aufteilung der Energie: Bestimmung der Aufteilung der Energie bzw. der Leistung (abhängig von der verbrauchten Kraftstoffmenge, etc., siehe Abschnitt 12.9).

12.1 Zyklus

Im Subsystem *Zyklus* werden die momentane Geschwindigkeit, Beschleunigung und der aktuell eingelegte Gang bestimmt.

Der Geschwindigkeitsverlauf des jeweiligen Zyklus ist als Kennlinie mit der Zeit als Eingangssignal gegeben. Die momentane Beschleunigung wird folgendermaßen berechnet:

$$a = \frac{\Delta v}{\Delta t} \quad (12.1)$$

Die Bestimmung des aktuellen Ganges ist abhängig vom jeweiligen Zyklus und vom verwendeten Getriebe.

Im NEFZ gilt:

- Für Handschalter gibt es eine strikte Vorgabe zu welchem Zeitpunkt welcher Gang eingelegt sein muss. Diese Vorgabe ist unabhängig vom Fahrzeug. Es wird nur zwischen 5-Gang- und 6-Gang-Getrieben unterschieden.
- Bei Getrieben mit automatischer Gangwahl wird die Schalteempfehlung des Herstellers übernommen.

Der WLTP schreibt hingegen für Handschalter ein anderes Vorgehen vor. Die Gangwahl ist abhängig von den Fahrzeug-, Motor- und Getriebedaten (Fahrwiderstände, Nennleistung, Nenndrehzahl, Anzahl Gänge und Übersetzung, etc.).

Aktuell ist keine automatische Gangwahl im Modell implementiert. Derzeit wird auf Messungen zurückgegriffen und der aktuell eingelegte Gang als zeitabhängige Kennlinie ins Modell integriert.

12.2 Fahrwiderstände

In Abbildung 12.2 ist das Modell zur Berechnung der Fahrwiderstände zu sehen. Die benötigten Daten (Gewicht, Anströmfläche, etc.) werden als Konstante aus dem MATLAB-Workspace eingelesen. Die Geschwindigkeit bzw. Beschleunigung ergibt sich aus dem jeweiligen Zyklus. Die Kräfte die aufgewendet werden müssen werden mit den Gleichungen 6.2, 6.3, 6.4 und 6.5 bestimmt.

Um die benötigte Antriebsleistung zu berechnen wird die Fahrwiderstandskraft durch den Wirkungsgrad des Triebstrangs (Getriebewirkungsgrad siehe Abschnitt 12.5) dividiert und schließlich mit der momentanen Geschwindigkeit multipliziert:

$$P_{An} = \frac{F_{FaWi}}{\eta_A} \cdot v \quad (12.2)$$

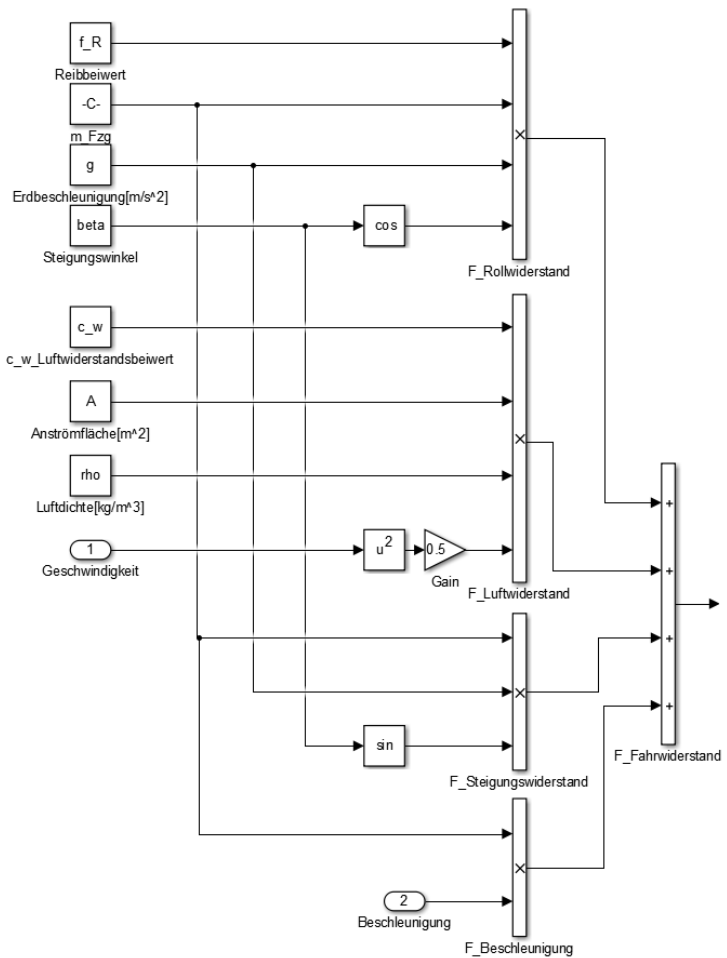


Abbildung 12.2: Modell: Fahrwiderstände

12.3 Gesamtübersetzung des Antriebsstrangs

Kennt man die momentane Geschwindigkeit, den dynamischen Reifenradius und den aktuell eingelegten Gang mit der daraus folgenden Gesamtübersetzung des Antriebsstrangs, kann man die Drehzahl berechnen:

$$n = \frac{v \cdot i_{ges}}{2\pi \cdot r_{dyn}} \quad (12.3)$$

Mit der Drehzahl und der Antriebsleistung kann man das Drehmoment berechnen:

$$M = \frac{P_{An}}{2\pi \cdot n} \quad (12.4)$$

12.4 Verbrauch

Der momentane Kraftstoffverbrauch wird in Abhängigkeit des Motormoments und der Motordrehzahl mit Hilfe eines Kennfelds (siehe Abbildung 12.3) ermittelt. Aus dem Kraftstoffverbrauch kann man die CO₂-Emissionen über einen konstanten Faktor (1 l Benzin/100 km = 22,8 g CO₂/km; 1 l Diesel/100 km = 26,3 g CO₂/km)^[31] bestimmen.

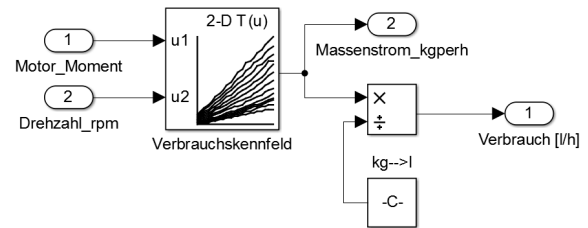


Abbildung 12.3: Modell: Verbrauchskennfeld

Im Simulationsmodell wird ein Kennfeld der effektiven Leistung bzw. des effektiven Mitteldrucks verwendet. Daher besteht keine Temperaturabhängigkeit. Ein Mehrverbrauch während des Aufwärmens wird nicht berücksichtigt. Über den Beitrag der Reibung kann man nur näherungsweise Aussagen treffen (siehe Abschnitt 12.6).

Des Weiteren ist ein Subsystem zur Berechnung der Einsparung durch eine Start-Stop-Automatik modelliert (siehe Abbildung 12.4). Bei Stillstandphasen wird der momentane Verbrauch mit Null verbucht.

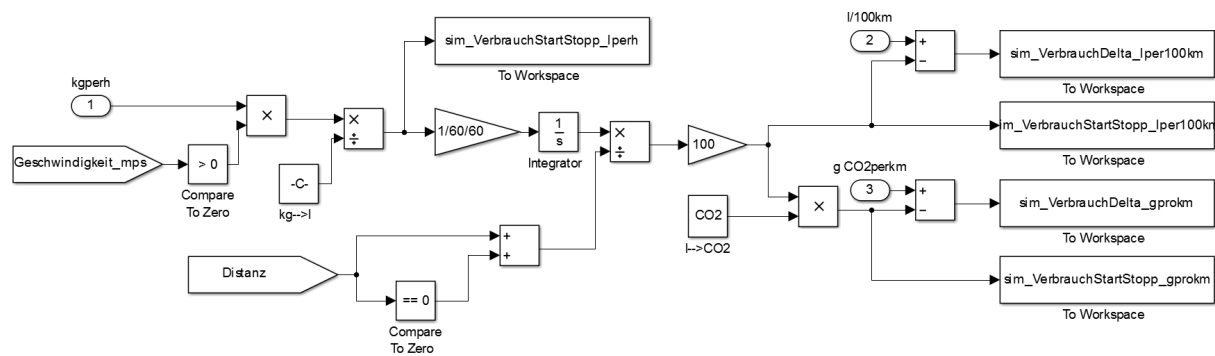


Abbildung 12.4: Modell: Start-Stop-Verbrauch

12.5 Getriebe

Der Wirkungsgrad des Getriebes wird über ein Kennfeld in Abhängigkeit der Drehzahl, des Drehmoments, des Ganges und der Temperatur bestimmt. Mit der Annahme, dass die Verlustleistung des Getriebes rein in Wärme umgewandelt wird, kann man das Aufwärmverhalten des Getriebes folgendermaßen beschreiben:

$$P_{V,Ge} = (1 - \eta_{Ge}) \cdot P_e$$

$$\int P_{V,Ge} dt = Q =$$

$$= c \cdot m \cdot (T_2 - T_1) \quad (12.5)$$

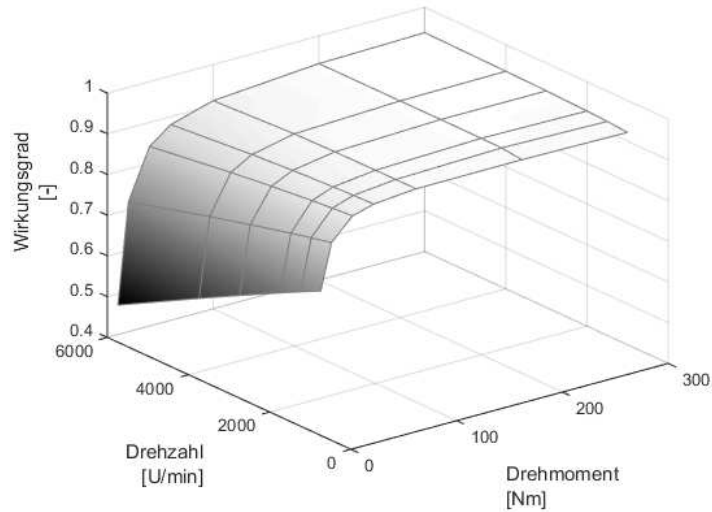


Abbildung 12.5: Getriebekennfeld (1. Gang und 30 °C)

Ist die Masse, die spezifische Wärmekapazität und T_1 , die Anfangstemperatur, des Getriebes bekannt, kann man den Temperaturverlauf bestimmen.

In Abbildung 12.6 ist das Subsystem des Getriebemodells gezeigt. Es zeigt das Kennfeld und seine vier Eingangsgrößen (Drehzahl, Motor-moment, Gangstufe und Temperatur). Der aktuelle Wirkungsgrad ist der Ausgangsparameter des Subsystems. Gleichzeitig ist der Wirkungsgrad Eingangsparameter für ein weiteres Subsystem (rote Box, *Temperatur_Getriebe*, siehe Abbildung 12.7). In diesem Subsystem wird der Temperaturanstieg des Getriebes ermittelt und dann als Eingangsgröße ins Kennfeld zurückgeführt (siehe rote Linie).

