

Simon Stückler, BSc

Methodik zur Entwicklung von
Betriebsstrategien für
batterieelektrische Fahrzeuge durch
gekoppelte Simulation von Energie-
und Thermalmanagement

Masterarbeit

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom Ingenieur

Technische Universität Graz

Fachrichtung: Maschinenbau

Institut für Fahrzeugtechnik

Member of Frank Stronach Institute

Institutsvorstand: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Peter Fischer

Betreuer:

Assoc.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Arno Eichberger

Dipl.-Ing. Dr.techn. Michael Martin

Graz, 26.06.2018

Gesperrt bis 26.06. 2020

Danksagung

Vorab möchte ich all jenen meinen Dank aussprechen, die mich im Zuge dieser Masterarbeit unterstützt haben, beziehungsweise diese erst ermöglichten. Dazu zählen die Kollegen und Führungskräfte der Abteilung „Energy Management & Driveability“ von Magna Steyr, insbesondere Dipl.-Ing. Dr.techn. Michael Martin, der dieses Thema ins Leben gerufen hat und mir immer mit Rat und Tat zur Seite stand.

Ein besonderer Dank gilt auch Assoc.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Arno Eichberger vom Institut für Fahrzeugtechnik, für den fachlichen Beistand seitens der TU Graz.

Für den nötigen familiären Rückhalt und das Verständnis für die mangelnde Aufmerksamkeit im Zeitraum der Diplomarbeit möchte ich mich bei meiner Familie bedanken.

Eidesstattliche Erklärung

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

Graz, am

(Unterschrift)

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

.....

(Date)

(Signature)

Abstract

The limited range of battery electric vehicles (BEV), compared to vehicles with conventional drives, results in a more complex energy management and thermal system, which has to meet the same requirements with a much smaller amount of energy. This property is also reflected in the development effort. In order to be able to make statements about certain vehicle characteristics in early stages of development of a BEV, and to optimize them, corresponding simulation models are required, which come with the development steps of the vehicle.

The present work deals with two differently detailed 1D simulation models of a BEV, which can provide results in terms of energy consumption and range in the concept development phase.

The initial state of this work is a 1D simulation model that includes the powertrain and thermal functions of a BEV. The associated BEV was constructed as a prototype and served as a template for the 1D simulation model.

In the course of this work, this first model, which is called complex model, will be extended by several functions that allow the operation of the vehicle model under different conditions. These extensions contain the implementation of controllers for vehicle functions, e.g. the air conditioning compressor, the coolant pumps or the upgraded PTC heaters. The controllers make it possible to represent different environmental conditions. Furthermore, the behavior of a real vehicle is even more similar.

The second model is a simplification of the complex model, which maps the same functions with less effort and delivers simulation results in a shorter time, with still sufficient accuracy. In the simplified model, the replacement of the fluid circuits of the complex model with simplified calculation blocks obtain a significant reduction of the simulation time with acceptable accuracy.

By separating the fluid circuits and their influences on the model, other functions can be implemented, which do not necessarily have to be installed in full function, in order to investigate its influence on the range.

The simplified model contains the same components as the complex model with additional functions that are difficult to implement in the complex model. This means the function of simplified operating strategies that affect the range, as well as the simplified consideration of a heat pump function. By comparing the simplified model with the complex model under the same boundary conditions, the simulation results of the simplified model can be verified.

For performing the simulations, selected environmental conditions and vehicle functions are combined differently. These varied properties are ambient temperatures and driving cycles, as well as vehicle functions, such as air conditioning.

Thus, the influence of vehicle functions on the energy consumption, the associated range and the progressions of different variables, can be represented and evaluated.

The result of this work are two flexible simulation models that can be used as templates for vehicle designs. With increasing product maturity, the simplified model becomes more and more detailed and then turns into a complex model. Thus, a simulation-supported accompaniment up to the test bench is possible.

Kurzfassung

Durch die begrenzte Reichweite von batterieelektrischen Fahrzeugen (BEV) ergibt sich, gegenüber Fahrzeugen mit konventionellen Antrieben, ein aufwändigeres Energiemanagement- und Thermalsystem, das mit einer weitaus geringeren Energiemenge dieselben Anforderungen erfüllen muss. Diese Eigenschaft schlägt sich auch im Entwicklungsaufwand nieder. Um in frühen Entwicklungsphasen eines BEV Aussagen über bestimmte Fahrzeugeigenschaften machen zu können und diese zu optimieren, sind entsprechende Simulationsmodelle erforderlich, die die Entwicklungsschritte des Fahrzeuges begleiten. Die vorliegende Arbeit behandelt zwei verschieden detaillierte 1D Simulationsmodelle eines BEV, welche Ergebnisse hinsichtlich Energieverbrauch und Reichweite in der Konzeptentstehungsphase liefern können.

Der Ausgangspunkt dieser Arbeit ist ein 1D Simulationsmodell, das die Antriebsstrang- und Thermalfunktionen eines BEV beinhaltet. Das zugehörige BEV war als Prototyp aufgebaut und diente als Vorlage und Abgleich.

Dieses erste Modell, welches als komplexes Modell bezeichnet wird, wird im Zuge der Arbeit um einige Funktionen erweitert, die den Betrieb des Fahrzeugmodells unter unterschiedlichen Bedingungen zulassen.

Konkret werden im komplexen Modell Regler implementiert, die sich bei instationären Bedingungen auf gewisse Fahrzeugfunktionen einstellen, wie z.B. der Klimakompressor, die Kühlmittelpumpen oder die erweiterten Heizelemente. Durch die Regelungen lassen sich einerseits verschiedene Umgebungsbedingungen darstellen, andererseits wird das Verhalten eines realen Fahrzeuges weiter angenähert.

Das zweite Modell ist eine Vereinfachung des komplexen Modells, das dieselben Funktionen mit verringertem Aufwand abbildet und damit Simulationsergebnisse in kürzerer Zeit, mit noch immer ausreichender Genauigkeit liefert. In diesem vereinfachten Modell wird durch den Ersatz der Fluidkreisläufe des komplexen Modells durch vereinfachte Rechenblöcke eine deutliche Reduktion der Simulationszeit, bei akzeptabler Genauigkeit, umgesetzt.

Durch die Herauslösung der Fluidkreisläufe und dessen Einflüsse auf das Modell, lassen sich auch andere Funktionen vereinfacht abbilden, die nicht zwingend in vollem Umfang dargestellt werden müssen um dessen Einfluss auf die Reichweite zu untersuchen.

Das vereinfachte Modell enthält dieselben Bausteine wie das komplexe Modell mit zusätzlichen Funktionen, die im komplexen Modell nur mehr sehr schwer implementierbar sind. Damit ist einerseits die Funktion von vereinfachten Betriebsstrategien gemeint, die die Reichweite beeinflussen, wie auch die vereinfachte Betrachtung einer Wärmepumpenfunktion. Durch den Abgleich des vereinfachten Modells mit dem komplexen Modell, bei gleichen Randbedingungen, lassen sich die Simulationsergebnisse des vereinfachten Modells auf Richtigkeit überprüfen.

Für die Durchführung der Simulationen werden ausgewählte Umgebungsbedingungen, wie Umgebungstemperaturen und Fahrzyklen, sowie zu und weggeschaltete Fahrzeugfunktionen, wie zum Beispiel Klimatisierung, unterschiedlich kombiniert. Dadurch lässt sich der Einfluss von Fahrzeugfunktionen unter verschiedenen Bedingungen auf den Energieverbrauch, die damit einhergehende Reichweite und auch die Verläufe von verschiedenen Variablen darstellen und auswerten.

Das Ergebnis dieser Arbeit sind zwei flexibel einsetzbare Simulationsmodelle, die als Vorlage für Fahrzeugauslegungen eingesetzt werden können. Mit zunehmender Produktreife wird das vereinfachte Modell immer detaillierter und geht dann über in ein komplexes Modell. Damit ist eine simulationsgestützte Begleitung bis zum Prüfstand möglich.

Inhaltsverzeichnis

Danksagung	i
Eidesstattliche Erklärung.....	ii
Abstract.....	iii
Kurzfassung.....	iv
Inhaltsverzeichnis	v
Abkürzungsverzeichnis.....	viii
Symbole	ix
1. Einführung.....	1
1.1 Motivation	1
1.2 Aufgabe der Masterarbeit	2
1.3 Stand der Technik.....	3
1.3.1 Fahrzeugentwicklungsprozess im Energiemanagement.....	3
1.3.2 Simulationswerkzeuge gekoppelte Simulation	3
1.3.3 Koppelung von Energie- und Thermalsimulation	5
1.3.4 Simulationssoftware LMS Imagine.Lab Amesim	7
2 Grundlagen.....	11
2.1 Grundlagen für die Modellbildung	11
2.1.1 Fahrzeug Längsdynamik	11
2.1.2 Fahrzeug Thermalfunktionen	12
2.1.3 Wärmeübertragung.....	15
2.1.4 Elektrischer Verbrauch.....	16
2.2 Aufbau des Simulationsmodells	17
2.2.1 Komplexes Fahrzeugmodell	17
2.2.2 Fahrzeuglängsdynamik.....	19
2.2.3 Batteriemodell.....	19
2.2.4 Thermalfunktionen.....	22
2.2.5 Kältekreislauf.....	23
2.2.6 Kühlkreislauf.....	24
2.2.7 Fahrgastzellenmodell.....	25
3 Modell Erweiterungen.....	27
3.1 Modellierung des Energieverbrauchs	27
3.2 Heizfunktionen	28

3.3	Regelungen.....	30
3.3.1	Regelungstechnik Grundlagen.....	30
3.3.2	Regelungstechnik im Modell	31
3.3.3	Regler Kühlerpumpe Batterie.....	32
3.3.4	Regler Kompressor	33
3.3.5	Regler Batterieheizung PTC.....	34
3.3.6	Regler Fahrgastzellenheizung PTC.....	35
3.3.7	Regler EXV Klimakreis	35
3.3.8	Regler Kühlerpumpe Antriebsstrang.....	36
3.3.9	Regler Kühlerlüfter.....	37
3.4	Reichweitenermittlung.....	40
3.5	Energieflussdarstellung	41
3.6	Vereinfachtes Fahrzeugmodell	43
3.6.1	Vereinfachte Modellierung der Wärmeübertragung	43
3.6.2	Hochtemperatur Kühlkreislauf	44
3.6.3	Niedertemperatur Kältekreislauf	49
3.6.4	Batteriekühlkreis.....	53
3.6.5	Wärmepumpenfunktion	55
3.6.6	Schnittstellen.....	58
3.7	Betriebsstrategien.....	60
3.7.1	Ausgewählte Ausführungen	60
3.7.2	Einbindung ins Fahrzeugmodell	61
3.7.3	Prädiktives Thermalmanagement	65
3.7.4	Reichweitenregler	67
3.7.5	Rekuperationsmanagement.....	68
4	Simulationsergebnisse	70
4.1	Komplexes Modell	72
4.1.1	Reglerverhalten	72
4.1.2	Energieflüsse	76
4.1.3	Reichweite.....	80
4.2	Vereinfachtes Modell.....	81
4.2.1	Vergleich zu komplexen Modell.....	82
4.2.2	Betriebsstrategien.....	85
4.2.3	Wärmepumpe	88
5	Zusammenfassung und Ausblick	I
	Abbildungsverzeichnis	I
	Tabellenverzeichnis.....	VII

Literaturverzeichnis.....	VIII
A. Anhang.....	X
A.1 Korrekturfaktoren Kälteanlage.....	X
A.2 Korrekturfaktoren Betriebsstrategie.....	XI

Abkürzungsverzeichnis

A	Abkürzung
BEV	Batterieelektrisches Fahrzeug (Battery electric vehicle)
CD	Abkühlung (cooldown)
COP	Leistungsziffer (Coefficient of Performance)
DCDC	Gleichspannungswandler
EM	elektrischer Traktionsmotor (Electric Motor)
EXV	Expansionsventil
f	vorne (front)
HT	Hochtemperatur
HU	Aufheizen (heatup)
HV	Hochvolt (High Voltage)
HVAC	Heizung, Lüftung und Klimatechnik (Heating, Ventilating and Air Conditioning)
INV	Inverter
NT	Niedertemperatur
PWM	Pulsweiten-Modulation
r	hinten (rear)
SOC	Ladezustand (State of Charge)
TheFaMoS	Thermisches Fahrzeugmodell Stuttgart
T	Temperatur
V	vereinfacht

Symbole

Parameter und Konstanten

A	Fläche	[m ²]
a	Beschleunigung	[m/s ²]
C	Kapazität	[F]
c	Zielgröße	[-]
c_p	Spez. Wärmekapazität bei konst. Druck [J/(kg*K)]	
c_w	Strömungswiderstandskoeffizient [-]	
e	Regeldifferenz	[-]
F	Kraft	[N]
f	Rollwiderstandsbeiwert	[-]
g	Erdbeschleunigung	[m/s ²]
H	Enthalpie	[J]
\dot{H}	Enthalpiestrom	[W]
I	Stromstärke	[A]
m	Masse	[kg]
\dot{m}	Massenstrom	[kg/s]
m	Reglerausgangsgröße	[-]
p	Druck	[Pa]
P	Leistung	[W]
\dot{Q}	Wärmestrom	[W]
R	el. Widerstand	[Ω]
r	Rückführgröße	[-]
s	Strecke	[m]
T	Temperatur	[K]
t	Temperatur	[°C]
t	Zeit	[s]
U	Spannung	[V]
v	Geschwindigkeit	[m/s]
\dot{V}	Volumenstrom	[m ³ /s]
W	Arbeit, Energie	[J]
w	Führungsgröße	[-]
X	Faktor	[-]
X_C	Korrekturfaktor	[-]
x	Position in x- Richtung	[m]
x	Regelgröße	[-]
y	Stellgröße	[-]
z	Störgröße	[-]
α	Wärmeübertragungskoeffizient [W/(m ² *K)]	
β	Steigungswinkel	[°]