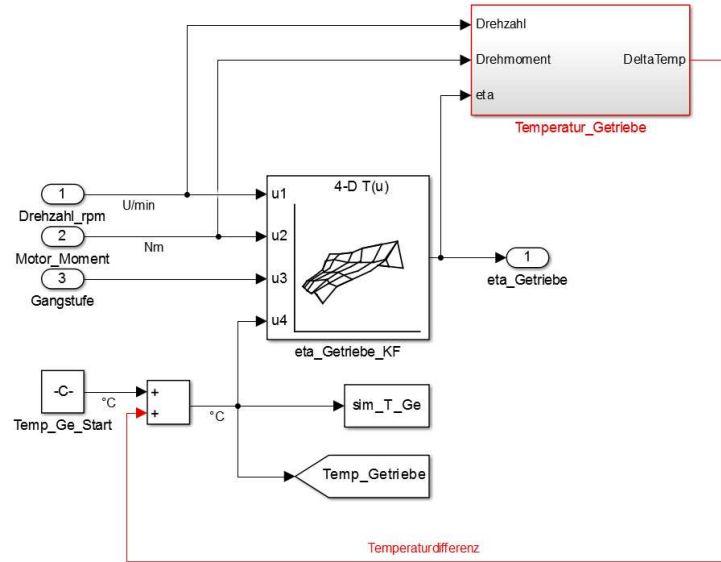


Abbildung 12.6: Modell: Getriebewirkungsgrad

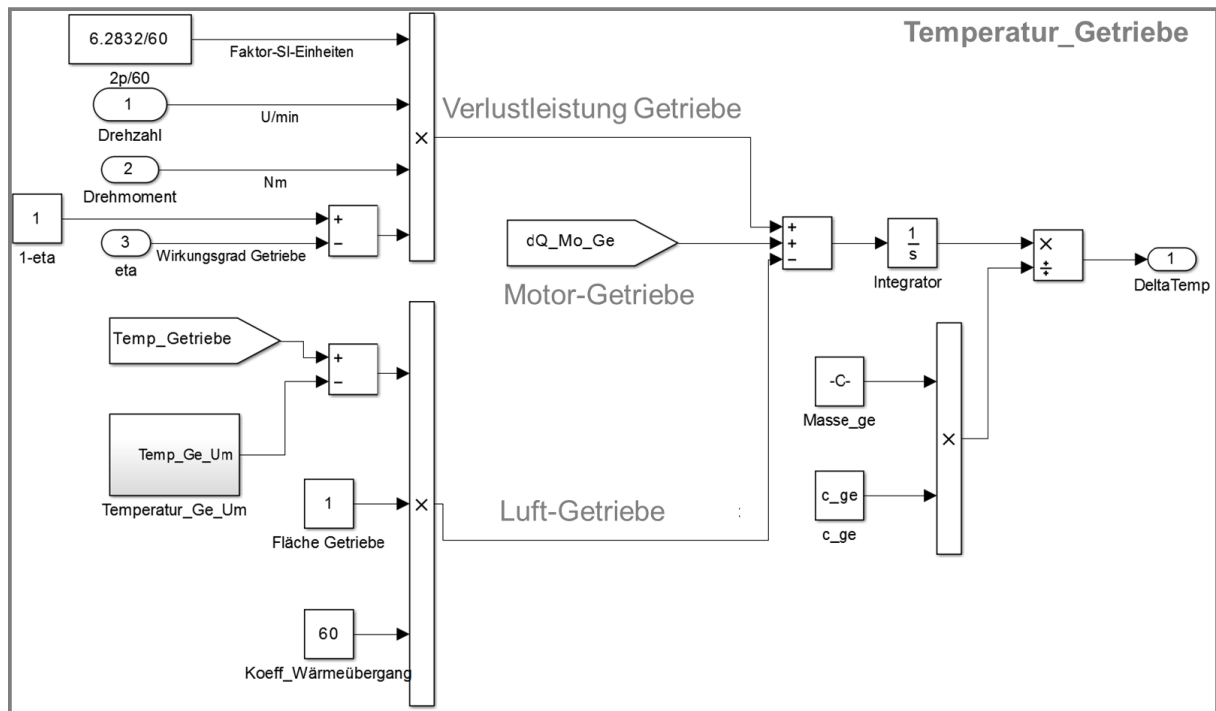


Abbildung 12.7: Modell: Getriebetemperatur

Das Modell zur Bestimmung der Getriebetemperatur (Abbildung 12.7) beruht auf der Annahme, dass die gesamte Verlustleistung des Getriebes zur Erwärmung beiträgt. Zusätzlich gibt es einen Wärmeaustausch mit der Umgebungsluft und mit dem Motor.^[32]

Die Luft, die das Getriebe umgibt, wird während des Fahrzeugbetriebs aufgeheizt. Zum einen erfolgt diese Aufwärmung durch die Wärmeabgabe des Motors und zum anderen durch die Wärmeabgabe des Antriebsstrangs, der direkt am Getriebe vorbei verläuft. Ab einem Punkt wird Wärme nicht mehr vom Getriebe auf die Luft übertragen, sondern umgekehrt. Von der Luft auf das Getriebe. Um den Wärmeaustausch zwischen dem Getriebe und seiner Umgebung zu modellieren, wird eine Aufwärmkurve der Umgebungsluft in Abhängigkeit der Motortemperatur geschätzt.

Der Wärmeaustausch zwischen Motor und Getriebe (dQ_{Mo_Ge}) sieht folgendermaßen aus:

$$\dot{Q} = \lambda_{Mo-Ge} \cdot A \cdot \frac{dT}{dx} \quad (12.6)$$

Die einzelnen Wärmeströme (Verlustleistung, Umgebung, Motor) werden addiert und analog zu Gleichung 12.5 wird die Getriebetemperatur bestimmt.

Das Getriebe wird als eine Masse angenommen. Es wird nicht in seine Bestandteile, Radsatz, Öl und Gehäuse, aufgeteilt. Sondern es wird als eine Masse mit einer spezifische Wärmekapazität angenähert. Diese spezifische Wärmekapazität ergibt sich aus den einzelnen spezifischen Wärmekapazitäten der Bestandteile gewichtet nach ihren Massenanteilen.

12.6 Reibleistung

Mit Hilfe des sogenannten Willans-Ansatzes kann man aus einem Verbrauchskennfeld näherungsweise die Reibleistung bestimmen. Dazu trägt man für konstante Drehzahlen den Massenstrom über die Leistung auf (siehe Abbildung 12.8). Zumindest im Bereich niedriger Lasten sind diese Kurven parallel zueinander und man kann sie durch Geraden der Form

$$\dot{m}(P_e, n) = k(n) \cdot P + \dot{m}(0, n)$$

annähern. Die Reibleistung erhält man anschließend dadurch, dass man diese Geraden verlängert bis sie die x-Achse im negativen Bereich schneiden. Der Abstand zur y-Achse entspricht der Reibleistung für eine bestimmte Drehzahl.^[22]

In Abbildung 12.9 ist die daraus resultierende Reibleistung über die Drehzahl aufgetragen.

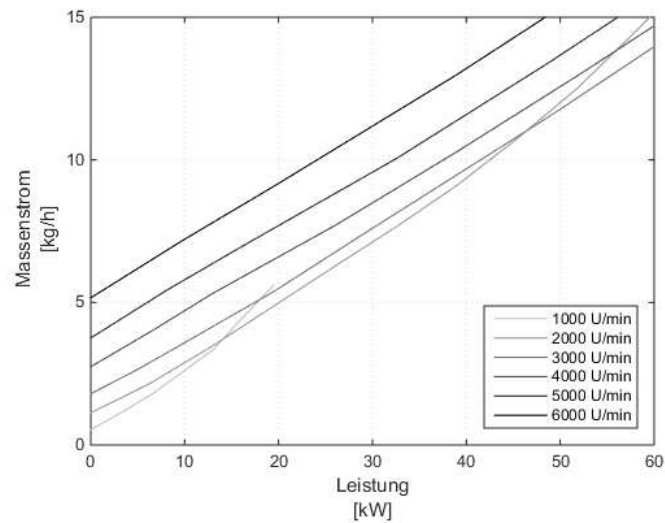


Abbildung 12.8: Willans-Linien

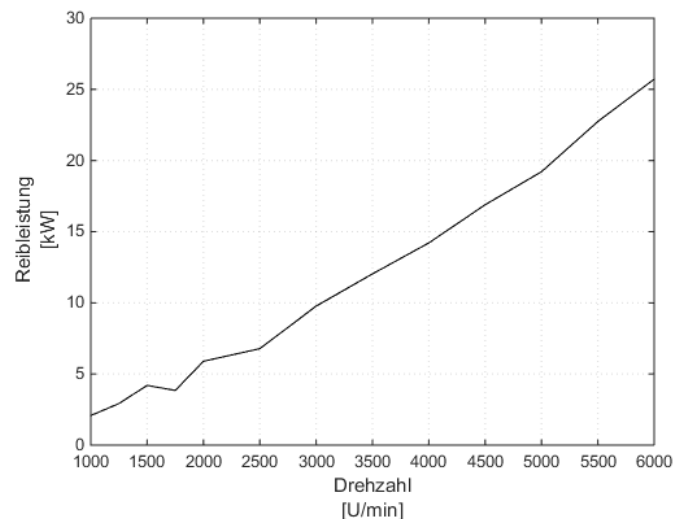


Abbildung 12.9: Reibleistung

12.7 Abgasleistung

Die Abgasleistung berechnet sich folgendermaßen:

$$\begin{aligned}\dot{H}_{Abg} &= \dot{m}_{Abg} \cdot c_{Abg} \cdot \Delta T \\ &= \dot{m}_{Abg} \cdot c_{Abg} \cdot (\bar{T}_{Abg} - T_{Umg}) \\ \dot{m}_{Abg} &= \dot{m}_K + \dot{m}_L = \dot{m}_K + \lambda \cdot \dot{m}_K \cdot L_{st}\end{aligned}$$

$\lambda = 1 \dots$ für vollständige Verbrennung

$L_{st} = 14,7 \dots$ für Benzin

$L_{st} = 14,5 \dots$ für Diesel

$c_{Abg} = 1,09 \text{ kJ}/(\text{kg K})$ [33]

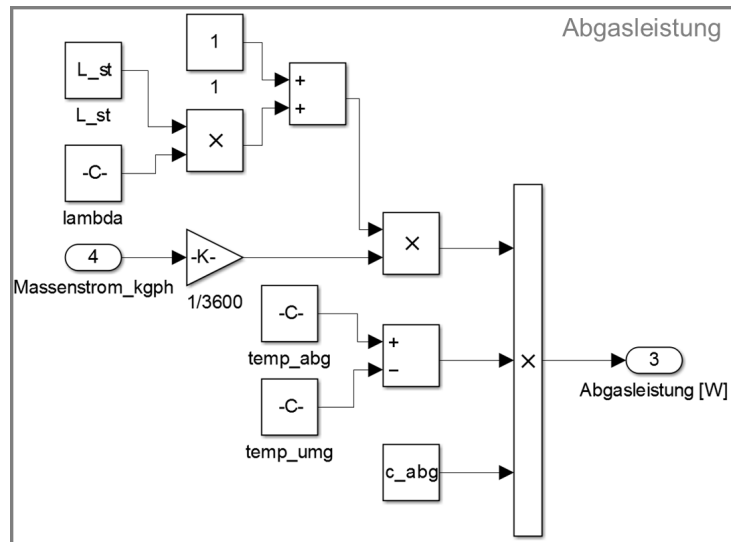


Abbildung 12.10: Modell: Bestimmung der Abgasenthalpie

Um die Abgasenthalpie abschätzen zu können, wird eine Durchschnittstemperatur des Abgases angenommen. Diese ist generell vom Kraftstoff (höher für Benzin als Diesel) und vom gefahrenen Zyklus (je länger desto heißer) abhängig.

12.8 Wärme: Motor und Kühlmittel

Um das Aufwärmverhalten des Motors und des Kühlmittels zu bestimmen, muss zunächst abgeschätzt werden wie viel Wärme bzw. Wärmeleistung im Motor entsteht. Diese Abschätzung erfolgt über folgende Gleichung:

$$\dot{m}_K \cdot H_u = P_e + \dot{H}_{Abg} + \dot{Q} \quad (12.7)$$

Der Kraftstoffmassenfluss und die effektive Leistung sind bekannt. Die Abgasenthalpie wird wie in Abschnitt 12.7 beschrieben angenähert. Die einzige Unbekannte ist \dot{Q} .