Symbole

ρ	Dichte	[kg/m ³]
σ	Stefan Boltzmann Konstante	[W/(m ² *K ⁴)]
ε	Emissionskoeffizient	[-]
ε_K	Leistungsziffer	[-]
η	Wirkungsgrad	[-]
λ	Wärmeleitfähigkeit	[W/(m*K)]
ϑ	Temperatur	[K]

1. Einführung

1.1 Motivation

Die weltweit schärfer werdenden Gesetzgebungen im Bereich Treibhausgas- und Schadstoffreduktion zwingen Fahrzeughersteller Fahrzeuge mit reduzierten Emissionen bzw. gänzlich emissionsfreie Fahrzeuge in der Produktpalette anzubieten, um beispielsweise Flottenverbrauchsziele einzuhalten. Auch die Diskussion der Einführung von Fahrverbotszonen für nicht emissionsfreie Fahrzeuge macht die Serienentwicklung schadstofffreier Fahrzeuge erforderlich. Batterieelektrische Fahrzeuge (BEV) sind im Betrieb gänzlich schadstofffrei und erfüllen daher diese Forderungen. Ein Problem dieser Fahrzeuge ist im Moment der geringe zur Verfügung stehende Energieinhalt des Energiespeichers Batterie, was ein effizientes Energiemanagement nötig macht.

Die Konditionierung des Fahrzeuginnenraums und der Traktionsbatterie haben in einem BEV einen beträchtlichen Anteil am Gesamtenergieverbrauch und damit auf die Reichweite. In Abbildung 1-1 wird veranschaulicht, wie groß der Einfluss von „Heating, Ventilating and Air Conditioning“ (HVAC) also der Konditionierung des Fahrgastinnenraums sein kann (Siebenpfeiffer, 2013, S. 55).

Da ein Fahrzeug im Betrieb durchgehend Umwelteinflüssen, wie Kälte, Wärme oder Sonneneinstrahlung ausgesetzt ist, hat HVAC fast immer einen entscheidenden Einfluss auf die Reichweite.

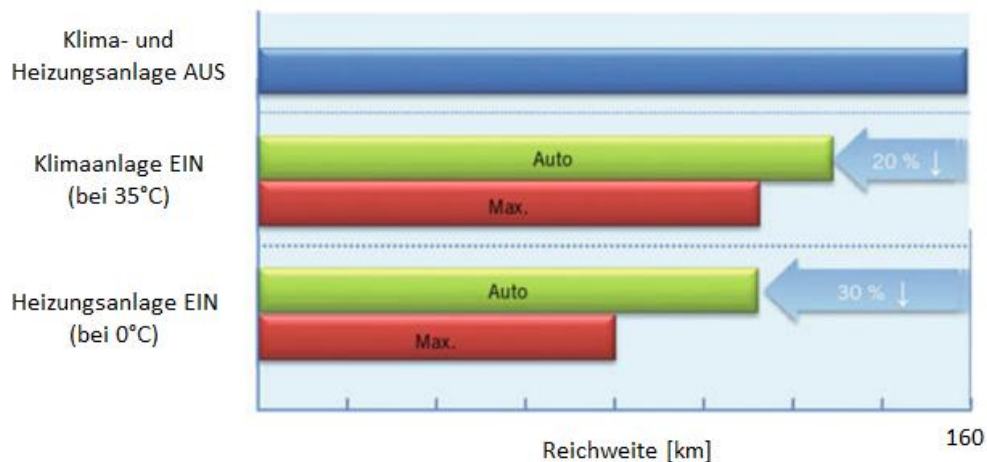


Abbildung 1-1: Reichweite von BEV mit zugeschalteter Heizungs- und Klimaanlage (Siebenpfeiffer, 2013, S. 55)

Die im Vergleich zu Fahrzeugen mit konventionellem Antrieb ohnehin niedrigere Reichweite wird dadurch beträchtlich verkürzt. Da die gespeicherte Energiemenge in der Batterie von BEV wesentlich niedriger ist, als bei Fahrzeugen mit Verbrennungsmotor, ist eine Optimierung des Thermalmanagements gegenüber konventionell betriebener Fahrzeuge unumgänglich. Die zum Heizen zur Verfügung stehende Wärme aus Komponentenabwärme ist durch den hohen Wirkungsgrad der Antriebstechnologie und dem geringen Temperaturniveau der Abwärme sehr gering und daher kaum nutzbar (Braess & Seiffert, 2013, S. 82).

Um diesen Einfluss im Fahrzeugentwicklungsprozess bereits abbilden zu können sind leistungsfähige Simulationsmodelle erforderlich um schnelle und präzise Aussagen über den Energieverbrauch machen zu können.

1.2 Aufgabe der Masterarbeit

Ziel der vorliegenden Masterarbeit ist es, ein Simulationsmodell entwickeln, mit dem in frühen Entwicklungsphasen, schnelle Aussagen über den Energieverbrauch eines Elektrofahrzeuges unter vorgegebenen Randbedingungen wie z.B. Umgebungsbedingungen, Fahrstrecke oder Lastprofil gemacht werden können.

Die notwendigen Funktionen werden auf dem vorhandenen Modell eines BEV, in dem die Energie- und Thermalfunktionen abgebildet sind, aufgebaut. Da das Modell für maximale Abkühlleistung ausgelegt und validiert ist, müssen noch einige Veränderungen vorgenommen, und Zusatzfunktionen eingebaut werden, um verschiedene Randbedingungen sinnvoll berechnen zu können. Dafür erforderlich sind die Koppelung der Submodelle, sowie der Aufbau und die Parametrierung von Reglern für die Konditionierung von Fahrgastraum und Batterie bei hohen, sowie bei niedrigen Umgebungstemperaturen. Um die Konditionierung bei niedrigen Temperaturen darstellen zu können, ist auch die Implementierung einer Heizfunktion erforderlich. Ein weiterer Teil ist die Implementierung von abrufbaren Betriebsstrategien und Energiesparmaßnahmen, die die Reichweite und den Energieverbrauch des Fahrzeuges beeinflussen können.

Parallel zu dem Hauptmodell soll ein vereinfachtes Modell mit denselben Funktionen aufgebaut werden. In diesem Modell werden rechenaufwändige Prozesse durch vereinfachte mathematische Zusammenhänge modelliert. Dadurch ergibt sich eine stark verkürzte Simulationszeit, die schnelle Aussagen über Fahrzeugeigenschaften und Auslegungskriterien für zukünftig eingesetzte Komponenten ermöglichen soll. Das vereinfachte Modell soll den Fahrzeugentwicklungsprozess von Beginn an begleiten, und im Laufe dieses Prozesses erweitert und validiert werden um damit die Grundlage für das Energie- und Thermalmodell eines Entwicklungsprojektes zu bilden. Eine kurze Veranschaulichung der Vorgehensweise bietet Abbildung 1-2. Hier wird der Verlauf der Entwicklungsstufen der Simulationsmodelle ausgehend vom Basismodell zum komplexen Modell bis hin zum vereinfachten Modell gezeigt.

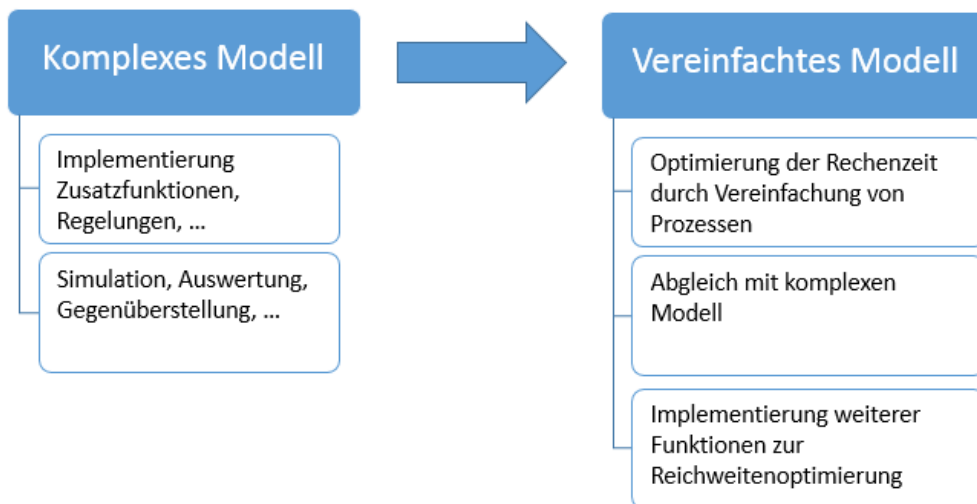


Abbildung 1-2: Entwicklungsschritte Simulationsmodelle

1.3 Stand der Technik

1.3.1 Fahrzeugentwicklungsprozess im Energiemanagement

Um schon im sehr frühen Fahrzeugentwicklungsprozess Aussagen über das Verhalten von grundlegenden Fahrzeugeigenschaften zu erhalten, kann mit 1D Simulationsmodellen schnell ermittelt werden, wie Komponenten ausgelegt werden müssen, welche Einflüsse Temperaturen haben, oder wie sich Betriebsstrategien auswirken. Abbildung 1-3 zeigt den Ablauf des Entwicklungsprozesses von elektrifizierten Antriebssträngen nach (Gutruf, Martin, & Eibler, 2018, S. 46-51). Demnach werden in der Frontloading Phase mit Hilfe von Datenbanken Sensitivitätsanalysen durchgeführt, um Aussagen über das geplante Fahrzeugkonzept zu erhalten und dieses festzulegen. Im nachfolgenden Entwicklungsprozess werden die Fahrzeugfunktionen und -parameter optimiert. Das 1D Simulationsmodell soll bereits in der Frontloading Phase zur Anwendung kommen und im Bereich Machbarkeitsstudien in frühen Entwicklungsphasen erste Aussagen liefern. Dadurch soll sich in weiterer Folge die Entwicklungszeit dahingehend optimieren, dass schon mit mehr Information in die folgenden Entwicklungsschritte übergegangen werden kann, was den Aufwand und die Zeitdauer für die weitere Simulationen und Optimierung verringern kann. Dadurch verbessert sich der Reifegrad in frühen Phasen, was Managemententscheidungen betreffend der Fahrzeugauslegung, vereinfachen kann.

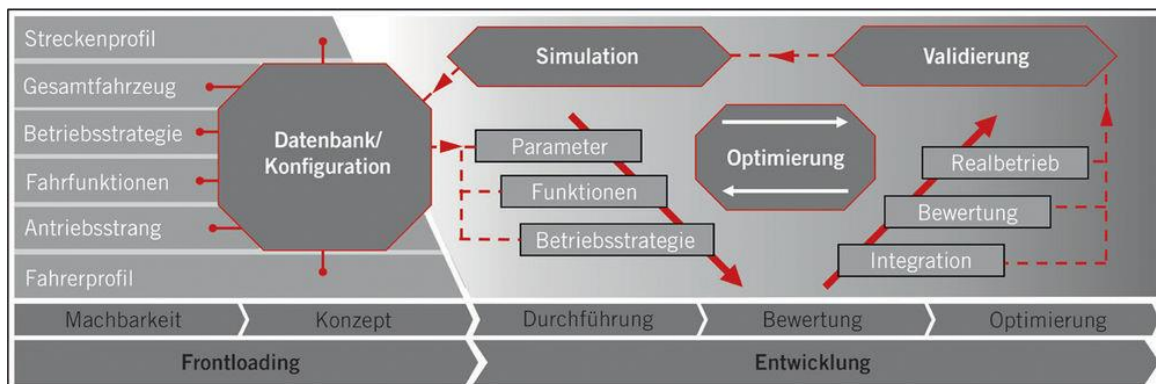


Abbildung 1-3: Einflussparameter im Gesamtfahrzeug- Entwicklungsprozess von xEV- Betriebsstrategien (Gutruf, Martin, & Eibler, 2018, S. 48)

Das 1D Simulationsmodell soll zur Ermittlung und vorläufigen Festlegung des Fahrzeugkonzeptes entscheidend mitwirken und die Grundlage für das weitere Simulationsmodell, das in der Entwicklungsphase immer weiter optimiert und validiert wird, bilden (Gutruf, Martin, & Eibler, 2018).

1.3.2 Simulationswerkzeuge gekoppelte Simulation

Um Entwicklungszeiten zu verkürzen, werden Simulationsmodelle in allen Entwicklungsphasen eingesetzt, was einerseits die Kosten und der Aufwand für Prototypen reduzieren, und andererseits die Flexibilität erhöhen soll. Durch die Flexibilität soll auch die Anwendung auf mehrere Fahrzeugmodelle möglich sein, um so die Variantenvielfalt besser zu beherrschen (Zimmer, 2015, S. 44-45). Im folgenden Abschnitt werden mögliche Konzepte von Simulationswerkzeugen nach (Zimmer, 2015, S. 66-70) vorgestellt, die für die Simulation im frühen Fahrzeugentwicklungsprozess eingesetzt werden können.

Das Konzept der gekoppelten Simulation wird auch in der vorliegenden Masterarbeit ähnlich angewendet. Die Vorstufe zur gekoppelten Simulation ist die Simulationsmethodik Insellösung, in dem verschiedene alleinstehende Teilsysteme wie in Abbildung 1-4 einem Gesamtmodell Ergebnisse liefern die dort ausgewertet werden.

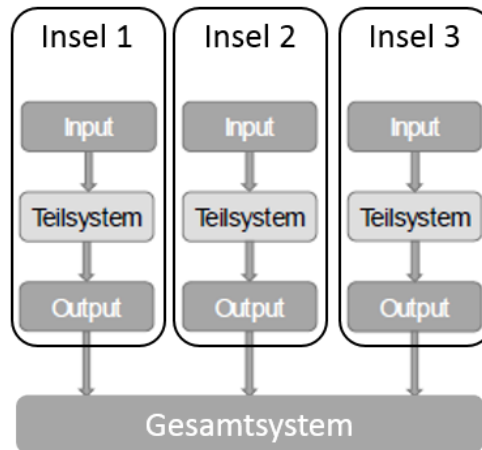


Abbildung 1-4: Inselösungen (Zimmer, 2015, S. 68)

Die Teilsysteme sind voneinander unabhängig und können mitunter sehr komplex sein. Der Vorteil dieser Teilsysteme liegt in der raschen Aufbauzeit und dass für jedes Teilsystem das jeweils passende Simulationsprogramm verwendet werden kann.

Sollen die einzelnen Teilsysteme voneinander abhängig sein, ergibt sich ein gekoppeltes Simulationsmodell, das die einzelnen Teilsysteme über eine Middleware verbindet. Nach (Zimmer, 2015) kann als Middleware eine Software wie TISC (TLK-Thermo GmbH) oder ICOS (Virtual Vehicle Graz) verwendet werden. Wie in Abbildung 1-4 dargestellt, kommunizieren die Teilsysteme über die Middleware miteinander.

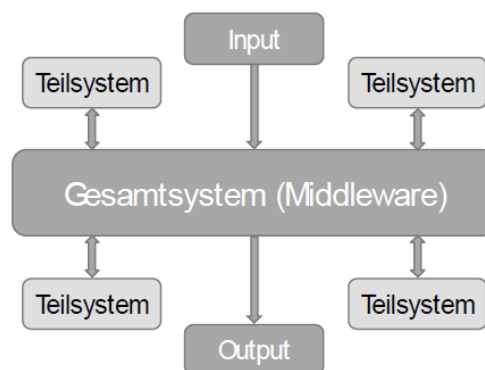


Abbildung 1-5: gekoppelte Simulation (Zimmer, 2015, S. 69)

Im Simulationsmodell, das in der Masterarbeit verwendet wird, werden die einzelnen Teilsysteme als Untermodelle ausgeführt, die über Schnittstellen miteinander zusammenhängen. Da es mit dem Programm LMS Imagine.Lab Amesim 15 möglich ist, verschiedene physikalische Vorgänge zu simulieren (multiphysics simulation), können alle benötigten Teilsysteme im selben Programm aufgebaut werden. Eine Koppelung verschiedener Software Programme ist daher nicht notwendig.

Die Koppelung der Untermodelle ist über definierte Schnittstellen realisiert, über die der Informationsaustausch zwischen den Modellen erfolgt. Eine genaue Beschreibung der verwendeten Koppelungsmethodik erfolgt in Kapitel 1.3.4.

Einen Überblick einiger Vor- und Nachteile der intern gekoppelten Teilmodelle einer Multiphysics Simulation Software und der Koppelung der Teilmodelle unter Anwendung verschiedener Simulationssoftware über eine Middleware gibt Tabelle 1-1.

Tabelle 1-1: Gegenüberstellung Kopplungsmethodik

Kopplungsmethodik	Vorteile	Nachteile
Multiphysics simulation Software	<ul style="list-style-type: none"> • Keine Kompatibilitätsprobleme durch einheitliche Software • Schnittstellen innerhalb einer Software • Gleiches Zeitintervall für alle Teilmodelle • Schneller Aufbau der Modelle 	<ul style="list-style-type: none"> • Teilweise Vereinfachungen bei Modellierungen erforderlich • Eingeschränkte Genauigkeit der Ergebnisse durch Vereinfachungen
Middleware	<ul style="list-style-type: none"> • Optimale Softwarelösung kann für jedes Teilmodell gewählt werden • Genaue Ergebnisse durch Abstimmung der Software auf jeweiliges Teilsystem 	<ul style="list-style-type: none"> • Koppelung der unterschiedlichen Programme mitunter aufwändig • Lizenz für jede verwendete Software nötig

1.3.3 Koppelung von Energie- und Thermalsimulation

Um die Thermaleigenschaften eines Fahrzeuges in der Simulation abbilden zu können, sind verschiedene Vorgehensweisen und Arten von Modellierungen möglich. Im Folgenden werden Beispiele von durchgeführten Vorgehensweisen aus (Karras, 2017) beschrieben, die sich im Wesentlichen etwas aufwändiger gestalten.

Grundsätzlich werden bei der Modellierung eines Fahrzeuges die verschiedenen Teilsysteme getrennt voneinander aufgebaut und über entsprechende Koppelungen voneinander abhängig gemacht. Sind die Teilsysteme in verschiedenen Programmen aufgebaut, können diese jeweils anhand der Erfordernisse des Teilsystems ausgewählt werden, was aber die Koppelung aufwändiger macht. Damit kann für jedes Teilsystem die optimale Software eingesetzt werden. Als Beispiel wird in (Karras, 2017) unter anderem die Koppelung mit dem „Thermischen Fahrzeugmodell Stuttgart“ (TheFaMoS) erklärt. Die einzelnen Teilsimulationen werden in (Karras, 2017, S. 33-39) von verschiedenen Programmen ausgeführt. Das TheFaMoS ist ein rückwärtsrechnendes in MATLAB/Simulink aufgebautes Fahrzeugmodell zur Bestimmung der Fahr- und Verlustleistungen.

Im Unterschied zur Vorwärtssimulation, bei der das Fahrermodell den Beschleunigungswunsch vorgibt, nach dem sich die Fahrzeuggeschwindigkeit über die Antriebsstrangkomponenten einstellt, erfolgt beim rückwärtsrechnenden Modell die direkte Vorgabe der Fahrgeschwindigkeit durch den Fahrzyklus, von dem aus die Rückrechnung auf die Antriebsstrangkomponenten erfolgt.

Der Aufbau des rückwärtsrechnenden TheFaMoS ist in Abbildung 1-6 schematisch dargestellt. Darin werden durch die Eingabe der erforderlichen Fahrzeugparameter und Kennfelder, sowie von Wirkungsgradkennfeldern der einzelnen Komponenten die abgegebenen Wärmeströme berechnet, die an gekoppelte Thermalmodelle weitergegeben werden. Die Fahrgeschwindigkeit des BEV wird

durch das verwendete Geschwindigkeitsprofil über der Zeit vorgegeben und ist meistens ein genormter Fahrzyklus.

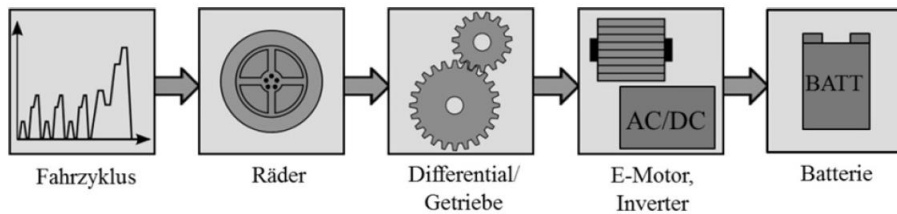


Abbildung 1-6: Thermisches Fahrzeugmodell Stuttgart (Karras, 2017, S. 33)

Über die sogenannte Zwei-Wege-Kopplungsmethodik wird der Kühlkreislauf in KULI abgebildet und mit dem Fahrzeugmodell gekoppelt. KULI ist ein von Magna Powertrain entwickeltes 1D Simulationsprogramm für die Simulation von Kühlsystemen, HVAC Anwendungen und Antriebsstrang Konzepten im Automobilbereich (Magna, 2018). In Abbildung 1-7 ist diese Methodik und der Zusammenhang der einzelnen Prozesse dargestellt. Die Kontrolle über die Simulation, und auch die Regelung des Kühlkreises bestimmt hier das TheFaMoS. Die erforderlichen Parameter werden nach den Zeitschritten an das jeweils andere Modell übergeben.

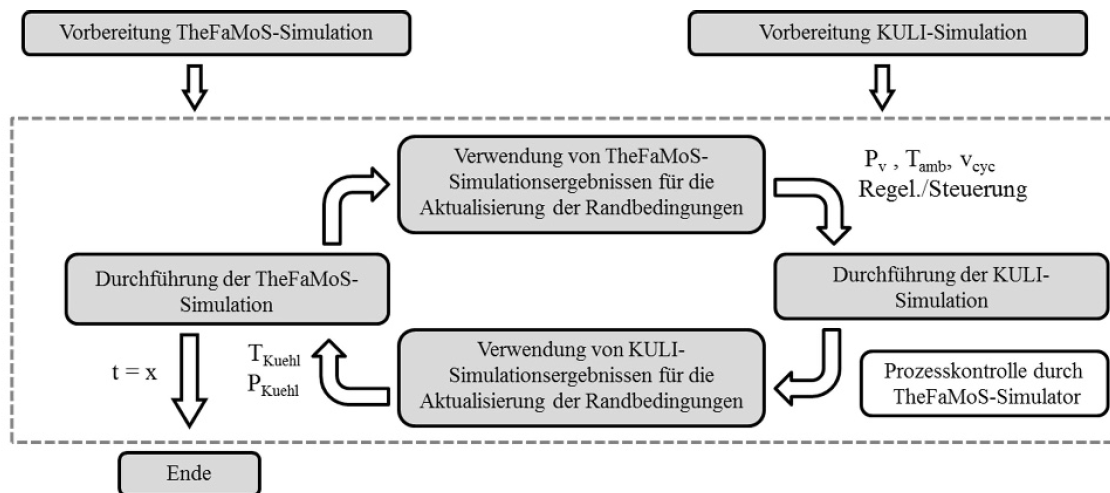


Abbildung 1-7: Kopplung TheFaMoS mit KULI (Karras, 2017, S. 38)

Für die Berechnung von Strömungen und Wärmeübertragungen verwendet (Karras, 2017, S. 37-38) die Koppelung von Exa PowerFLOW und PowerTHERM. Die beiden Programme werden hier zur thermischen 3D-CFD Simulation von Kühlplatten und Wassermäntel eingesetzt. In Abbildung 1-8 ist wiederum die zwei Wege Kopplung dargestellt und beschrieben. PowerTHERM simuliert hier die Wärmeübertragungsmechanismen, die in 2.1.3 Wärmeübertragung beschrieben sind, während PowerFLOW parallel dazu das Strömungsfeld berechnet. Der ganze Rechenprozess nähert sich der Lösung iterativ, bis sich ein thermisches Gleichgewicht einstellt.

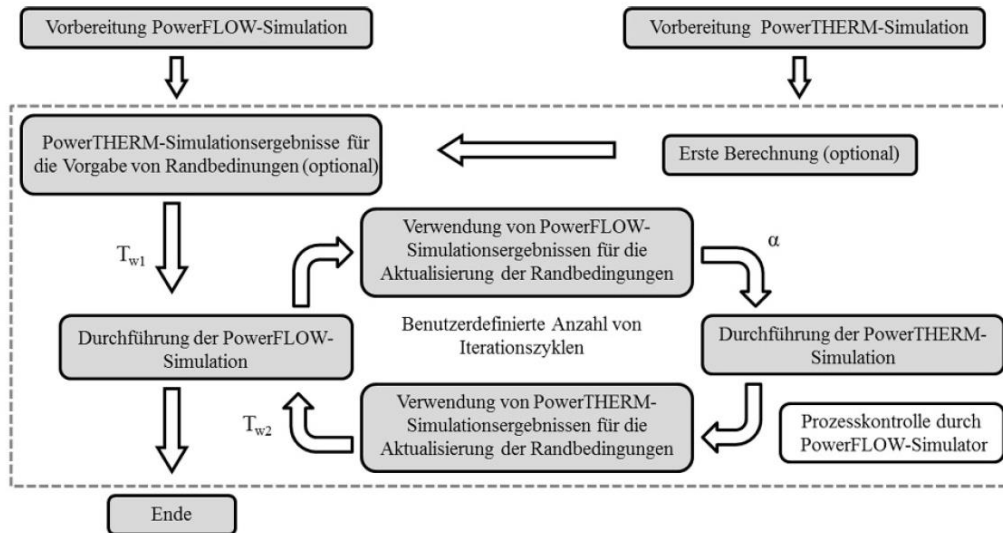


Abbildung 1-8: Koppelung PowerFLOW und PowerTHERM (Karras, 2017, S. 37)

Eine weitere Möglichkeit, für die Koppelung eines Thermalmodells mit einem Fahrzeugmodell wird von (Auer, 2016, S. 25-27) verwendet. Das BEF wird hier dargestellt durch das TheFaMoS, das wie oben beschrieben in Matlab/Simulink aufgebaut ist. Die thermische Simulation übernimmt hier der thermo-hydraulische Solver GT-Suite. In Abbildung 1-9 ist beschrieben, welche Größen zwischen den beiden gekoppelten Modellen ausgetauscht werden. Die Koppelung selbst erfolgt über definierte Schnittstellenvariable. Diese vom jeweils anderen Programm berechneten Werte werden nach jeder Sekunde aneinander übergeben.