Die Wärmeleistung \dot{Q} fällt im Motor (durch Verbrennung und Reibung) an, und wird als Wärme im Motor (Gehäuse, Öl, Motorblock) gespeichert. Teilweise wird sie vom Kühlmittel gespeichert und von der Umgebungsluft (über Konvektion) abgeführt.

Die genauen Wärmeübergänge innerhalb des Motors (Verbrennung auf Motoröl auf Motorblock und Kühlmittel) werden nicht abgebildet, da es einerseits zu sehr ins Detail geht, derartige Messungen auch nicht vorliegen und andererseits in diesem Zusammenhang nicht unbedingt notwendig ist. Um das Aufwärmverhalten des Motors und des Kühlmittels nachzubilden, wird angenommen, dass das Kühlmittel den Großteil der Wärme aufnimmt (es umströmt den Motorblock).

In Abbildung 12.11 sieht man die beiden Wärmesenken Kühlmittel und Motor (beide mit strichliertem Rechteck gekennzeichnet). Durch einen Wärmeaustausch (*Kühlmittel-Motor*) wird die bei Betrieb des Fahrzeugs anfallende Wärme auf die beiden Komponenten aufgeteilt. In weiterer Folge steht

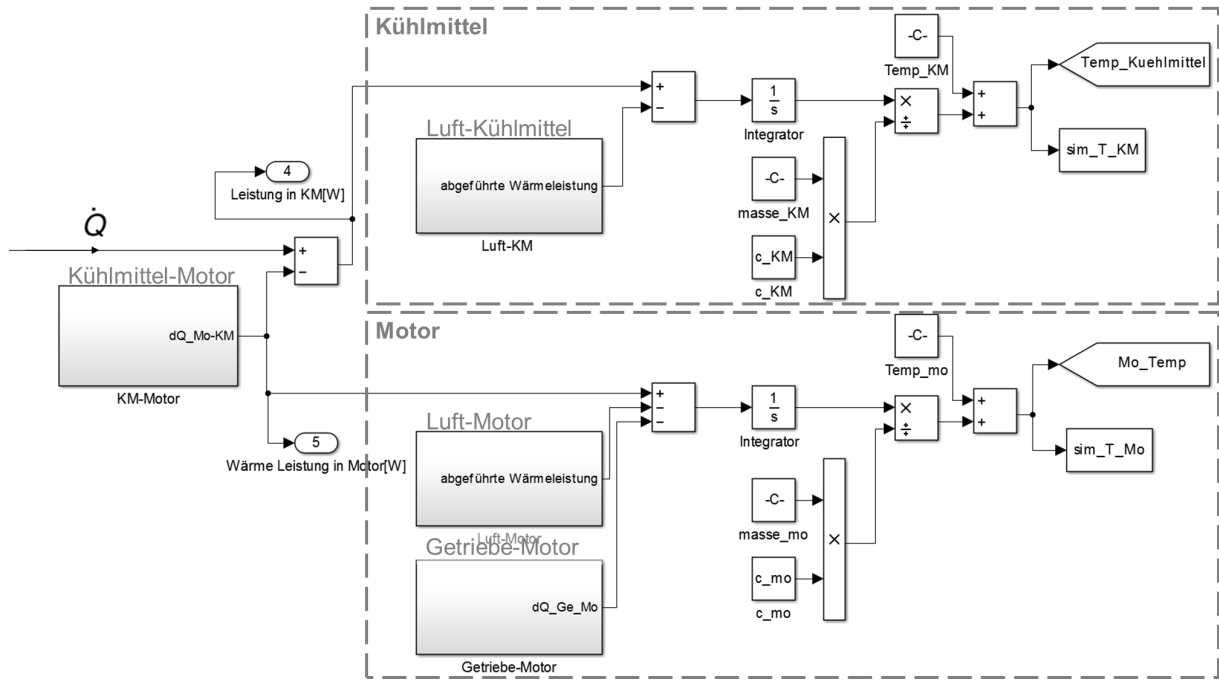


Abbildung 12.11: Modell: Bestimmung der Wärme im Kühlmittel und im Motor

das Kühlmittel in einem Wärmeaustausch mit der Luft (*Luft-Kühlmittel*). Der Motor steht in Austausch mit der Luft (*Luft-Motor*) und mit dem Getriebe (*Getriebe-Motor*).

Im Anschluss werden die einzelnen Wärmeübergänge genauer beschrieben:

Motor-Kühlmittel: In Abbildung 12.12 ist das Modell zum Wärmeübergang zwischen Kühlmittel und Motor zu sehen. Der Wärmeübergang hierbei erfolgt durch Konvektion:

$$\dot{Q} = \alpha_{KM-Mo} \cdot A \cdot (T_{KM} - T_{Mo})$$

Die Werte für α und die Fläche A sind geschätzte Werte. Da die Wärmeübertragung von der Geschwindigkeit des strömenden Mediums (hier: Kühlmittel) abhängt, wird die Gleichung mit einem zusätzlichen Faktor ($[KM_]Faktor_Pumpe$), der die Kühlmittelpumpe simulieren soll, multipliziert. Ein weiterer Faktor ($Logik_KM$ bzw. KKL_ein_aus) beschreibt den Zustand der Pumpe (1=ein, 0=aus).

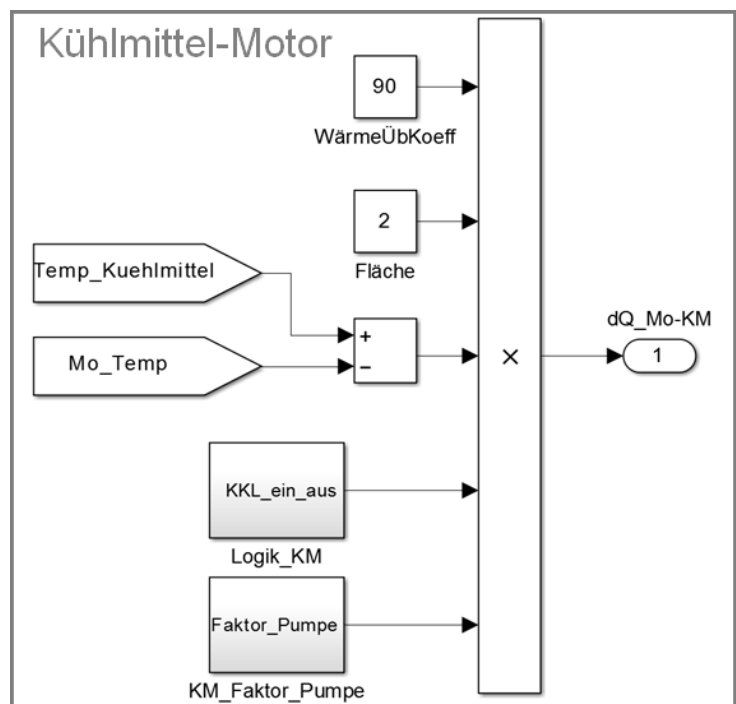


Abbildung 12.12: Modell: Wärmeübergang zwischen Kühlmittel und Motor

Kühlmittel-Luft: Abbildung 12.13 zeigt das Modell zur Beschreibung des Wärmeübergangs zwischen Luft und Kühlmittel. Dieses Modell soll eine abstrakte und vereinfachte Form eines Kühlers sein. Auch hier gilt die Formel für die Konvektion:

$$\dot{Q} = \alpha_{L-KM} \cdot A \cdot (T_{KM} - T_L)$$

Der Wärmeübergang ist ebenfalls von der Strömungsgeschwindigkeit des Kühlmittels und dem Zustand der Kühlmittelpumpe abhängig, aber in diesem Fall zusätzlich von der Geschwindigkeit der anströmenden Luft.

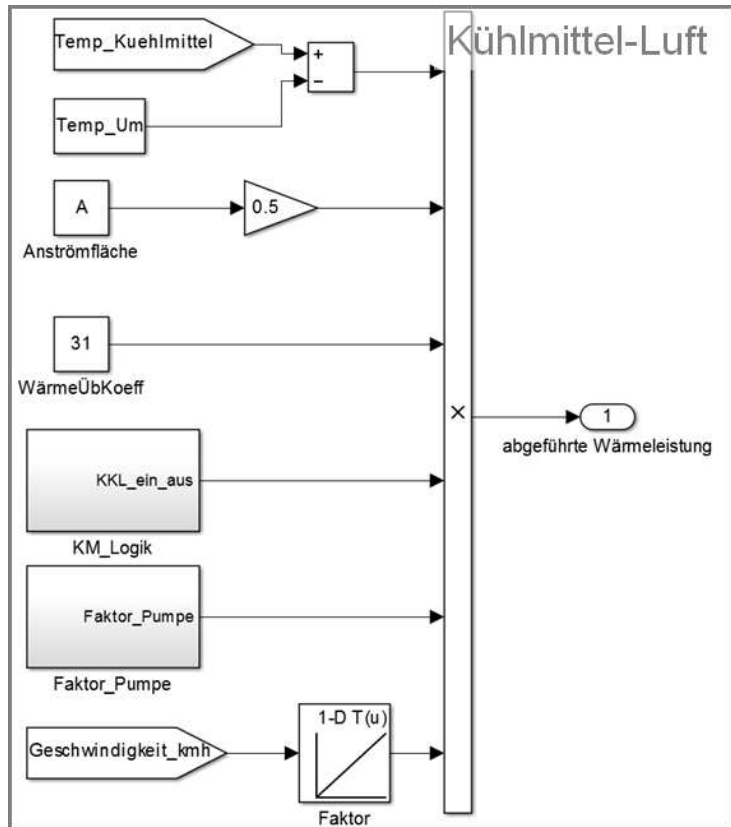


Abbildung 12.13: Modell: Wärmeübergang zwischen Kühlmittel und Luft

Motor-Luft: Die Konvektion zwischen Motor und Luft (siehe Abbildung 12.14) kann folgendermaßen beschrieben werden:

$$\dot{Q} = \alpha_{Mo-L} \cdot A \cdot (T_{Mo} - T_{Umg,L})$$

Im Modell wird angenommen, dass die Umgebungsluft eine Funktion der Kühlmitteltemperatur ist. Die Luft, die den Motor umströmt, muss zuerst das Kühlerpaket passieren.

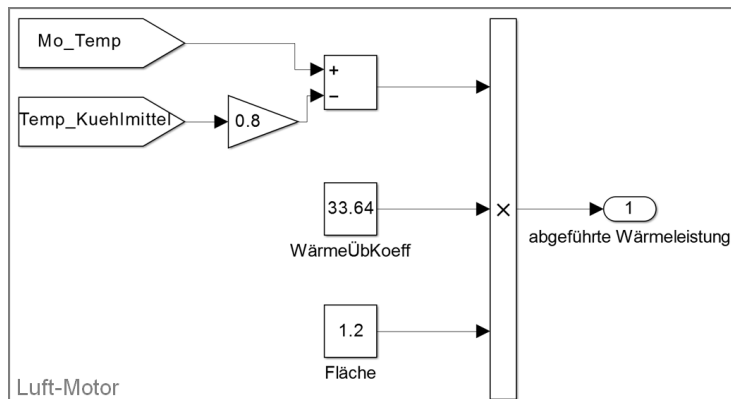


Abbildung 12.14: Modell: Wärmeübergang zwischen Motor und Luft

Motor-Getriebe: Der Wärmeübergang zwischen Motor und Getriebe wurde bereits in Abschnitt 12.5 besprochen.