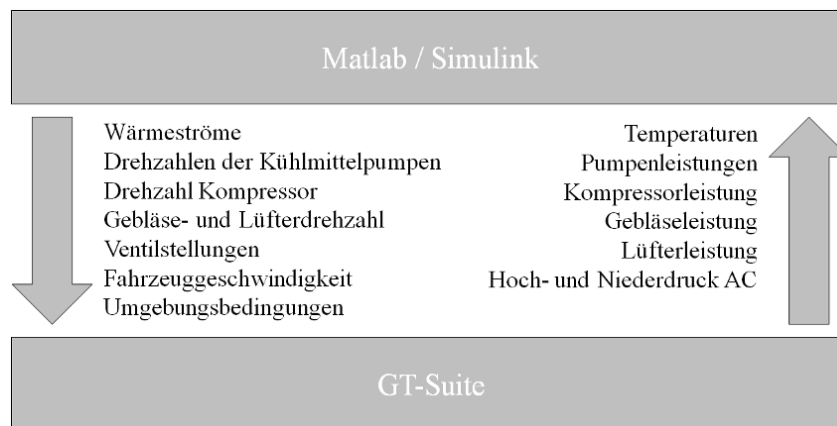


Abbildung 1-9: Koppelung Matlab/ Simulink mit GT- Suite (Auer, 2016, S. 26)

1.3.4 Simulationssoftware LMS Imagine.Lab Amesim

Das gekoppelte Energie- Thermalmodell der behandelten Masterarbeit ist in LMS Imagine.Lab Amesim aufgebaut und verwendet Modelle aus der Amesim Systembibliothek, sowie auch Firmenintern aufgebaute Modelle.

Abbildung 1-10 gibt einen vereinfachten Überblick über die Systemarchitektur der Software und die Interaktion der einzelnen Funktionsblöcke.

Der Aufbau eines Modells beginnt im Skizziermodus, wo Komponenten aus der Systembibliothek, aber auch selbst programmierte Komponenten auf einer graphischen Benutzeroberfläche miteinander verknüpft werden. Die Auswahl an Komponenten erstreckt sich über mathematische, hydraulische, elektrische, chemische oder mechanische Funktionsblöcke, um nur einige Beispiele zu nennen.

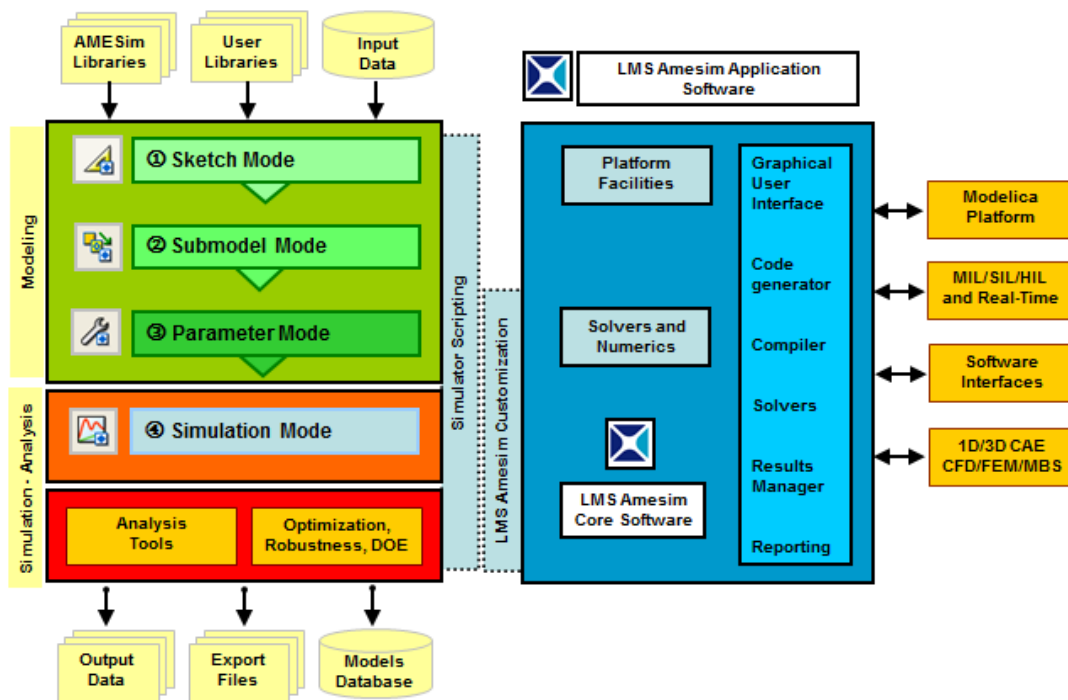


Abbildung 1-10: Systemarchitektur LMS Amesim (Siemens Industry Software NV, 2016)

Als Beispiel ist hier der Elektromotor (electric motor/generator) angeführt, der mehrere verschiedene Größen vereint bzw. verarbeitet. In Abbildung 1-11 sind die Ein- und Ausgangsgrößen an den Schnittstellen, den sogenannten Ports, der Komponente Elektromotor dargestellt. Über diese Ports können in Amesim sowohl physikalische Größen, als auch Signale und Rechengrößen vom übergeordneten Modell ins betreffende Untermodell geführt werden. An Port 4 wird dem Motormodell ein einheitenloses Sollmoment vorgegeben, das auf Port 2 als Drehmoment (Nm) anliegt. Mit diesem Drehmoment kann ein anderes Lastmodell verbunden werden, das damit abhängig von der Massenträgheit in Rotation (1/min) versetzt wird. Diese Rotation wird wiederum vom Motormodell als Eingabegröße benötigt. Mit der Rotation und dem Moment kann intern die mechanische Leistung (W) berechnet werden mit welcher über den Wirkungsgrad die Verlustleistung (W) berechnet wird. Diese Leistung wird als Wärmestrom (W) an Port 5 ausgegeben, wo bei entsprechender Koppelung mit einem thermischen Modell eine Temperatur (°C) zurückgegeben wird, die dann intern als Motortemperatur verwendet wird.

An den Ports 5 und 6 wird die Betriebsspannung (V) angelegt. Durch das abgegebene Drehmoment in den Verlusten wird dann die Stromstärke (A) berechnet, die an den Ports 5 und 6 ausgegeben wird. Für die Berechnung interner Parameter und deren Zusammenhänge müssen teilweise entsprechende Kennfelder hinterlegt werden, auf die zugegriffen wird. An Port 3 wird das maximal und das minimal mögliche Drehmoment (Nm) für den jeweiligen Betriebszustand, als Eingang für eine Regelschaltung ausgegeben.

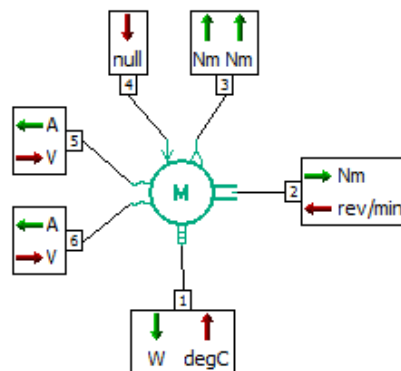


Abbildung 1-11: Elektromotor (Siemens Industry Software NV, 2016)

Die Bibliothek beinhaltet auch eine Auswahl an fertig modellierten Automotive und Powertrain Komponenten, wie z.B. Lüfter, Kondensatoren, Kompressoren oder Fahrermodelle, die über Kennfelder und Parameter für die jeweilige Anwendung bedatet werden können. Auch diese Komponenten koordinieren teilweise Flüsse mit verschiedenen physikalischen Größen. LMS Ameset bietet außerdem die Möglichkeit eigene Komponenten zu programmieren. Eigene, zusammenhängende Systeme, wie Kühlkreisläufe können zu sogenannten Superkomponenten zusammengefasst werden, wo der Signalfluss zu den anderen Komponenten über Schnittstellen, den sogenannten Ports erfolgt. Über diese Ports können beispielsweise Fluidströme, Bussignale, oder aber auch nur Werte geführt werden. Innerhalb eines Modells können der Übersichtlichkeit halber Signale über Transmitter und Receiver ohne sichtbare Leitung übertragen werden.

In Abbildung 1-12 sind an einem Beispielmmodell die in der Simulation am häufigsten verwendeten Schnittstellen zur Veranschaulichung beispielhaft verknüpft. Das Beispielmmodell beinhaltet eine Superkomponente (SUPERCOMPONENT), die einen Operator 1 und einen Operator 2 beinhaltet, die zusammen mit fünf verschiedenen Eingangsgrößen vier Ausgangsgrößen berechnen. Am Eingang „Port 1“ der Superkomponente werden zuvor zwei verschiedene Signale mit einem „Multiplexer“ zusammengeführt, die dann im Superkomponenten mit einem „Demultiplexer“ wieder getrennt werden. Das obere Signal für den „Multiplexer“ kommt von „Receiver A“, der sein Signal vom „Transmitter A“ empfängt. Das untere Signal ist ein Bussignal. Auf den Bus „Bussource“ können mit „Busadd“ beliebe viele Signale geschrieben werden, die dann an einer anderen Stelle mit „Busget“ wieder ausgelesen werden können, wie hier in der Superkomponente. Der Signaleintrag in die Superkomponente erfolgt über die Schnittstelle „Port 1“, die Signalausgabe über „Port 2“. An jeder Superkomponente können beliebig viele Ports eingefügt werden, die unterschiedliche Signale, wie auch physikalische Größen über diese Schnittstelle übertragen können.

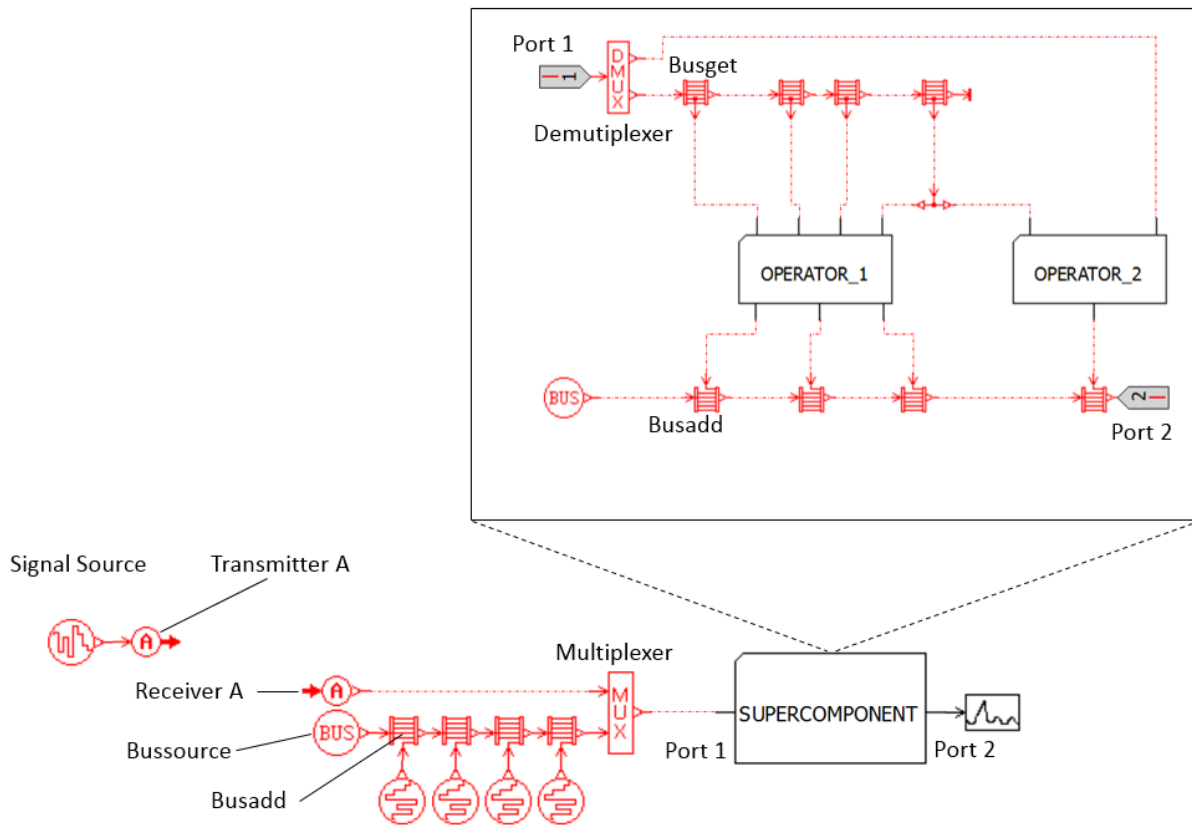


Abbildung 1-12: Überblick verwendeter Schnittstellen

Ist ein Modell physikalisch korrekt verschaltet, kann weiter im Submodellmodus und im Parametermodus die Bedienung des Modelles bzw. der Komponenten erfolgen. Hier kann auf Kennfelder, physikalische Parameter oder auch auf eingestellte Werte zugegriffen werden, auf deren Basis die Simulation durchgerechnet wird.

Im Simulationsmodus erfolgt dann über die Berechnung des Modells anhand der eingestellten Simulationsdauer und Taktung. Dabei kann immer auf die aktuellen Ausgabewerte zugegriffen werden und auch deren zeitlicher Verlauf graphisch dargestellt werden. Die Ergebnisse der Simulation lassen sich im CSV Datenformat ins Tabellenkalkulationsprogramm EXCEL exportieren und dort weiterverarbeiten.

Diese kurze Beschreibung umfasst die wichtigsten, für das Fahrzeugmodell relevanten Funktionen auf Benutzerebene, die für die vorliegende Arbeit von Bedeutung sind. Auf eine Beschreibung der softwareinternen Eigenschaften und Funktionen auf Softwareebene, wie z.B. Solver wird nicht näher eingegangen. Die Komponenten der Systembibliothek sind über LMS Amehelp (Siemens Industry Software NV, 2016) einsehbar.

2 Grundlagen

2.1 Grundlagen für die Modellbildung

Die Abbildung eines Fahrzeuges in einer Simulationsumgebung erfolgt auf der Grundlage der physikalischen Gesetze.

Die meisten physikalischen Fahrzeugfunktionen sind im vorgegebenen Modell bereits korrekt abgebildet und müssen für das gewünschte Fahrzeugmodell nicht mehr verändert werden. In den weiteren Kapiteln werden daher nur die Modellierungen genauer beschrieben, die in direktem Zusammenhang mit den eingefügten und veränderten Fahrzeugfunktionen im Rahmen dieser Diplomarbeit stehen.

2.1.1 Fahrzeug Längsdynamik

Zur Fahrzeuglängsdynamik gehören einerseits der Fahrwiderstand und andererseits der Antrieb, der diesem entgegenwirken muss. In Anlehnung an (Pischinger & Seiffert, 2016, S. 59-63) werden vereinfacht die Widerstandskräfte beschrieben, die an einem Fahrzeug wirken. Der Fahrwiderstand F_W setzt sich zusammen aus dem Rollwiderstand F_{Ro} , dem Luftwiderstand F_L und dem Steigungswiderstand F_{St} . Die Veranschaulichung findet sich in Formel (2-1) und in Abbildung 2-1.

$$F_W = F_{Ro} + F_L + F_{St} \quad (2-1)$$

Der Rollwiderstand F_{Ro} errechnet sich näherungsweise aus Formel (2-2) mit dem Rollwiderstandsbeiwert f und der Gewichtskraft ($m * g$) des Fahrzeuges. Verantwortlich für den Rollwiderstand sind die Walkverlustarbeit und die Formänderungsarbeit des Reifens. Die Werte für den Rollwiderstandsbeiwert f steigen mit der Geschwindigkeit.

$$F_{Ro} = f * m * g \quad (2-2)$$

Der Luftwiderstand am Fahrzeug entsteht durch die Luftströmung um die Fahrzeugkontur während der Fahrt. Die Luftwiderstandskraft F_L errechnet sich näherungsweise mit Formel (2-3) aus dem c_w Wert, der Querschnittsfläche des Fahrzeuges A , der Luftdichte ρ und der Fahrzeuggeschwindigkeit v . Bei hohen Fahrzeuggeschwindigkeiten macht der Luftwiderstand durch den quadratischen Anstieg mit der Geschwindigkeit v , den Großteil der Widerstandskraft F_L aus.

$$F_L = c_w * A * \rho * \frac{v^2}{2} \quad (2-3)$$

Der Steigungswiderstand F_{St} errechnet sich aus dem Steigungswinkel β und der Fahrzeuggewichtskraft ($m * g$) mit Formel (2-4).

$$F_{St} = \sin \beta * m * g \quad (2-4)$$

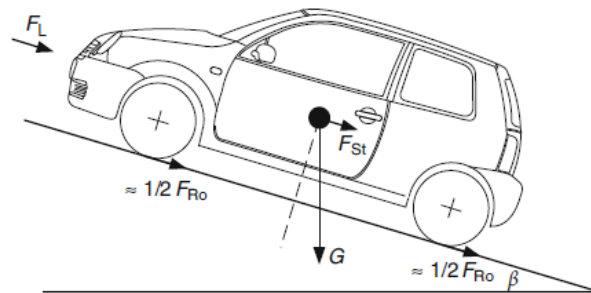


Abbildung 2-1: Längswiderstände (Pischinger & Seiffert, 2016, S. 60)

Die quantitativen Verläufe dieser Kräfte über der Geschwindigkeit sind in Abbildung 2-2 dargestellt. Daraus ist ersichtlich, dass die Kraft des Steigungswiderstandes geschwindigkeitsunabhängig ist, der Luftwiderstand quadratisch mit der Geschwindigkeit zunimmt und der Rollwiderstand mit höherer Geschwindigkeit leicht zunimmt.

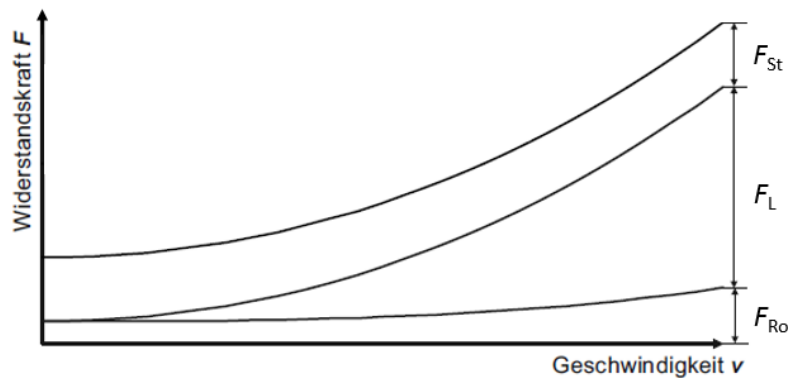


Abbildung 2-2: Fahrwiderstandskräfte (Liebl, et al., 2014, S. 106)

Die einzelnen Widerstände sind im Modell Basisfahrzeug mit den erforderlichen Funktionsblöcken implementiert und liefern geschwindigkeits- und steigungsabhängig die richtigen Widerstandskräfte. Für instationäre Betriebszustände ist zusätzlich der Beschleunigungswiderstand F_B hinzuzuziehen. Dieser errechnet sich mit Formel (2-5) über die Fahrzeugmasse m und die Fahrzeugbeschleunigung a .

$$F_B = m * a + F_{B,r} \quad (2-5)$$

Die Widerstände durch die Massenträgheit der rotierenden Bauteile $F_{B,r}$ im Antriebsstrang werden in den jeweiligen Komponentenmodellen berücksichtigt.

2.1.2 Fahrzeug Thermalfunktionen

Die Konditionierung des Fahrzeuginnenraumes und der Antriebsstrangkomponenten erfordert eigene Baugruppen. Notwendig wird das, wenn zulässige oder gewünschte Temperaturen von den

tatsächlichen Temperaturen abweichen. Im Elektrofahrzeug dürfen Fahrgastraum, Traktionsbatterie, Leistungselektronik und Traktionsmotoren definierte Temperaturgrenzen nicht über- oder unterschreiten, um Komfortziele zu erreichen bzw. um den thermischen Bauteilschutz zu gewährleisten. Um diese Anforderungen zu erfüllen, ist bei zu niedrigen Umgebungstemperaturen eine Heizung von Batterie und Fahrgastzelle nötig und bei zu hohen Temperaturen eine Kühlung. Diese beiden Funktionen werden durch Störgrößen, wie z.B. Sonneneinstrahlung oder Wärmeübergänge durch Konvektion beeinträchtigt.

Die Kühlung erfolgt im BEV meist auf zwei verschiedenen Temperaturniveaus, wobei die Leistungselektronik ohne der Batterie von einem Hochtemperatur- Kühlkreislauf gekühlt werden kann, und die Batterie und die Fahrgastzelle von einem Niedertemperatur- Kältekreislauf gekühlt werden muss, um bei Umgebungstemperaturen über der zulässigen Bauteiltemperatur die Einhaltung der Maximaltemperaturen zu gewährleisten.

Abbildung 2-3 zeigt eine mögliche Führung der Energieströme in einem BEV bei -7°C Umgebungstemperatur und stationärer Fahrt mit 18 km/h ohne Sonneneinstrahlung. Bei diesen Randbedingungen benötigt die Heizung der Fahrgastzelle $4,5\text{ kW}$ um den Wärmeverlust durch die austretenden Wärmeströme auszugleichen und so die Innenraumtemperatur auf 22°C zu halten (Wiebelt & Wawzyniak, 2013).

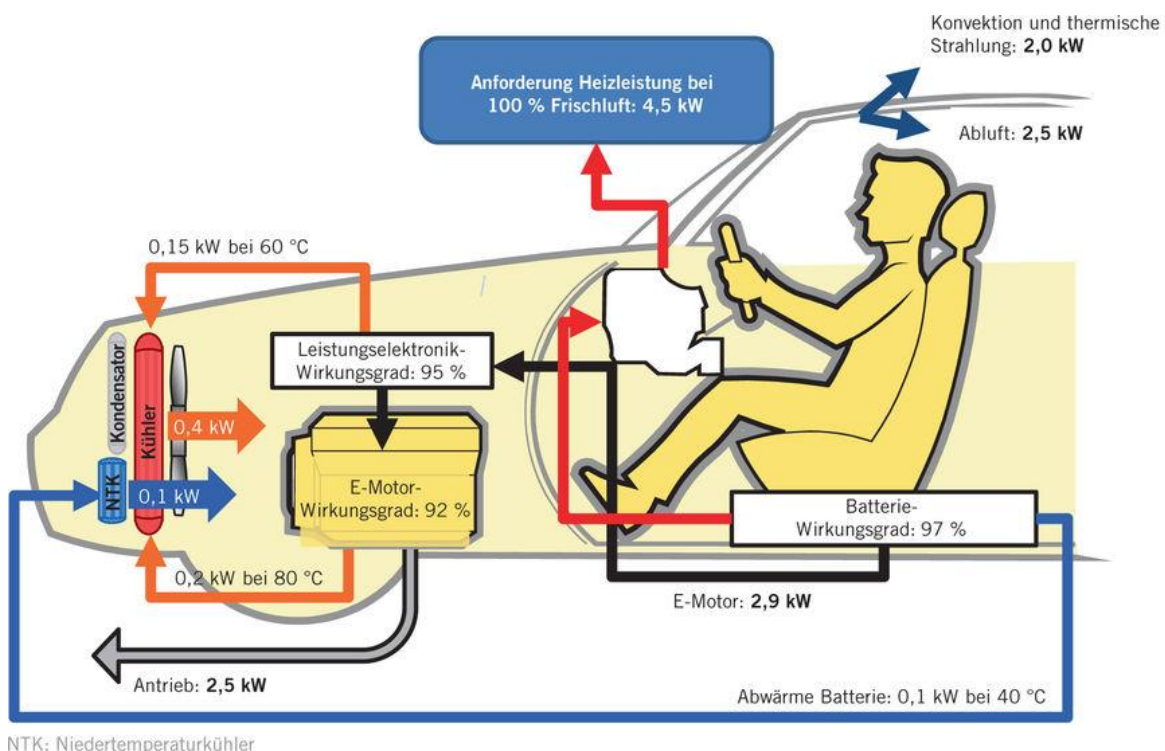


Abbildung 2-3: Energieströme im Elektrofahrzeug (Wiebelt & Wawzyniak, 2013, S. 593)

In diesem Fall ist eine Beheizung des Innenraumes, und je nach Temperatur der Batterie, auch eine Beheizung der Batterie erforderlich. Dafür eignen sich grundsätzlich Hochvolt PTC (positive temperature coefficient) Zuheizer oder Wärmepumpen, die den Luftmassenstrom vor Eintritt in die Fahrgastzelle erwärmen, oder auch die Batterie. Während der PTC Zuheizer die Wärme durch den elektrischen Widerstand direkt aus der elektrischen Leistung erzeugt, wird bei der Wärmepumpe die elektrische Leistung dem Kompressor zugeführt, der das Kältemittel verdichtet. Die Wärmepumpe ermöglicht Wirkungsgrade bzw. Leistungszahlen größer eins und ist dadurch energieeffizienter als

der PTC Zuheizer. Die Vorteile des PTC Zuheizers sind die einfache Regelbarkeit, der einfache Aufbau und ein schnelles Ansprechverhalten. Eine optimale Lösung bietet die Kombination der beiden Heiztechnologien. In Abbildung 2-4 ist ein Kreislauf eines BEV abgebildet, in dem die Heizung von Batterie und Fahrgastzelle von je einem Hochvolt PTC durchgeführt wird. Der Wärmeeintrag durch den PTC erfolgt hier in das Kühlmittel, das in weiterer Folge einen Heizkörper aufheizt, der die Innenraumluft erwärmt.