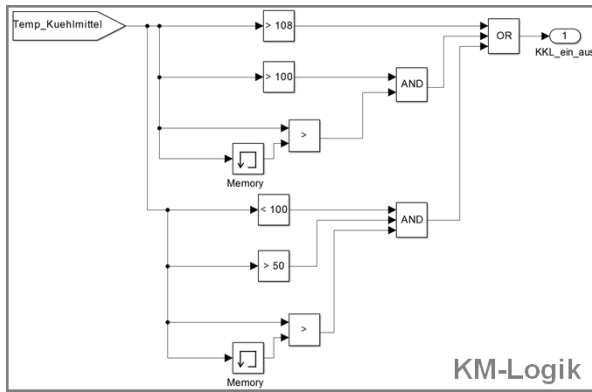


Abbildung 12.15: Modell: Steuerung der Kühlmittelpumpe

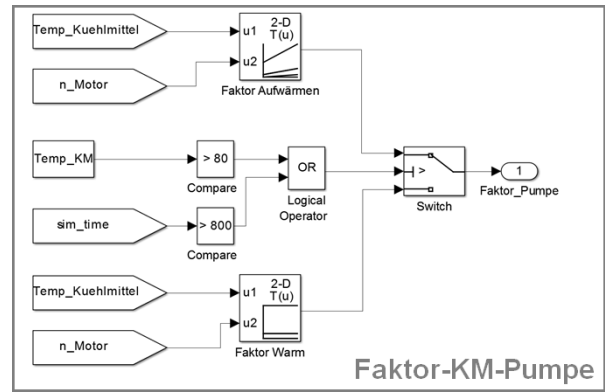


Abbildung 12.16: Modell: Faktor der Kühlmittelpumpe

Kühlmittel-Logik: Abbildung 12.15 zeigt die Steuerung des Kühlmittelkreislaufs. Sie bestimmt ab welcher Temperatur das Kühlmittel durch den Kreislauf gepumpt wird und in welchem Temperaturbereich es gehalten werden soll.

Faktor-Kühlmittel-Pumpe: Die Geschwindigkeit mit der das Kühlmittel durchgepumpt wird, hat einen Einfluss auf die Wärmeübertragung. Abbildung 12.16 zeigt das Subsystem für den Einfluss der Kühlmittelpumpe. Ihr Wert ist abhängig von der Kühlmitteltemperatur und der Motordrehzahl, da die Pumpe vom Motor angetrieben wird.

12.9 Aufteilung der Energie

In diesem System werden die einzelnen Anteile der Energie bzw. der Verluste gesammelt aufgelistet. Dazu zählen: die Fahrwiderstände, die Abgasenthalpie, die Wärme im Kühlmittel, die Wärme im Motor, die Getriebeverluste, die effektive Motorleistung, die Reibleistung des Motors und die Energie, die durch den Kraftstoff zugeführt wird.

Dadurch wird erleichtert, die einzelnen Energieflüsse zu betrachten und zu analysieren.

Ebenfalls wird das Potential einer Bremsrekuperation modelliert (siehe Abbildung 12.17):

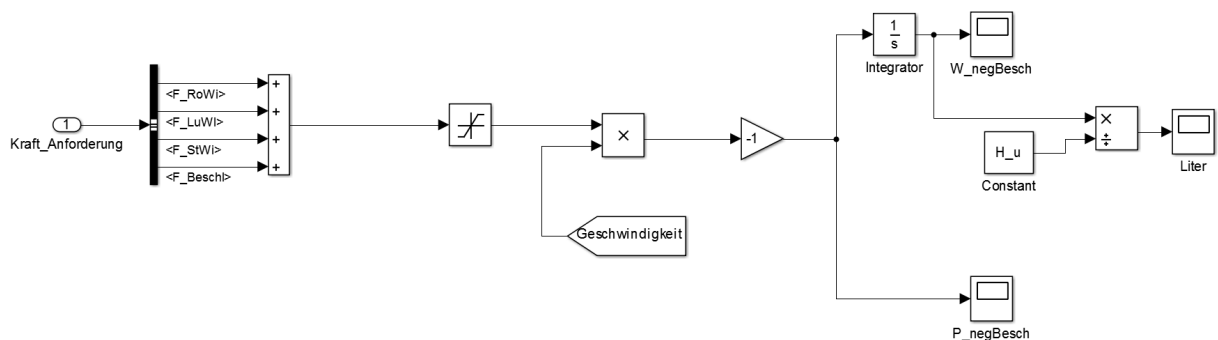


Abbildung 12.17: Modell: Rekuperation der Bremskraft

12.10 Verbesserungsmöglichkeiten

Einige Einflussfaktoren werden noch nicht berücksichtigt bzw. noch vernachlässigt. Im Folgenden ist eine Auswahl an Verbesserungsmöglichkeiten angeführt:

- Die Abgasenthalpie wird mit einer durchschnittlichen Temperatur des Abgases berechnet. Dieser Wert wird zurzeit geschätzt. Aus einer Messung wurde eine Abgastemperatur, die für einen bestimmten Zyklus und einen bestimmten Motor gültig ist, ermittelt. Und von diesem Wert ausgehend werden die Temperaturen des Abgases bei anderen Motoren, anderen Zyklen und anderen Randbedingungen (z.B. bei einem Start bei Betriebstemperatur) geschätzt. Noch genauer wäre es, wenn man den Verlauf der Abgastemperatur bestimmen könnte, dies erfordert aber eine genaue Beschreibung der Verbrennungsvorgänge im Motor und eine genaue Modellierung des Abgasstrangs.
- Schlupf wird nicht berücksichtigt. Weder Schlupf der Räder, noch Schlupf entlang des Antriebsstrangs. Daraus resultierende Verluste werden mit einem Wirkungsgrad von 90 % pauschal abgeschätzt. Auch das Restbremsmoment wird noch nicht berücksichtigt.
- Die genauen thermischen Übergänge innerhalb des Motors werden vernachlässigt. Der Motor wird als eine Masse betrachtet. Daraus folgt, dass auch die Wärmewechselwirkung zwischen Motor und Kühlmittel geschätzt ist. Um dies zu verfeinern, sind genauere Daten bezüglich Geometrie, Masse und Materialzusammensetzung vom Motorblock und dessen Umströmung durch das Kühlmittel erforderlich.
- Gewichte und Materialzusammensetzung von Getriebe und Motor sind geschätzte Werte.
- Das Modell enthält noch keine elektrischen Komponenten (Batterie, ...). D.h. die energetischen Auswirkungen einer Start-Stopp-Automatik und einer Bremskraftrekuperation können nicht in vollem Umfang dargestellt werden.
- Viele Faktoren sind temperaturabhängig. Beispielsweise der Rollwiderstandsbeiwert ist abhängig von der Temperatur. Durch genaueres Wissen könnte man das Modell noch sensibler auf Temperaturänderungen machen.
- Die Wärmeübergänge zwischen den einzelnen Massen sind geschätzt. Die Komponenten werden als Ganzes betrachtet und nicht in ihre Bestandteile aufgeteilt. Beispielsweise das Getriebe lässt sich noch weiter unterteilen in Radsatz, Getriebeöl und Getriebegehäuse. In einem nächsten Schritt können diese Massen wiederum aufgeteilt werden.
- Die Bestimmung des aktuell eingelegten Ganges erfolgt zurzeit nicht automatisch. Aktuell werden Kennlinien verwendet. Im Falle des NEFZ für ein Fahrzeug mit Handschaltgetriebe ist die Gangwahl genau vorgegeben. In allen anderen Fällen werden diese Kennlinien aus Messungen bestimmt.
- Die Fahrzeugmasse wird als konstant betrachtet, die Massenträgheit der einzelnen Komponenten und die dadurch entstehenden Verluste werden nicht berücksichtigt. Ebenso wird nicht zwischen translatorischem und rotatorischem Anteil der Masse unterschieden.

- Die Temperaturabhängigkeit des Motors wird vernachlässigt. Anstelle des Verbrauchskennfelds über die effektive Leistung sollte ein Verbrauchskennfeld über die indizierte Leistung verwendet werden. Zusätzlich benötigt man dann Verbrauchskennfelder der Nebenaggregate, die durch den Motor mit angetrieben werden.

12.11 Zusammenfassung der benötigten Daten

Die für das Simulationsmodell benötigten Daten sind in Tabelle 12.1 aufgelistet.

Zyklus	Geschwindigkeitsverlauf Kennlinie der Gangwahl
Bestimmung Drehzahl	Gesamtübersetzung des jeweiligen Ganges dynamischer Rollradius des Reifens
Antriebsleistung	Fahrzeugmasse, A, c_w, f_R , etc.
Verbrauch	Verbrauchskennfeld (Eingänge: Drehmoment und Drehzahl; Ausgang: Verbrauch in kg/h)
Getriebe	Kennfeld (Eingänge: Drehmoment, Drehzahl, Temperatur, aktuell eingelegter Gang; Ausgang: Wirkungsgrad) Masse, spezifische Wärmekapazität Starttemperatur
Kühlmittel	Zusammensetzung, spezifische Wärmekapazität, Volumen Starttemperatur
Motor	Masse, spezifische Wärmekapazität Starttemperatur
Abgas	Temperatur, spezifische Wärmekapazität

Tabelle 12.1: Übersicht über Daten im Simulationsmodell

Die Wärmeübergänge zwischen den einzelnen Komponenten lehnen sich teils an Literaturwerte (siehe Tabelle A.2) und teils an Schätzungen. Dasselbe gilt für die Massen der Komponenten. Es handelt sich um geschätzte Werte, die sich an Literaturwerte orientieren.

13 Ergebnis

13.1 Referenzfahrzeug

Im Referenzfahrzeug sind weitere Sensoren verbaut, die den Kraftstoff, die Drehzahl und auch das Drehmoment des Motors messen. In anderen Fahrzeugen sind nicht immer alle Sensoren integriert. Eine genaue Messung des Kraftstoffverbrauchs ist ausschließlich mit dem Referenzfahrzeug möglich.

In den Abbildungen 13.1, 13.2 und 13.3 sind die Ergebnisse der Simulation mit der Messung für das Drehmoment, den Kraftstoffverbrauch und die Drehzahl verglichen. Bei dieser Messung handelt es sich um eine Messung des NEFZ bei ungefähr 23 °C. Die durchgezogene blaue Linie ist der Verlauf der Simulation, die strichlierte rote die der Messung.