Die Einbringung der klimatisierten Luft in den Fahrgastinnenraum, erfolgt meistens über ein Klimagerät. Ein solches ist in Abbildung 2-5 abgebildet. Die zugeführte Innenluft bei Umluftbetrieb, oder die Frischluft, die vom Gebläse angesaugt wird, wird vor Eintritt in den Innenraum entweder vom Verdampfer abgekühlt, oder vom Heizkörper, oder PTC erwärmt.

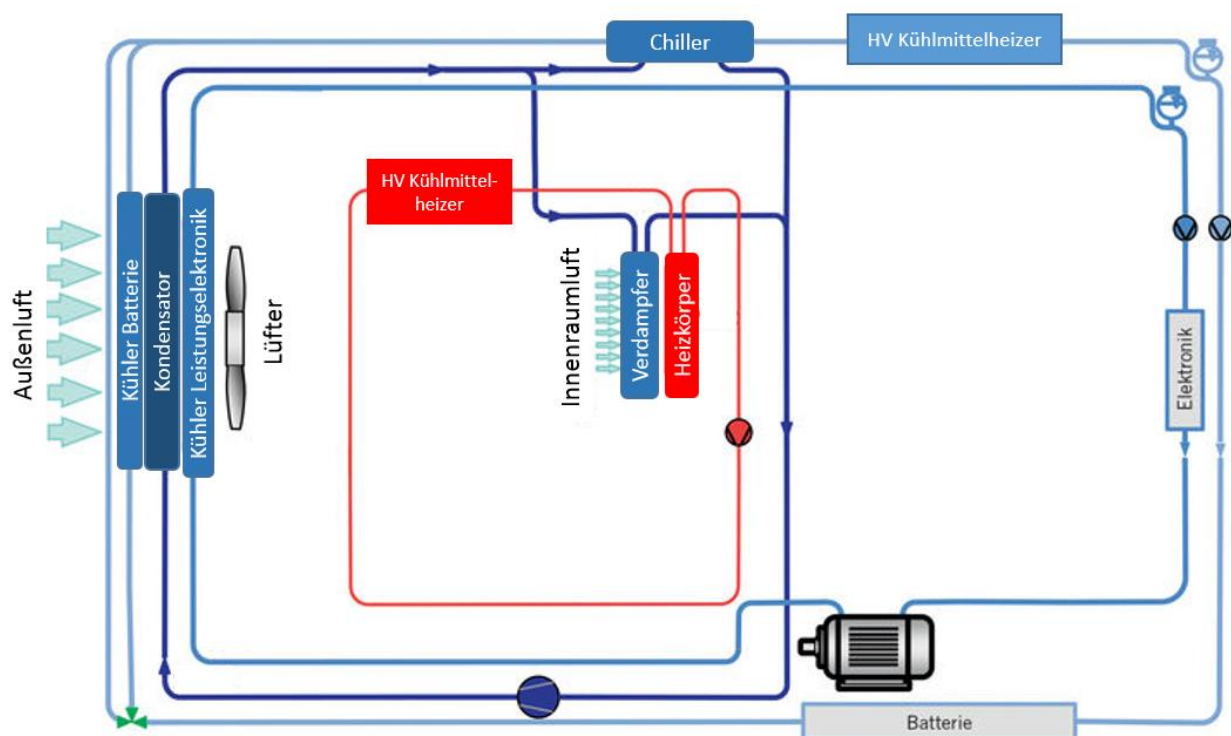


Abbildung 2-4: Konditionierkreisläufe BEV (Wawzyniak, Art, Jung, & Ahmed, 2017, S. 55)

Mit den Anordnungen in Abbildung 2-4 ist auch die Kühlung der Batterie und der Fahrgastzelle möglich. Dies erfolgt mit dem Kältemittelkreis, wo das Kältemittel vor dem Kondensator verdichtet wird, und über den Chiller und den Verdampfer wieder entspannt wird. Im Chiller erfolgt die Abkühlung der Kühlflüssigkeit der Batterie, im Verdampfer wird die einströmende Kabinenluft abgekühlt. Der innere Kreis sorgt für die Kühlung der restlichen Leistungselektronikkomponenten. Die Wärmeabgabe durch die Kühlsysteme erfolgt durch die Kühler und den Kondensator, die von Außenluft angeströmt werden, bzw. vom Lüfter (Wawzyniak, Art, Jung, & Ahmed, 2017).

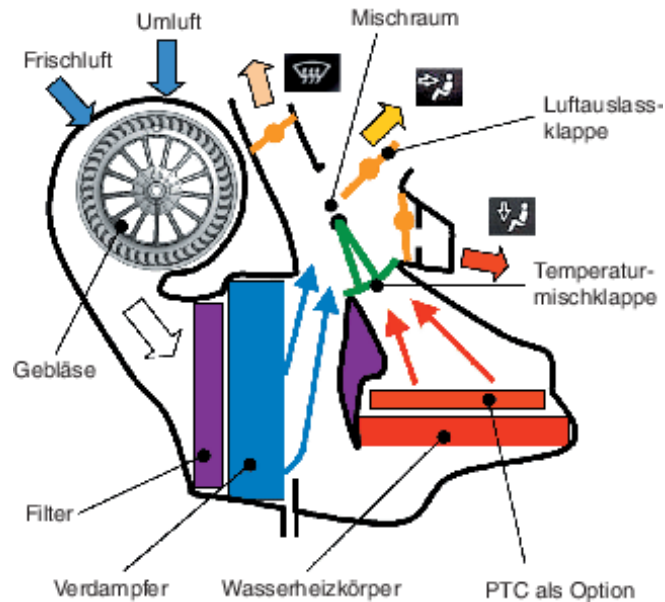


Abbildung 2-5: Aufbau Klimagerät Innenraumklimatisierung (Bubb, et al., 2016, S. 709)

2.1.3 Wärmeübertragung

Zur Beschreibung der Wärme- und Energieflüsse ist es notwendig, die grundsätzlichen Übertragungsmechanismen in Anlehnung an (Stegmann, 2015, S. 7-10) zu erläutern. Zur Betrachtung der Energieflüsse in oder aus einem System muss eine Systemgrenze gezogen werden, um die relevanten Wärmeströme abzugrenzen. In Abbildung 2-6 ist der Energieübertritt über eine Systemgrenze schematisch dargestellt. Der Transport von Wärme oder Arbeit über die definierte Systemgrenze verursacht hier eine Änderung der Energie innerhalb des Systems.

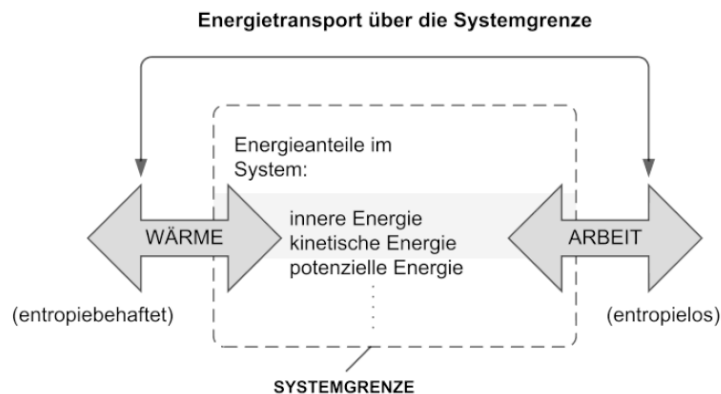


Abbildung 2-6: Energietransport (Stegmann, 2015, S. 8)

Im Folgenden wird auf die Übertragung von Wärme eingegangen, da diese durch die Modellierungen im Fahrzeugmodell in späteren Kapiteln verwendet wird.

Grundsätzlich kommen nach (Stegmann, 2015) im Fahrzeug die drei Wärmeübertragungsmechanismen Leitung, Konvektion und Strahlung zum Tragen.

Bei Wärmeleitung wird der Wärmestrom \dot{Q} , der in Richtung abnehmender Temperatur fließt, als Produkt der molekularen Wärmeleitfähigkeit λ der Querschnittsfläche A und des

Temperaturgradienten in x- Richtung $\frac{d\vartheta}{dx}$, wie in Formel (2-6) dargestellt, berechnet. Grundsätzlich erfolgt Wärmeleitung überall, wo es Temperaturunterschiede gibt.

$$\dot{Q} = -\lambda * A * \frac{d\vartheta}{dx} \quad (2-6)$$

Formel (2-7) beschreibt die Wärmemenge, die bei natürlicher oder erzwungener Konvektion zwischen einem Festkörper und einem vorbeiströmenden Fluid übertragen wird. Dafür erforderlich ist der Wärmeübertragungskoeffizient α , die Fläche A , über die die Wärme übertragen wird, und die Temperaturdifferenz ΔT .

Der Wärmeübertragungskoeffizient α wird von Amesim entsprechend der Anwendung mit Hilfe der Prandtl-, der Grashof-, der Reynolds-, und der Nusseltzahl modelliert, bzw. für jeden Anwendungsfall eigens berechnet. Die dafür erforderlichen Stoffwerte der beteiligten Fluide und Festkörper müssen dem Programm bereitgestellt werden (Siemens Industry Software NV, 2016).

$$\dot{Q} = \alpha * A * \Delta T \quad (2-7)$$

Zur Beschreibung der Wärmestrahlung dient Formel (2-8) aus (Stegmann, 2015). Diese beinhaltet die Körpertemperatur ϑ_K und die Umgebungstemperatur ϑ_{amb} in Kelvin, sowie die Stefan Boltzmann Konstante σ , das Emissionsverhältnis ε und die relevante Fläche A . Im Fahrzeugmodell erfolgt damit die Berechnung des Wärmeeintrages in die Fahrgastzelle durch die Sonneneinstrahlung.

$$\dot{Q} = \varepsilon * \sigma * A * (\vartheta_K^4 - \vartheta_{amb}^4) \quad (2-8)$$

Zur Modellierung der Temperaturen von einzelnen Komponenten, die als Festkörper dargestellt sind wird in Amesim Formel (2-9) verwendet. Die Masse m und die spezifische Wärmekapazität c_p des Festkörpers müssen als Stoffeigenschaft und als Komponentenparameter vorgegeben werden. Damit kann über die zu- und abfließende Wärme q_i die lokale Temperaturänderung $\frac{dT}{dt}$ der Komponente berechnet werden (Siemens Industry Software NV, 2016).

$$m * c_p * \frac{dT}{dt} = \sum_{i=1}^n dq_i \quad (2-9)$$

2.1.4 Elektrischer Verbrauch

Für Reichweitenbetrachtungen sind die Energieverbräuche aller einzelnen Verbraucher relevant. Da die einzige Energiequelle am BEF die Batterie ist, werden sämtliche Verbraucher aus der elektrischen Energie der Batterie versorgt. Eine Übersicht über Reichweitenrelevante Verbraucher bietet Abbildung 2-7 anhand eines Hybridfahrzeuges, das die gleichen Verbraucher besitzt, wie ein Elektrofahrzeug. Diese umfassen die elektrischen Antriebsmaschinen, die zur Ansteuerung erforderliche Leistungselektronik, sowie die zur Kühlung erforderlichen Nebenverbraucher, wie Kühlmittelpumpen und Kompressor. In den betrachteten Simulationsmodellen sind zusätzlich die elektrischen Heizelemente für Batterie und Fahrgastzelle vorhanden. Die dynamische Leistung der elektrischen Lenkung wird darin nicht berücksichtigt, da nur die Fahrzeuglängsdynamik betrachtet wird.

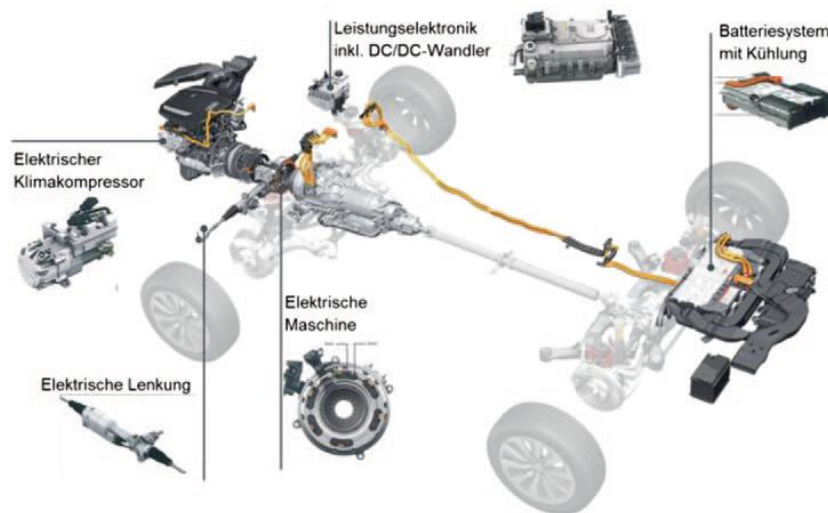


Abbildung 2-7: Verbraucherübersicht (Kampker, Vallee, & Schnettler, 2013, S. 161)

Die verbrauchte Energie W lässt sich mit Formel (2-10) aus der elektrischen Leistung P_{el} und der Zeit t berechnen. Um auf diese Weise den Gesamtenergieverbrauch zu erhalten, müssen die Leistungen aller elektrischen Verbraucher aufsummiert werden.

$$W = P_{el} * t \quad (2-10)$$

Elektrische Leistungen P_{el} lassen sich mit Formel (2-11) aus der Spannung U und der Stromstärke I ermitteln. Wird die Spannung und die Stromstärke direkt an der Batterie abgegriffen, kann daraus der Gesamtleistungs- bzw. auch der Gesamtenergiebedarf ermittelt werden.

$$P_{el} = U * I \quad (2-11)$$

Für eine Betrachtung der einzelnen Verbraucher muss die anliegende Spannung und der Eingangsstrom an der jeweiligen Komponente für die Ermittlung abgegriffen werden. Die Ermittlung der Energieverbräuche der Komponenten im Simulationsmodell wird in Kapitel 3.1 genau beschrieben.