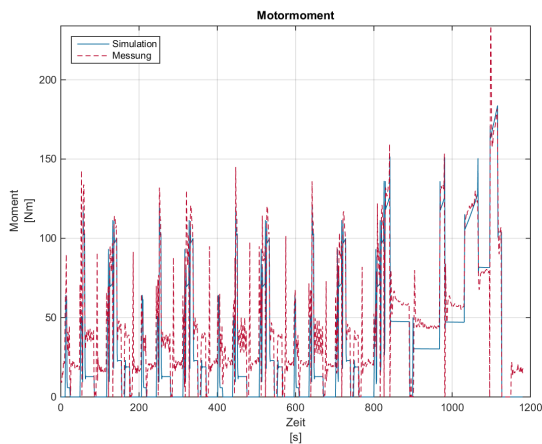


Abbildung 13.1: Vergleich des Motormoments

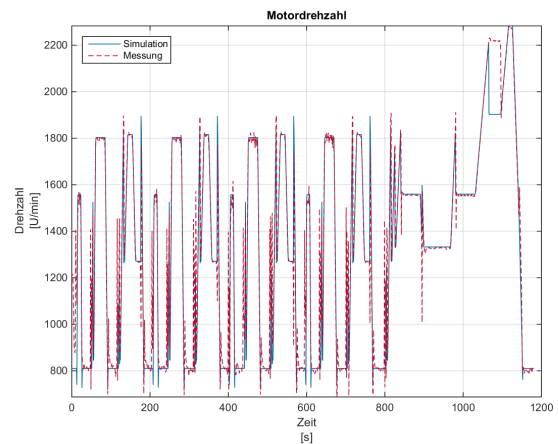


Abbildung 13.3: Vergleich der Drehzahl

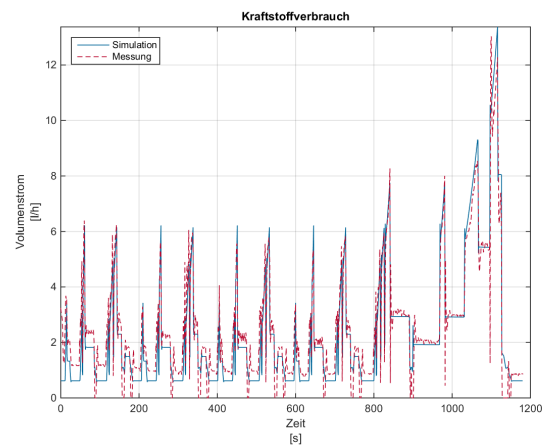


Abbildung 13.2: Vergleich des Kraftstoffverbrauchs

Beim Motormoment zeigen sich Abweichungen zwischen simuliertem und gemessenem Motor-moment. Dieser Offset kann aber auf die Mes-sung zurückzuführen sein. Da es sich bei den Messungen um Prüfstandmessungen handelt, kann es sein, dass die am Prüfstand eingestell-ten Lasten nicht den realen entsprechen. Die Simulation des Kraftstoffverbrauchs zeigt ei-ne gute Übereinstimmung mit dem gemessenen Wert. Diese Übereinstimmung bestätigt, dass das für diesen Motor richtige Verbrauchskennfeld verwendet wurde.

13.1.1 Temperaturverlauf

In den Abbildungen 13.4 und 13.5 sind die Temperaturverläufe des Kühlmittels, des Motors und des Getriebes mit einer NEFZ-Messung verglichen. Die durchgezogenen Linien sind die simulierten Ergebnisse und die strichlierten die der Messung. Blau steht für Kühlmittel, Grün für Motor und Rot für das Getriebe. In Abbildung 13.4 sieht man das Aufwärmverhalten der drei Komponenten im Zuge des NEFZ.

In Abbildung 13.5 sieht man den Temperaturverlauf im Zuge des NEFZ im warmen Zustand des Fahrzeugs.

Man sieht, dass man selbst mit groben Abschätzungen Aussagen über den Temperaturverlauf bei unterschiedlichen Anfangsbedingungen treffen kann.

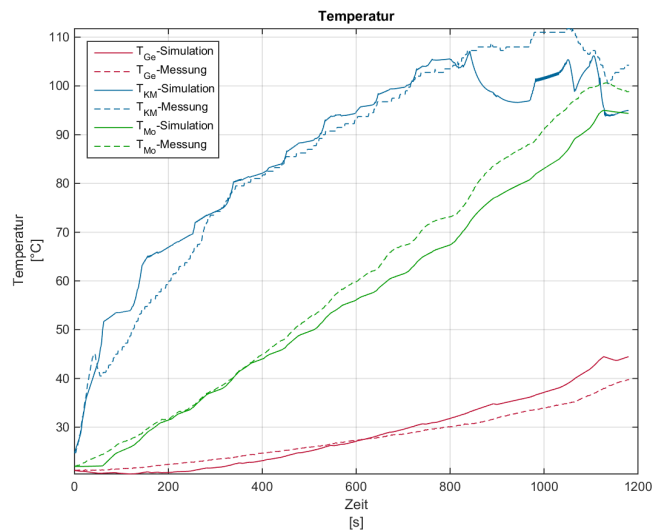


Abbildung 13.4: Temperaturverlauf im Rahmen des NEFZ bei Kaltstart

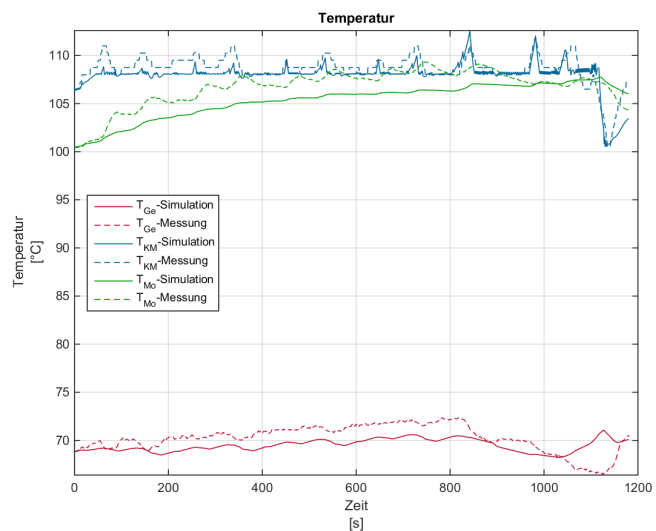


Abbildung 13.5: Temperaturverlauf im Rahmen des NEFZ im warmen Zustand

13.1.2 Energieaufteilung

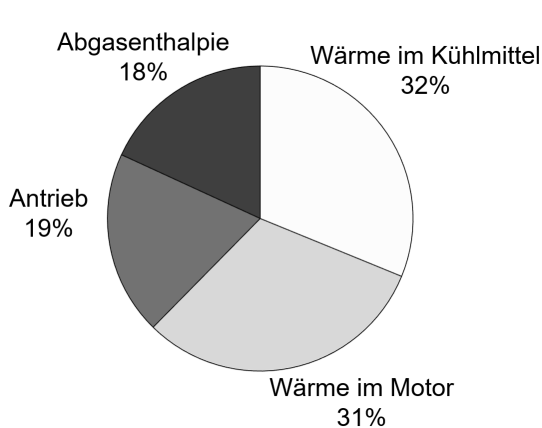


Abbildung 13.6: Energieaufteilung im NEFZ

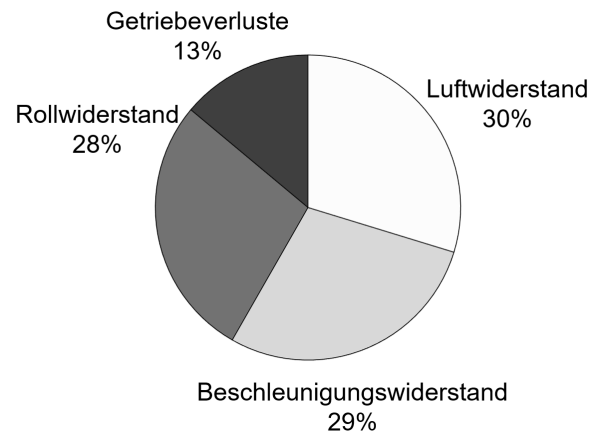


Abbildung 13.7: Fahrwiderstände im NEFZ

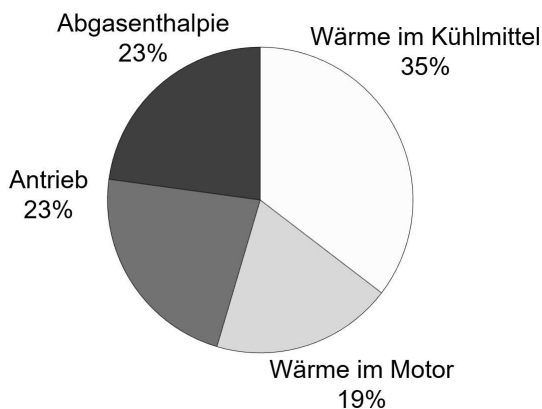


Abbildung 13.8: Energieaufteilung im WLTP

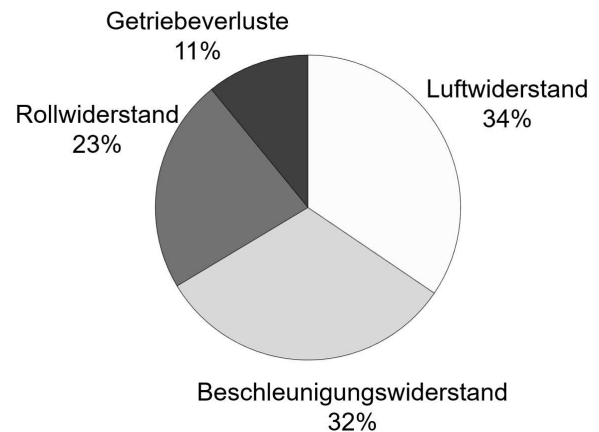


Abbildung 13.9: Fahrwiderstände im WLTP

Die Abbildungen 13.6 und 13.8 sind Tortendiagramme, die die Energieaufteilung der beiden europäischen Zyklen gegenüberstellen. Als 100 % ist der zugeführte Kraftstoff festgesetzt. Die Abgasenthalpie wird durch Festsetzen der Abgastemperatur bestimmt. Die restliche Aufteilung ergibt sich allein aus der Simulation.

Die Abgasenthalpie nimmt im WLTP eine größere Bedeutung ein. Der Zyklus ist länger und daher sind die Komponenten wärmer und auch das Abgas ist im Durchschnitt heißer. Bemerkenswert ist, dass bei einem längeren Zyklus der Anteil der Wärme im Kühlmittel steigt und der Anteil im Motor sinkt.

In den Tortendiagrammen der Abbildungen 13.7 und 13.9 werden die Fahrwiderstände der beiden Zyklen gegenübergestellt. Die Antriebsleistung entspricht hier den 100 %. Hier erkennt man, dass die Anteile des Beschleunigungswiderstandes und des Luftwiderstandes im WLTP größer sind, als im NEFZ. Das liegt daran, dass im WLTP höhere Geschwindigkeiten erreicht werden und öfter beschleunigt und gebremst wird.

13.2 Vergleichsfahrzeug

Um das Modell zu testen, wird es auf ein anderes Fahrzeug angewendet. Bei diesem Vergleichsfahrzeug handelt es sich ebenfalls um einen Benzinmotor (2-Liter-TFSI) mit Handschaltgetriebe (ebenfalls 6-Gang-Getriebe, aber anderes Getriebe als im Referenzfahrzeug).

Die fahrzeugspezifischen Daten im Modell werden geändert (Motorkennfeld, Masse, A, c_w -Wert, etc.) und die Wärmeübergänge durch Messungen an das neue Fahrzeug angepasst. Da bei diesem Fahrzeug nicht nur NEFZ-Messungen, sondern auch WLTP-Messungen, vorliegen, konnte man das Modell sowohl für ein neues Fahrzeug als auch für einen anderen Zyklus auf die Qualität der simulierten Ergebnisse testen.

Es ist kein Wirkungsgradkennfeld des verbauten Getriebes in der Abteilung vorhanden, deshalb ist im Modell zurzeit ein Kennfeld eines sehr ähnlichen Getriebes hinterlegt.

In den Abbildungen 13.10 und 13.11 ist der simulierte und der gemessene Temperaturverlauf der drei Komponenten im Zuge des WLTP-Zyklus zu sehen.

Abbildung 13.10 zeigt das Aufwärmverhalten im Zuge des WLTP.

In Abbildung 13.11 sieht man den Temperaturverlauf im warmen Zustand.

Auch hier sieht man, dass man gute Ergebnisse erreichen kann und, dass das Simulationsmodell auf die verschiedenen Zulassungszyklen anwendbar ist.

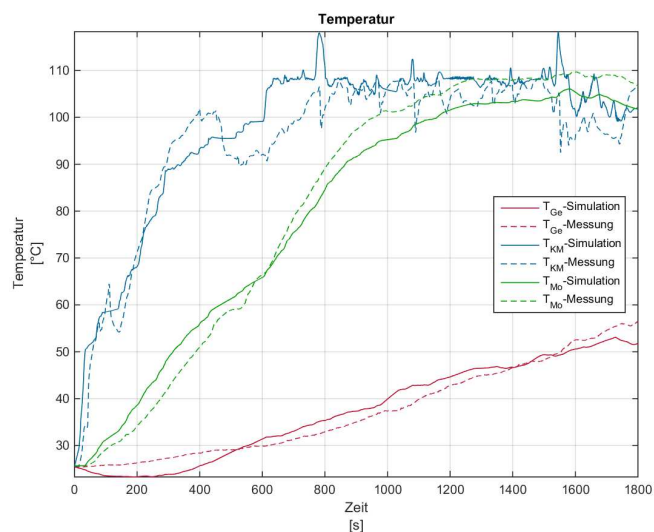


Abbildung 13.10: Temperaturverlauf im Rahmen des WLTP bei Kaltstart

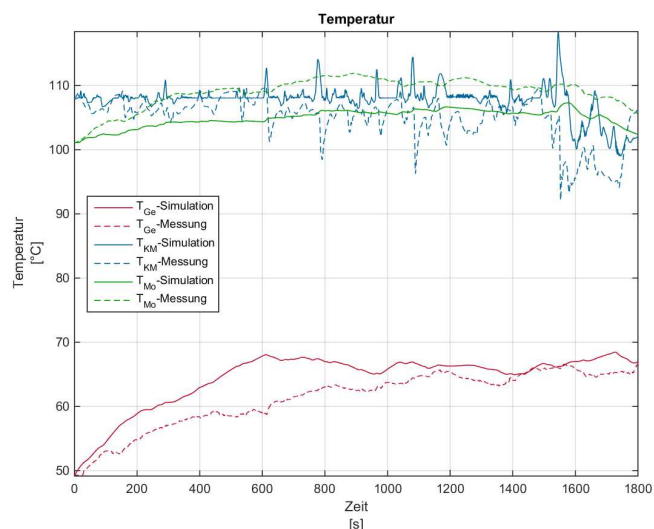


Abbildung 13.11: Temperaturverlauf im Rahmen des WLTP im warmen Zustand

13.3 Fahrzeug mit Automatik-Getriebe und Dieselmotor

Um das Modell auf Fahrzeuge mit anderen Motor-Getriebe-Varianten anwenden zu können, sind neben dem Austauschen von Kennfeldern und dem Anpassen von fahrzeugspezifischen Daten weitere Adaptionen notwendig. Anhand eines Fahrzeugs mit Dieselmotor und Automatik-Getriebe wird die Vorgehensweise beispielhaft erläutert:

Die Besonderheit von Automatik-Getrieben ist, dass sie mit einem ATF¹-Kühler ausgestattet sind. Für ein Simulationsmodell heißt das, dass ein Wärmeübergang zwischen Getriebe (eigentlich Getriebeöl) und Kühlmittel modelliert werden muss (siehe Abbildung 13.12).

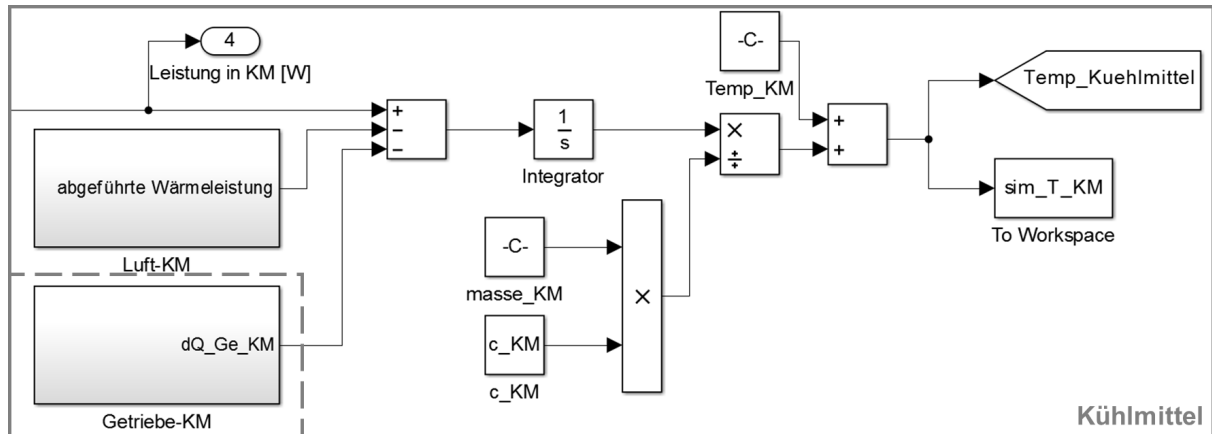


Abbildung 13.12: Modell: zusätzlicher Wärmeübergang zwischen Automatik-Getriebe und Kühlmittel

In Abbildung 13.13 ist der Temperaturverlauf des Kühlmittels, des Dieselmotors und des Automatik-Getriebes im Rahmen des WLTP zu sehen.

Vergleicht man diese Abbildung mit Abbildung 13.10 so kann man erkennen, dass der Temperaturanstieg des Kühlmittels bei einem Fahrzeug mit Dieselmotor langsamer verläuft. Trotz der zusätzlichen Unsicherheit der Wärmeübertragung zwischen Getriebe und Kühlmittel stimmen die Temperaturverläufe gut überein.

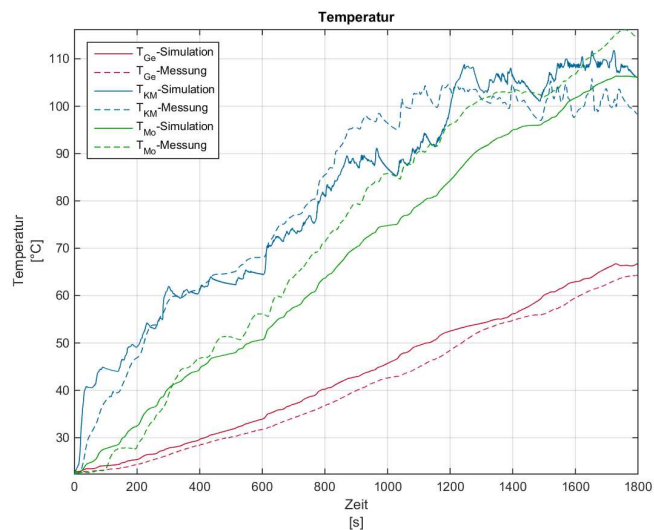


Abbildung 13.13: Temperaturverlauf im Rahmen des WLTP bei Kaltstart am Beispiel eines Fahrzeugs mit Dieselmotor und Automatik-Getriebe

¹ATF... Automatic Transmission Fluid. Das Getriebeöl, das den Planetenradsatz im Automatik-Getriebe umgibt.

13.4 Anwendungsbeispiel: Getriebeölheizen

Um am Modell CO₂-Potentiale zu betrachten, müssen die entsprechenden Teilmodelle verfeinert werden. Im Folgenden wird dies am Beispiel des Getriebeölheizens eines Automatik-Getriebes dargestellt.

Die Masse des Getriebes wird in drei Teile aufgeteilt (siehe Abbildung 13.15):

- Radsatz
- Getriebeöl (nur ATF)
- Getriebegehäuse

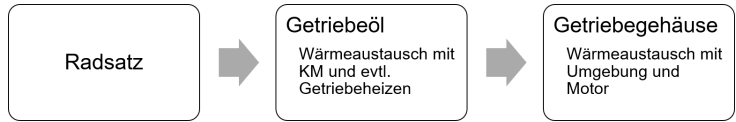


Abbildung 13.14: Wärmeübergänge zwischen den Getriebeekomponenten

Die Verlustleistung des Getriebes wird im ersten Schritt als Wärme im Radsatz des Planetengetriebes gespeichert (siehe Abbildung 13.14). Im nächsten Schritt wird ein Teil der Wärme vom Radsatz auf das Getriebeöl übertragen. Das Getriebegehäuse steht in Wärmeaustausch mit dem Getriebeöl, dem Motor und der Umgebungsluft.

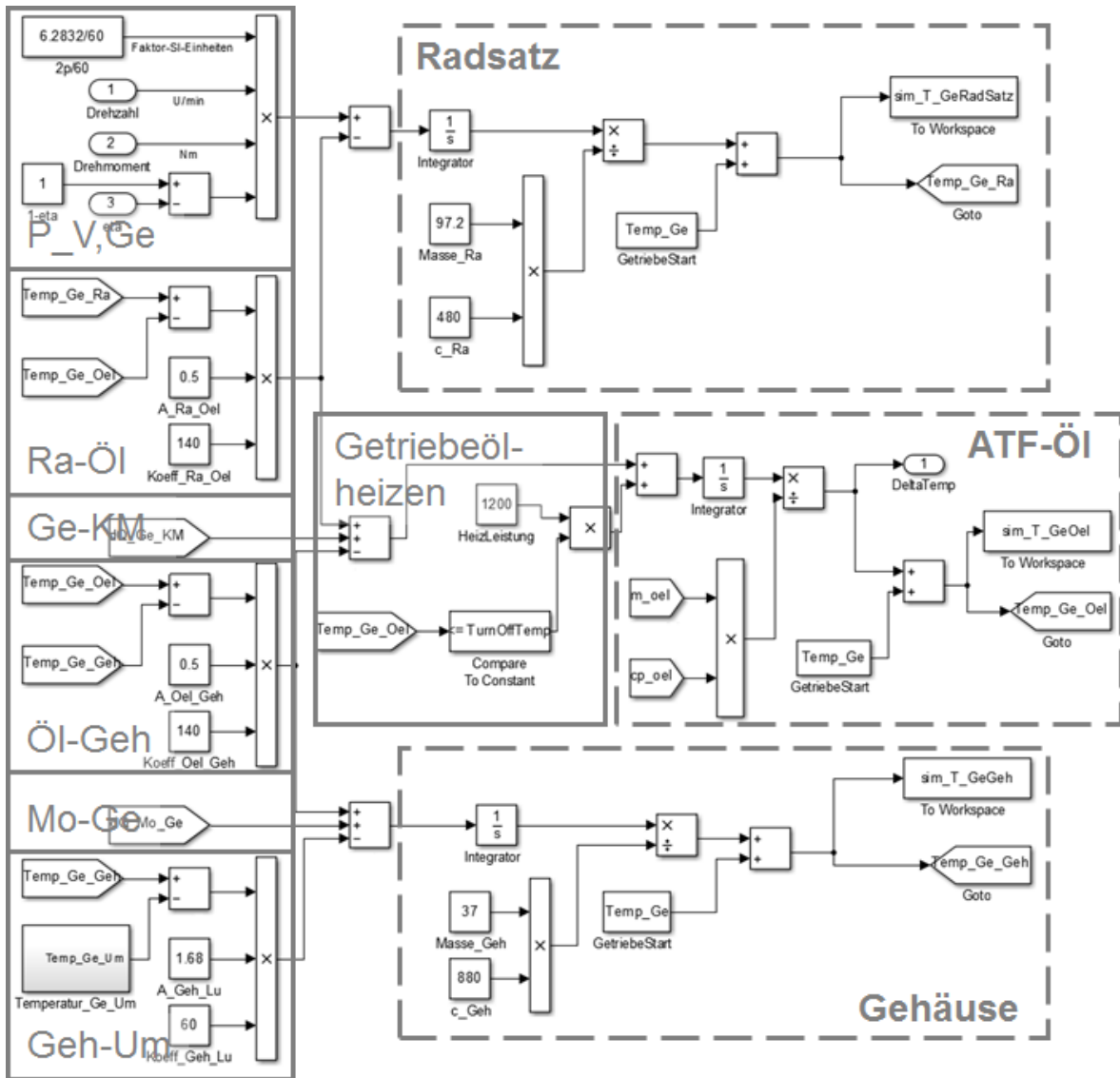


Abbildung 13.15: Modell: Verfeinertes Modell des Automatik-Getriebes

In diesem Zusammenhang wird nur das ATF-Öl betrachtet, sprich das Öl rund um das Planetengetriebe. Das Öl des Verteilergetriebes und des Vorderachsdifferentials (beides meist MTF²-ÖL) wird nicht betrachtet.