2.2 Aufbau des Simulationsmodells

2.2.1 Komplexes Fahrzeugmodell

Das verwendete 1D Fahrzeugmodell, das in Abbildung 2-8 dargestellt ist, ist grundsätzlich aus acht großen Superkomponenten aufgebaut, die auf dieser Ebene über Schnittstellen miteinander gekoppelt sind. Die Schnittstellen sind hier mit Transmittern und Receivern verbunden, die die Daten zwischen den Modellen übertragen. Die Transmitter und Receiver sind von A bis G durchbuchstabiert und führen mehrere, mit Multiplexern zusammengeführte Datenbusse. In den Superkomponenten befinden sich wiederum weitere Untermodelle, die dessen Funktion darstellen.

Die acht Superkomponenten enthalten ein Steuergerät (Controller links oben), das die Fahrzeugfunktionen steuert, ein Fahrermodell (Driver), das die Fahrzeuggeschwindigkeit nach der

vorgegebenen Geschwindigkeitsdatei regelt, ein Zweiachs- Fahrzeugmodell (Twoaxle vehicle), das die physikalischen Fahrzeuglängsdynamikeigenschaften abbildet und ein damit gekoppeltes Antriebsstrangmodell (Powertrain BEV) in dem sich die Leistungselektronikkomponenten und die Antriebsstränge befinden.

Die Thermalfunktionen befinden sich in den Superkomponenten Kühlkreislauf Antriebsstrang (Cooling circuit powertrain) und Kältekreislauf (Coolant circuit) der einmal mit dem Fahrgastzellenmodell (Cabin) für die Fahrzeuginnenraumkonditionierung und einmal mit dem Batteriekühlkreislauf (Cooling circuit battery) für die Batteriekonditionierung gekoppelt ist.

Die im linken Block dargestellten Symbole beinhalten Stoffeigenschaften und Parameter sowie Randbedingungen für die Simulation. Im Feld Signal Bus sind die Signale zur einfacheren Auswertung zusammengefasst.

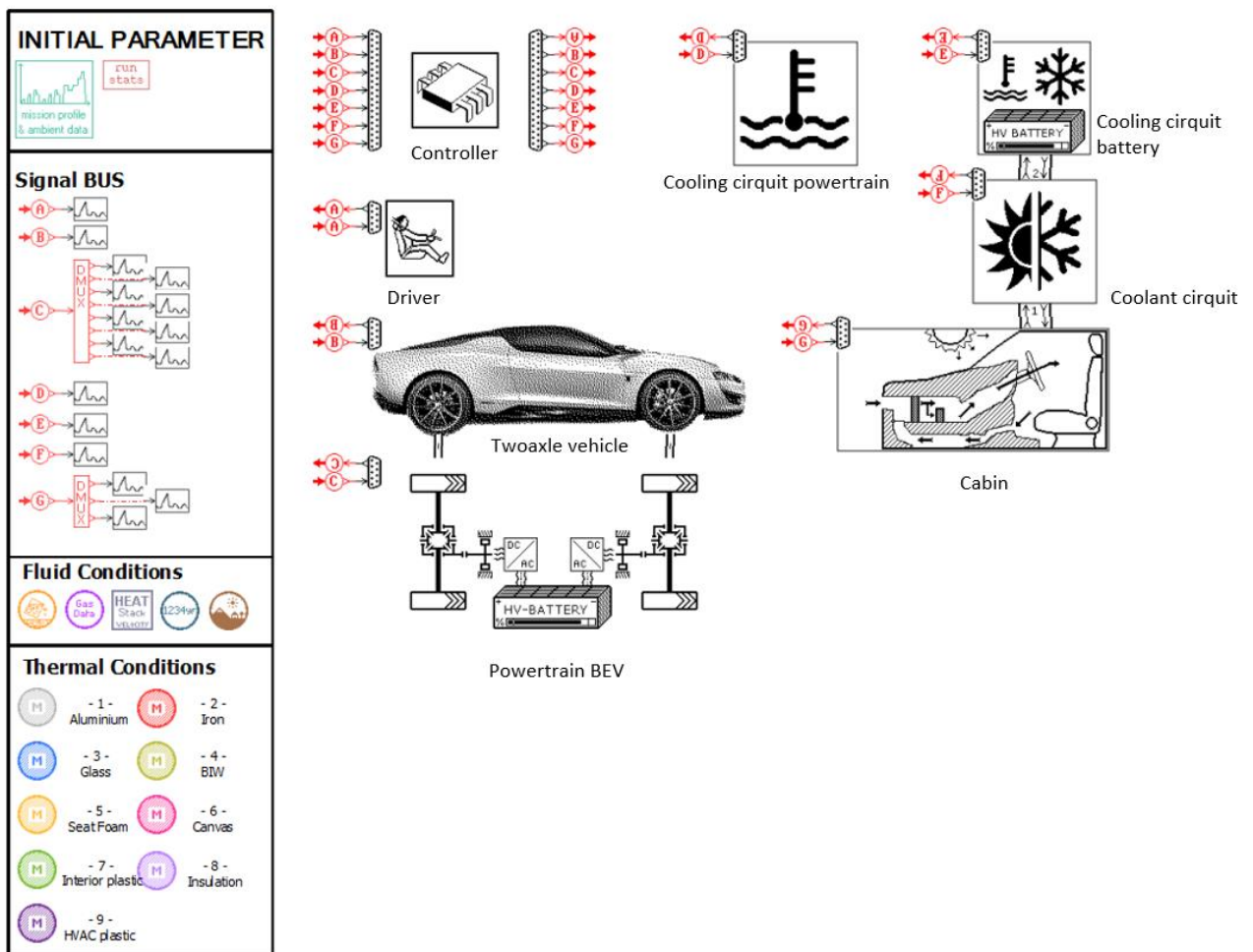


Abbildung 2-8: Komplexes Fahrzeugmodell

Die Steuerung der Fahrzeuglängsdynamik und der Thermalfunktionen erfolgt im Controller. Die Energieverbräuche der einzelnen Verbraucher sind als elektrische Lasten im Antriebsstrangmodell dargestellt und werden über Leistungsermittlung der Verbraucher modelliert.

2.2.2 Fahrzeuglängsdynamik

Die Modellierung der Fahrzeuglängsdynamik erfolgt im Zweiachs- Fahrzeugmodell auf Grundlage der in Kapitel 2.1.1 beschriebenen physikalischen Zusammenhänge. Dieses Modell berücksichtigt sämtliche Fahrwiderstände, sowie auch die Massenträgheiten der Achsantriebe, Reifen und die dynamische Achslastverteilung. Die Schnittstelle zum Antriebsstrangmodell bilden die Eingänge der Achsantriebe. Hier erfolgt der Leistungseintrag vom Antriebsstrangmodell. Die wichtigsten Ausgabewerte des Modells sind die Fahrgeschwindigkeit und die zurückgelegte Strecke. Die Fahrwiderstände werden durch die Koppelung mit dem Antriebsstrangmodell ausgegeben.

Im Antriebsstrangmodell befinden sich die Leistungselektronikkomponenten, bestehend aus Inverter mit Motor und Getriebestufe für Vorder- und Hinterachse sowie eine Hochvoltbatterie und eine Niedervoltbatterie für die Nebenverbraucher. Der Inverter wandelt die anliegende Gleichspannung der Batterie und das Drehmomentsignal aus dem Steuergerät in eine Wechsellspannung um, mit der das gewünschte Motormoment eingestellt wird. Die elektrische Verschaltung der Komponenten erfolgt ebenfalls in diesem Modell und ermöglicht so die Verbrauchsdarstellung an der Hochvoltbatterie. Zusätzlich werden diesem Modell die elektrischen Leistungen der Nebenverbraucher übermittelt, da sich die elektrische Verbrauchsmodellierung, die in Kapitel 3.1 beschrieben wird ebenfalls im Antriebsstrangmodell befindet.

2.2.3 Batteriemodell

Die Modellierung der Batterie erfolgt in zwei verschiedenen Teilen. Einmal werden die elektrischen Funktionen im Antriebsstrangmodell modelliert, und einmal die thermischen Eigenschaften im Modell des Batteriekühlkreislaufes. Die Koppelung erfolgt über den Wärmestrom und über die Temperatur, deren Signale über die Schnittstellen zwischen den Modellen ausgetauscht werden. Über die Verlustleistung der Batterie entsteht ein Wärmestrom, der dem thermischen Modell zugeführt wird. Dieses heizt sich in Folge auf und ändert seine Temperatur, die das elektrische Modell zurückbekommt und als Betriebstemperatur verwendet. Die beiden Modelle werden in den nächsten Kapiteln beschrieben.

2.2.3.1 Elektrisches Batteriemodell

Die Traktionsbatterie des Fahrzeugmodells ist mit einem Amesim „quasi- static battery pack“ dargestellt, der mit Parametern aus einer realen Hochvoltbatterie bedatet ist. Abbildung 2-9 zeigt die Batteriekomponente mit dessen Schnittstellen, wie sie im Skizziermodus dargestellt ist. An den Ports 1 und 2 erfolgt die elektrische Verschaltung mit den Verbrauchern. Die Wärme aus den inneren Verlusten wird an Port 3 ausgegeben. Port 4 gibt den aktuellen Ladezustand der Batterie aus. Die folgenden Beschreibungen stammen aus LMS Amesim (Siemens Industry Software NV, 2016).

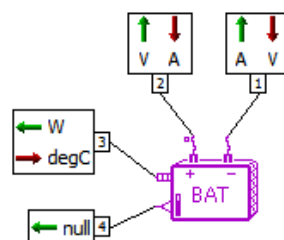


Abbildung 2-9: HV Batterie (Siemens Industry Software NV, 2016)

Der interne Schaltplan für die Batterie kann grundsätzlich in der Form in Abbildung 2-10 dargestellt werden wobei an Port 2 der Pluspol anliegt und an Port 1 der Minuspol. An diesen beiden Polen liegt die Eingangsspannung an. Der Strom I_{in} stellt den Eingangsstrom dar, der unter anderem auch für die Berechnung der Verlustleistung mit dem Innenwiderstand R herangezogen wird. C_f beschreibt eine Filterkapazität, die unter anderem dazu da ist, um algebraische Schleifen in der Simulation zu durchbrechen. Die Batteriespannung, die als Rechengrundlage dient, ist die Leerlaufspannung OCV (open circuit voltage).

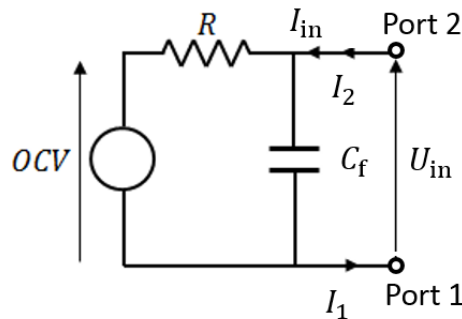


Abbildung 2-10: Batterieschaltplan (Siemens Industry Software NV, 2016)

Die Abhängigkeiten der OCV von den anderen Parametern wie z.B. Innenwiderstand oder SOC sind als Kennfelder in den globalen Parametern hinterlegt um unter anderem den Innenwiderstand für Laden und Entladen unterschiedlich zu berechnen, woraus sich auch die Hysterese ergibt.

Ein typischer Verlauf der Leerlaufspannung in Abhängigkeit vom SOC ist in Abbildung 2-11 dargestellt, worauf auch die unterschiedlichen Spannungsverläufe der Leerlaufspannung beim Laden OCV_C^{data} und beim Entladen OCV_D^{data} erkennbar sind, durch die sich die Hysterese ergibt. Die Bezeichnung „data“ bedeutet, dass es sich um Kennfelddaten handelt.