Das ATF-ÖL im Getriebe hat Materialeigenschaften, die stark temperaturabhängig sind. Daher werden die momentanen Werte der Dichte und der spezifischen Wärmekapazität über temperaturabhängige Kennlinien bestimmt.

In Abbildung 13.15 sieht man in dem Rechteck *Getriebeölheizen* eine zusätzlich eingebrachte Heizleistung. Ebenso leicht wäre es möglich, Wärmeleistung nicht von außen zuzuführen, sondern von einer anderen Komponente des Fahrzeugs. Vom Motor, Kühlmittel oder Abgas. Jedoch um die Auswirkungen, die so eine Wärmeumleitung hätte, abschätzen zu können, müssen die einzelnen Komponenten dementsprechend detailliert modelliert sein.

MTF-Öl Heizen: Utta [28] zeigt in ihrer Bachelorarbeit wie man durch das Heizen des MTF-Öls eines Automatik-Getriebes bis zu 1,6 g CO₂/km im NEFZ einsparen kann. Um das mit diesem Simulationsmodell nachzustellen, muss das Modell des Getriebes weiter verfeinert werden. Dazu benötigt man genaue Daten bezüglich Geometrie und Material. Die Wärmeübergänge zwischen den Bestandteilen müssen genau bekannt sein. Dementsprechend muss das Wirkungsgradkennfeld des Getriebes exakt sein, und zwischen den einzelnen Komponenten (Planetenradsatz, Verteilergetriebe und Vorderachsgetriebe) unterscheiden.

13.4.1 Vergleichsbeispiel aus Literatur [27]

Um die Effekte eines beschleunigten Aufwärmens des Motoröls und des ATF-Getriebeöls zu untersuchen, haben Lee, Jung, Myers u. a. [27] ein Simulationsmodell aufgebaut. Sie modellieren die Temperaturabhängigkeit des Getriebewirkungsgrades pro Gang folgendermaßen:

$$\eta(T) = 1 - (1 - \eta(T_{ref})) \cdot \left[\exp\left(\frac{1180}{T + 133}\right) / \exp\left(\frac{1180}{T_{ref} + 133}\right) \right]^C \quad (13.1)$$

T_{ref} ist eine Referenztemperatur und C eine Konstante die aus Messungen bei zwei unterschiedlichen Temperaturen bestimmt wird. D.h. sie verwenden kein tatsächlich gemessenes Kennfeld des Getriebes, sondern eine Formel für die Temperaturabhängigkeit des Wirkungsgrades.

Der Mehrverbrauch eines kalten Motors wird über folgenden Zusammenhang mitberücksichtigt:

$$sfc = [\alpha_T + (1 - \alpha_T) \cdot C_{coldcons}] \cdot sfc_{table} \quad (13.2)$$

$$\alpha_T = (T_{engine} - T_{low}) / (T_{high} - T_{low})$$

T_{engine} ... momentane Temperatur des Motors

T_{low} ... Kühlmitteltemperatur bei Kaltstart

T_{high} ... Kühlmitteltemperatur bei Betriebstemperatur

sfc ... specific fuel consumption [kg/s]

$C_{coldcons}$... cold fuel consumption factor

sfc_{table} ... specific fuel consumption (Kennfeld)

²MTF... Manual Transmission Fluid

Anhand der Daten eines 2,4-Liter-4-Zylinder Motors und eines 6-Gang-Automatik-Getriebes werden die Verbrauchseinflüsse von drei verschiedenen Maßnahmen im Rahmen des FTP getestet. Die drei getesteten Maßnahmen sind: ein *Exhaust Engine Oil Heater*, ein *Exhaust ATF Heater* und ein *Electric ATF Heater*.³

Den *Electric ATF Heater* realisieren sie folgendermaßen:

Bei zwei unterschiedlichen Starttemperaturen (-6,7 °C und 24 °C) wird das ATF-Öl mit 1200 W geheizt bis das Öl eine bestimmte Temperatur erreicht hat. Unterschiedliche End-Temperaturen⁴ werden getestet. In Tabelle 13.1 sind die Ergebnisse für die optimale End-Temperatur dokumentiert.

	Starttemperatur	Temperatur bei Heiz-Ende	Verbesserung
FTP	24 °C	30 °C	0,11 %
	-6,7 °C	40 °C	2,38 %

Tabelle 13.1: Ergebnisse des Getriebeheizens von Lee, Jung, Myers u. a. [27]

13.4.2 Ergebnis

Zum Vergleich werden die Daten des Fahrzeugs mit einem 3-Liter-Dieselmotor und einem 8-Gang-Automatik-Getriebe genommen (Abschnitt 13.3). Es gibt nur NEFZ und WLTP-Messungen keine vom FTP. Um die Ergebnisse miteinander zu vergleichen, wird das Getriebeölheizen bei den Starttemperaturen 24 °C⁵ und -7 °C mit dem verfeinerten Getriebemodell getestet.

Die Ergebnisse sind in Tabelle 13.2 zusammengefasst.

	Starttemperatur	Temperatur bei Heiz-Ende	Verbesserung
WLTP	24 °C	30 °C	0,05 % 0,10 g CO ₂ /km
	-7 °C	40 °C	0,49 % 0,93 g CO ₂ /km
NEFZ	24 °C	30 °C	0,11 % 0,19 g CO ₂ /km
	-7 °C	40 °C	0,81 % 1,46 g CO ₂ /km

Tabelle 13.2: Ergebnisse des Getriebeheizens (ohne Berücksichtigung der eingebrachten Heizleistung)

Am wirksamsten ist das Getriebeölheizen im Rahmen des NEFZ bei einer negativen Starttemperatur. Die erzielbare Verbesserung bei einer Starttemperatur von 24 °C hält sich im Rahmen.

Die relative Verbesserung ist bescheiden, aber ein Ergebnis von 1,46 g CO₂/km kann sich sehen lassen. Ein Vergleich der Werte der Simulation mit den Werten von Lee, Jung, Myers u. a. [27] ist nur bedingt möglich, da es sich bei dem einen um einen 3-Liter-Dieselmotor handelt und bei dem anderen um einen 2,4-Liter-Ottomotor. Es ist wenig verwunderlich, dass sich die Ergebnisse der relativen Verbesserung voneinander unterscheiden, aber es werden keine Werte für die absolute Verbesserung im veröffentlichten Paper angegeben.

³Die Maßnahme mit dem besten Ergebnis ist der *Exhaust ATF Heater*.

⁴bei 24 °C: 30, 40 und 60 °C; bzw. bei -6,7 °C: 20, 30, 40, 50 und 60 °C

⁵Der WLTP würde für gewöhnlich bei exakt 23 °C starten.

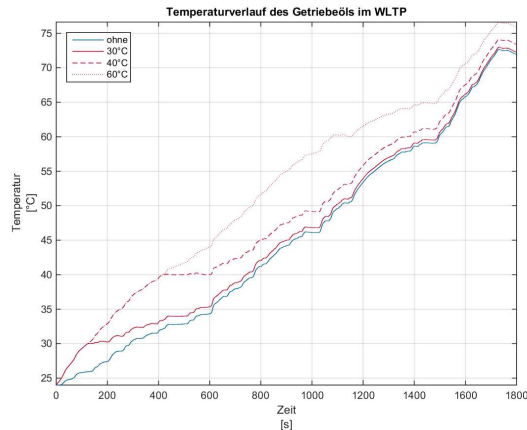


Abbildung 13.16: Temperaturverlauf des Getriebeöls bei unterschiedlichen Getriebeölheizvarianten bei einer Anfangstemperatur von 24 °C im Rahmen des WLTP

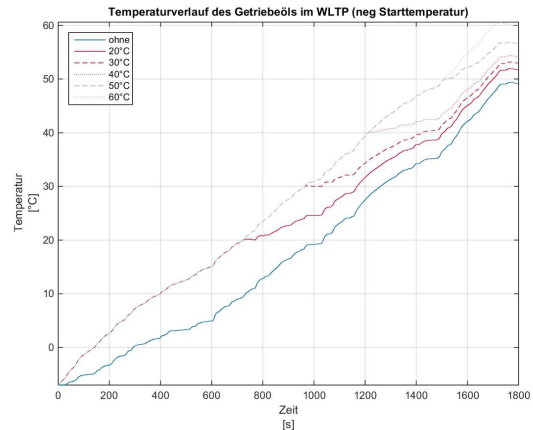


Abbildung 13.17: Temperaturverlauf des Getriebeöls bei unterschiedlichen Getriebeölheizvarianten bei einer Anfangstemperatur von -7 °C im Rahmen des WLTP

In den beiden Abbildungen 13.16 und 13.17 sind die Temperaturverläufe des ATF-Öls aufgezeichnet. Die Ergebnisse könnten noch genauer werden, wenn man das Getriebe weiter unterteilt. In den beiden Abbildung ist deutlich erkennbar, dass die eingebrachte Heizleistung relativ schnell wieder abgegeben wird. Es ist plausibel, dass dieser Vorgang in Realität langsamer vor sich geht, da hier das Getriebegehäuse als eine Masse mit einer Temperatur angenommen wird und die Wärmeübertragung größer ist je größer das Temperaturdelta ist. Unterteilt man das Getriebegehäuse radial in Schichten mit nach außen hin abnehmenden Temperaturen, würde die Wärmeübertragung vom Getriebeöl auf das Getriebegehäuse geringer sein.

Es hat sich gezeigt, dass das Ergebnis sehr sensibel auf eine Änderung der einzelnen Wärmeübergänge reagiert. Kleine Änderungen können große Auswirkungen auf das Ergebnis haben. Um exakte Aussagen treffen zu können, müssen diese Wärmeübergänge noch genau untersucht und bestimmt werden. Gleichzeitig bietet ein Simulationsmodell die Möglichkeit, die theoretisch optimalen Wärmeübergänge zu finden. Die Frage, wie sich eine Getriebedämmung auswirkt, könnte beantwortet werden.

14 Zusammenfassung und Ausblick

Mithilfe der Simulation kann man Aussagen über die Einflüsse unterschiedlicher Maßnahmen und Randbedingungen auf den Verbrauch und die CO₂-Emissionen treffen. Ein Simulationsmodell kann schnell auf die gewünschten Randbedingungen eingestellt werden, es ist flexibel einsetzbar und es können innerhalb kurzer Zeit viele Szenarien ausgetestet werden.

Die Datennachbearbeitung mit Hilfe von MATLAB/Simulink ist vielseitig und kann individuell an die jeweiligen Anforderungen angepasst werden. Zum einen kann man die Daten direkt grafisch darstellen, zum anderen kann man die interessanten Daten speichern, um sie später weiter zu verwenden. Angefangen von einfachen Linienplots der zeitlichen Verläufe, Tortendiagrammen zur Darstellung der Energieaufteilung bis zu dreidimensionalen Abbildungen von Kennfeldern ist alles und noch mehr möglich.

In dieser Arbeit konnte ein Gesamtfahrzeugsimulationsmodell erstellt werden, das den Anforderungen entspricht. Die Temperaturverläufe der Komponenten, Kühlmittel, Motor und Getriebe, können im Rahmen verschiedener Zulassungszyklen bei unterschiedlichen Starttemperaturen vorausgerechnet werden. Es kann nicht nur auf ein Fahrzeug mit einer Motor-Getriebe-Varianten angewendet werden, sondern auf unterschiedliche Fahrzeuge mit ihren verschiedenen Motor-Getriebe-Varianten. Um Ergebnisse zu erhalten, wird nur eine Auswahl an Daten und Kennfeldern benötigt. Die durch die Simulation berechneten Werte für den Verbrauch und die Temperaturverläufe stimmen mit Messungen gut überein. Dadurch lässt sich eine Auswahl an möglichen Thermomanagement-Maßnahmen untersuchen.

Anhand des bearbeiteten Anwendungsbeispiels des Getriebeölheizens konnte gezeigt werden, dass tatsächlich noch das eine oder andere Gramm CO₂ mit Hilfe des Thermomanagements eingespart werden kann.

Es sind viele Untersuchungen mit Hilfe des Simulationsmodells möglich, aber es gibt auch viele Einschränkungen. Eine große und bedeutende Einschränkung ist diese, dass das Modell rein auf Prüfstandsversuche anwendbar ist. Es sind keine realen Fahrten damit abbildbar.

Einige Faktoren sind noch nicht enthalten, wie Schlupf, Restbremsmoment, die Temperaturabhängigkeit des Kraftstoffverbrauchs des Motors, etc. . Die Wärmeübergänge sind zurzeit geschätzte Werte. Die Komponenten Kühlmittelkreislauf, Abgasstrang, Motor und andere Fluidkreisläufe sind noch sehr abstrakt im Modell dargestellt.

Das Modell kann noch weiter verfeinert werden. Unterteilt man die einzelnen Komponenten in mehrere Massen und simuliert Wärmeübergänge zwischen diesen, kann man das Modell noch sensibler auf Temperaturunterschiede machen. Eine Abhängigkeit des Verbrauchs von der Motortemperatur würde den Einfluss des Motor-Warmlaufs mitberücksichtigen. Jede Verfeinerung verbessert die Genauigkeit der Ergebnisse.

Literatur

- [1] DieselNet, *Emission Standards*. Adresse: <https://www.dieselnet.com/standards/eu/ld.php#stds> (besucht am 07.08.2017).
- [2] K. Rohde-Brandenburger, „Verbrauch in Fahrzyklen und im Realverkehr“, in *Energiemanagement im Kraftfahrzeug*. Springer Vieweg, 2014, S. 243–306.
- [3] UNECE, *ECE/324/Rev.2/Add.100/Rev.3 bzw. ECE/TRANS/505/Rev.2/Add.100/Rev.3*.
- [4] —, *ECE/TRANS/180/Add.15*.
- [5] European Commission, *Annex XXI*. Adresse: <http://www.unece.org/trans/main/welcwp29.html> (besucht am 20.03.2017).
- [6] F. Badin, F. Le Berr, G. Castel, J. Dabadie, H. Briki, P. Degeilh und M. Pasquier, „Energy efficiency evaluation of a Plug-in Hybrid Vehicle under European procedure, Worldwide harmonized procedure and actual use“, in *EVS 28, At Seoul, Korea*, Mai 2015.
- [7] United States Environmental Protection Agency, *Detailed Test Information*. Adresse: http://www.fueleconomy.gov/feg/fe_test_schedules.shtml#detailed-comparison (besucht am 20.03.2017).
- [8] R. v. Basshuysen und F. Schäfer, *Handbuch Verbrennungsmotor - Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven*, 7. Aufl. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 2014, ISBN: 978-3-658-04678-1.
- [9] H.-H. Braess und U. Seiffert, *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*, 7. Aufl. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 2013, ISBN: 978-3-658-01691-3.
- [10] K. Reif, *Bosch Grundlagen Fahrzeug- und Motorentechnik - Konventioneller Antrieb, Hybridantriebe, Bremsen, Elektronik*, 1. Aufl. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 2011, ISBN: 978-3-834-88320-9.
- [11] G. Lechner und H. Naunheimer, *Fahrzeuggetriebe - Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion*, 2. Aufl. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 2007, ISBN: 978-3-540-30670-2.
- [12] R. Fischer, R. Gscheidle, U. Heider, B. Hohmann, W. Keil, J. Mann, W. Pichler, B. Schlögl, P. Siegmayer, A. Wimmer und G. Wormer, *Fachkunde Kraftfahrzeugtechnik*, 29. veränd. Aufl. Haan-Gruiten: Verlag Europa-Lehrmittel Nourney, Vollmer, 2010, ISBN: 978-3-8085-2239-4.
- [13] pro KÜHLSOLE GmbH, *Glykosol N*. Adresse: http://www.glykolundssole.de/Downloaddateien/Glykosol_N_Datenblatt_D.pdf (besucht am 31.05.2017).
- [14] R. Pischinger, M. Klell und T. Sams, *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 2009, ISBN: 978-3-211-99277-7.

- [15] *The Latin Library*. Adresse: <http://www.thelatinlibrary.com/newton.leges.html> (besucht am 10.07.2017).
- [16] P. Hofmann, *Hybridfahrzeuge - Ein alternatives Antriebssystem für die Zukunft*, 2. Aufl. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 2014, ISBN: 978-3-709-11780-4.
- [17] UNECE, *ECE/TRANS/WP.29/1121*. Adresse: <http://www.unece.org/trans/main/welcwp29.html> (besucht am 20.03.2017).
- [18] H. D. Baehr und S. Kabelac, *Thermodynamik - Grundlagen und technische Anwendungen*, 15. Aufl. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 2012, ISBN: 978-3-642-24161-1.
- [19] C. Stan, *Thermodynamik des Kraftfahrzeugs* -, 2. Aufl. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 2012, ISBN: 978-3-642-27630-9.
- [20] M. Lunanova, *Optimierung von Nebenaggregaten - Maßnahmen zur Senkung der CO₂-Emission von Kraftfahrzeugen*, 2009. Aufl. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 2009, ISBN: 978-3-834-89603-2.
- [21] Glenn Elert, *The Physics Hypertextbook*. Adresse: <http://physics.info/viscosity/> (besucht am 22.06.2017).
- [22] K. Rohde-Brandenburger, „Bewertungsansätze zu Verbrauch und Fahrleistung“, in *Energiemanagement im Kraftfahrzeug*. Springer Vieweg, 2014, S. 163–242.
- [23] H. Friedrich, M. Schier, C. Häfele und T. Weiler, „Strom aus Abgasen-Fahrzeuggerechte Entwicklung thermoelektrischer Generatoren“, *ATZ*, Jg. 112, Nr. 04|2010, S. 292–299, 2010.
- [24] D. Tatarinov, G. Bastian und D. Schramm, „Thermoelektrische Systeme zur Energierückgewinnung im Kraftfahrzeug“, in *Zukünftige Entwicklung in der Mobilität-Betriebswirtschaftliche und technische Aspekte*. Springer-Verlag, 2012, S. 213–225.
- [25] R. Zhan, G. Tan, B. Yang, Z. Zhang, T. Wang, C. Liu, X. Wu und Y. Ren, „SUV Solar Roof with Photo-Thermal Effect for Ventilation ORC System“, *SAE Technical Paper*, Nr. 2016-01-0240, 2016.
- [26] T. Singh, R. Nolte, A. Calamiello und C. Rouaud, „Ganzheitliches Wärmemanagement für zukünftige CO₂-Herausforderungen“, *ATZ*, Jg. 117, Nr. 07-08|2015, S. 40–45, 2015.
- [27] B. Lee, D. Jung, J. Myers, J.-H. Kang, Y.-H. Jung und K.-Y. Kim, „Fuel Economy Improvement During Cold Start Using Recycled Exhaust Heat and Electrical Energy for Engine Oil and ATF Warm-Up“, *SAE Technical Paper*, Nr. 2014-01-0674, 2014.
- [28] S. Utta, „Thermische Analyse und Optimierung der Aufheizphase des Wandler-Automatikgetriebes AL552-8Q zur Reduzierung der CO₂-Emissionen im Fahrzeug“, Bachelorarbeit, Fachhochschule Bingen, 2015.
- [29] MathWorks, Inc., *Solving ODEs in MATLAB, 3: Classical Runge-Kutta, ODE4*. Adresse: <https://de.mathworks.com/videos/solving-odes-in-matlab-3-classical-runge-kutta-ode4-117528.html> (besucht am 06.08.2017).
- [30] R. Budack, R. Wurms, G. Mendl und T. Heiduk, „Der neue 2,0-l-R4-TDSI-Motor von Audi“, *MTZ*, Jg. 77, Nr. 05|2016, S. 16–25, 2016.
- [31] AUDI AG, *Abschätzung von CO₂-Emissionen auf Basis von CO₂-Einflussfaktoren*, Feb. 2017.

- [32] S. Scholz, „Aufbau und Validierung eines thermischen Getriebemodells“, Masterarbeit, Technische Universität München, 2015.
- [33] A. Huster und H. Schulz-Andres, „Einsatzmöglichkeiten eines Abwärmekraftwerks im Fahrzeug“, in *Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs V*, 2006.
- [34] MAYA Simulation, *The Thermal Wizard*. Adresse: <https://www.thermal-wizard.com/tmwiz/default.htm> (besucht am 10.07.2017).

A Anhang

Abgasnormen

Dieselmotor	Euro 1	Euro 2	Euro 3	Euro 4	Euro 5	Euro 6
Datum	07/1992	01/1996	01/2000	01/2005	09/2009	09/2014
CO [g/km]	2,72	1	0,64	0,5	0,5	0,5
HC+NO _x [g/km]	0,97	0,7 ¹ -0,9 ²	0,56	0,3	0,23	0,17
NO _x [g/km]			0,5	0,25	0,18	0,08
PM ³ [g/km]	0,14	0,08 ¹ -0,1 ²	0,05	0,025	0,005	0,005
PN ⁴ [/km]					6*10 ¹¹ ⁵	6*10 ¹¹

Ottomotor	Euro 1	Euro 2	Euro 3	Euro 4	Euro 5	Euro 6
Datum	07/1992	01/1996	01/2000	01/2005	09/2009	09/2014
CO [g/km]	2,72	2,2	2,3	1	1	1
HC [g/km]			0,2	0,1	0,1	0,1
HC+NO _x [g/km]	0,97	0,5				
NO _x [g/km]			0,15	0,08	0,06	0,06
PM ³ [g/km]					0,005	0,005
PN ⁴ [/km]						6*10 ¹¹

Tabelle A.1: Abgasnormen für Diesel- und Ottomotoren

¹IDI

²DI

³Partikelmasse

⁴Partikelanzahl

⁵erst ab 09/2011

Wärmeübergänge

Material	Temperatur [°C]	Wärmeleitfähigkeit [W/(m K)]	spezifische Wärmekapazität [kJ/(kg K)]	Dichte [kg/m ³]
Luft	-23	0,02227	1,0053	1,4128
	127	0,03365	1,014	0,8826
Ethylene Glykol	0	0,242	2,294	1130,75
	100	0,263	2,742	1058,5
AlSi9Cu3		110-120	0,88	
Stahl		40-75	0,48	
Wasser	0	0,566	4,225	999,8
	115,6	0,685	4,229	946,7
Motoröl	0	0,147	1,796	
	160	0,132	2,483	
ATF	-20		2,03	855,8
	150		2,92	747,2
MTF	-40		1,7772	880,2
	150		2,5186	759,4

Tabelle A.2: Richtwerte für Wärmeübergänge unterschiedlicher Materialien ^[34]

Sperrvermerk

Die vorgelegte Abschlussarbeit basiert auf internen, vertraulichen Daten und Informationen des Unternehmens AUDI AG.

Die Abschlussarbeit darf nur dem Erst- und Zweitgutachter sowie befugten Mitgliedern der Prüfungsorgane zugänglich gemacht werden. Eine Veröffentlichung und Vervielfältigung der Abschlussarbeit ist – auch in Auszügen – nicht gestattet.

Eine Einsichtnahme der Arbeit durch Unbefugte bedarf einer ausdrücklichen Genehmigung durch den Verfasser und das Unternehmen.