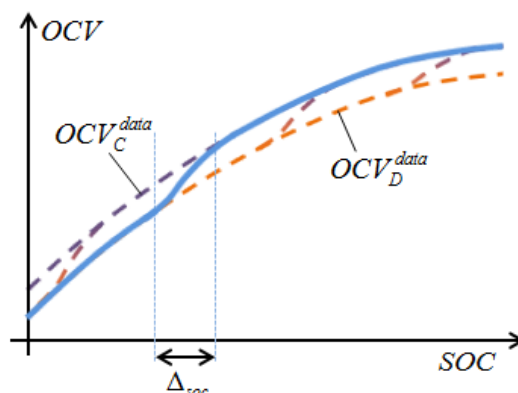


Abbildung 2-11: Spannungsverlauf (Siemens Industry Software NV, 2016)

Der Innenwiderstand R im Schaltkreis aus Abbildung 2-10 wird im Batteriemodell abhängig vom Eingangsstrom I_{in} als R^{data} für die Simulation herangezogen. Der Verlauf des Innenwiderstandes R^{data} ist als Kennfeld im Simulationsmodell hinterlegt und ergibt einen Verlauf, wie er schematisch in Abbildung 2-12 dargestellt ist. Es wird dafür jeweils eine Datei für den Verlauf des Innenwiderstandes

R beim Entladen R_D^{data} bei negativem Eingangsstrom I_{in} verwendet, sowie auch eine eigene Datei für das Laden R_C^{data} bei positivem Eingangsstrom I_{in} .

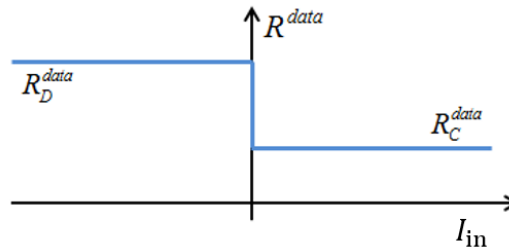


Abbildung 2-12: Widerstandsverlauf (Siemens Industry Software NV, 2016)

Für die Berechnung des aktuellen Füllstandes $SOC(t)$ werden der Eingangsstrom I_{in} und die Nennkapazität C_n der Batterie herangezogen. In Formel (2-12) ist die von Amesim verwendete Berechnungsvorschrift dargestellt, wobei der Faraday'sche Wirkungsgrad η_f in den behandelten Modellen nicht berücksichtigt wird. Ausgegeben wird der SOC als Prozentwert über Port 4.

$$SOC(t) = 100 * \eta_f * \int_{t_1}^t \frac{I_{in} dt}{3600 * C_n} \quad (2-12)$$

Die Koppelung dieses Batteriemodells mit dem thermischen Modell erfordert auch die Berücksichtigung der thermischen Verluste, die über Port 3 als Wärmestrom in Watt ausgegeben werden und die Temperatur des thermischen Modells zurückgegeben bekommen. Die Errechnung dieses internen Wärmestromes erfolgt durch die Summierung der einzelnen Anteile. Berücksichtigt werden hier nur der Anteil des Innenwiderstandes und ein reversibler Anteil.

Für den Anteil des Innenwiderstandes wird aus R^{data} , I_{in} bestimmt, womit sich der reversible Anteil $sloss$ aus Formel (2-13) errechnet.

$$sloss = \left(\frac{dOCV}{dT} \right)_{SOC} * I * T \quad (2-13)$$

In dieser Formel bedeutet T die Batterietemperatur in Kelvin, die vom thermischen Modell kommt. I ist die Stromstärke an der einzelnen Zelle. $sloss$ fließt in der Einheit Watt in den Gesamtwärmestrom ein.

2.2.3.2 Kühlkreislauf Batterie

Im Kühlkreislauf der Batterietemperierung wird mit einer Umwälzpumpe eine Kühlflüssigkeit durch einen PTC Heizer, durch das thermische Batteriemodell und durch das Verdampfermodell aus dem Kühlkreislauf (Wärmeübertragung in Kältekreislauf) gepumpt. Das Pumpenmodell ist mit dem Kennfeld einer realen Pumpe bedatet, das den Massenstrom über den Druckanstieg und das Drehzahlsignal ausgibt. Das Drehzahlsignal kommt aus dem Fahrzeugsteuergerät, wo das Signal vom entsprechenden Regler generiert wird. Die Beschreibung des Reglers erfolgt in Kapitel 3.3.3. Die Anordnung der Komponenten und die Koppelung mit den anderen Teilmodellen ist in Abbildung 2-13 dargestellt.

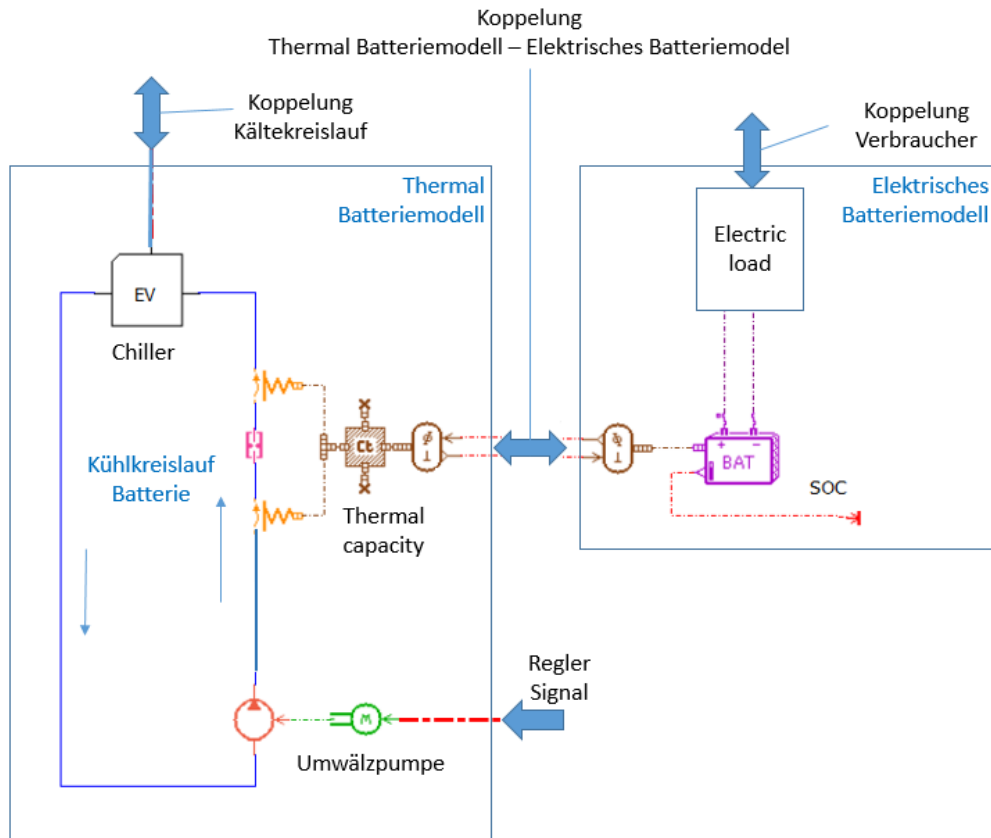


Abbildung 2-13: Batteriemodellierung

Mit dem Regler Signal wird die Umwälzpumpe für den Kühlkreislauf Batterie angesteuert. Um die thermische Trägheit abzubilden dient der „Thermal capacity“ Baustein. Dieser beinhaltet die thermischen Eigenschaften der Batterie, wie Masse und thermische Kapazität, sowie die aktuelle Batterietemperatur. Die Temperaturänderung dieses Bausteins erfolgt durch die Beaufschlagung mit Wärmeströmen. In dieser Konfiguration wird die „Thermal capacity“ auf der linken Seite vom Wärmestrom durch den Wärmefluss in das Kühlmittel abgekühlt und auf der rechten Seite vom Wärmestrom aus den Batterieverlusten des elektrischen Batteriemodells erwärmt. Der Wärmeübertrag der Leistungselektronikkomponenten in den Antriebsstrangkühlkreislauf erfolgt auf die gleiche Weise. Die Temperatur der thermischen Kapazität wird an das Batteriemodell zurückgegeben und ist die eigentliche Batterietemperatur, die auch für interne Berechnungen herangezogen wird. Die Wärmeabgabe an den AC Kreis erfolgt über den Chiller. In der Superkomponente Chiller ist der AC Kreislauf mit dem Batterie Fluidkreislauf gekoppelt. Dieses Element wird mit Hilfe von mathematischen Operatoren physikalisch korrekt vom AC Kreislauf mit einem Wärmestromäquivalentem Signal versorgt, welches beim Kühlen einen Wärmestrom vom durchströmenden Fluid abführt. Dadurch wird der Verdampfer des AC Kreislaufes modelliert, der das Kühlmittel des Batteriekreislaufes für die Batterie Kühlung herunterkühlt.

2.2.4 Thermalfunktionen

Einen Gesamtüberblick der Thermalfunktionen des Fahrzeugmodells gibt das Blockschaftbild in Abbildung 2-14. Dieses beinhaltet den Hochtemperaturkühlkreislauf für die

Antriebsstrangkomponenten (Powertrain cooling circuit), den Niedertemperatur Kältekreislauf (Refrigerant circuit) sowie den Kühlkreislauf der Batterie, der im vorigen Kapitel beschrieben wurde. Diese Darstellung lässt erkennen, wie sich die Kreisläufe gegenseitig beeinflussen. Da der Kondensator des Kältekreislaufes (External Heat Exchanger) vor dem Kühler des Antriebsstrangkühlkreislaufes (Radiator) angeordnet ist, beeinflussen sich die Kühler gegenseitig. Dieser Einfluss ist in einem 3D Modell, das die Einbaupositionen der beiden Wärmetauscher beinhaltet, berücksichtigt und wird von Amesim miteinander berechnet.

Weiters lässt sich der Umfang des Kältekreislaufes erkennen, der einmal mit dem Wärmetauscher für die Fahrgastinnenraumluft (AC Air Heat Exchanger) zusammenhängt und einmal mit dem Chiller für den Batteriekühlkreislauf (Battery Heat Exchanger). Die Koppelung zum Batteriekreislauf ist in Kapitel 2.2.3.2 beschrieben. Die Beschreibung der Kühlung der Fahrgastzelle erfolgt in Kapitel 2.2.7.

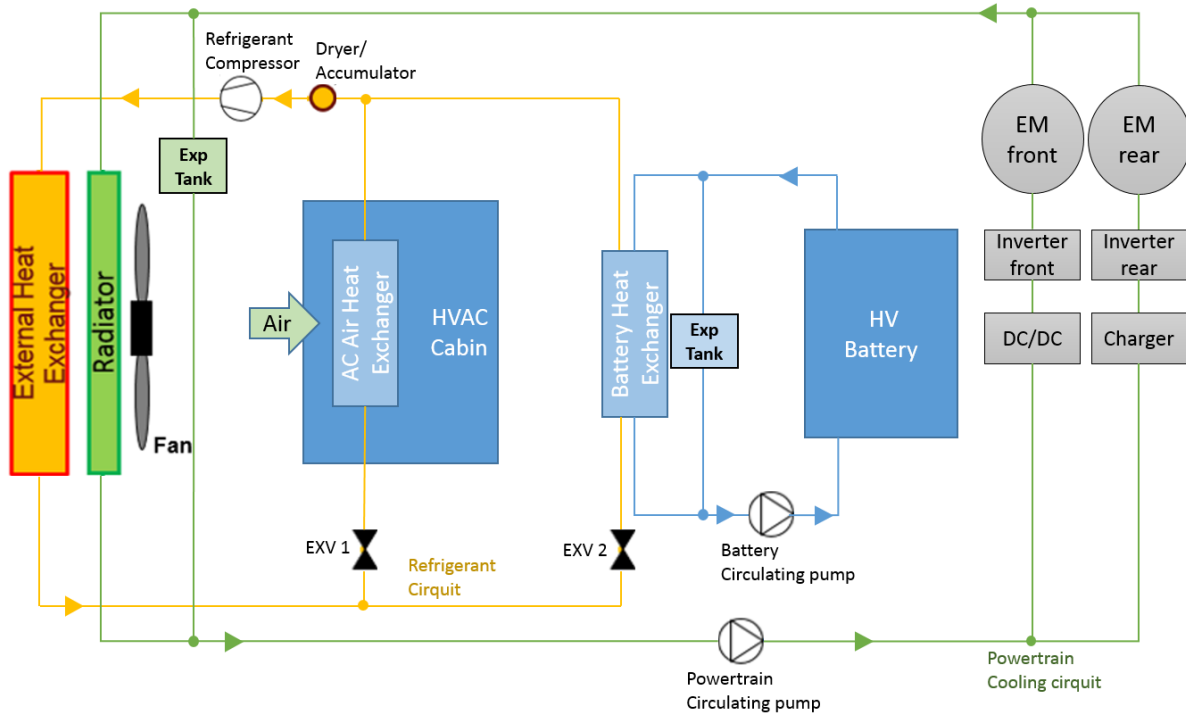


Abbildung 2-14: Fluidkreisläufe Fahrzeugmodell

2.2.5 Kältekreislauf

Für die Klimatisierung von Batterie und Fahrgastzelle wird der in Abbildung 2-15 dargestellte Kältekreislauf verwendet. Dieses Untermodell besteht aus Kompressor, Kondensator, Expansionsventilen und dem Akkumulator. Der Kompressor verdichtet das Kältemittel, das vom Akkumulator kommt und führt es über den Kondensator, an dem die Wärmeabgabe an die Umgebung erfolgt, zu den Expansionsventilen. Die weiter folgenden Verdampfer sind jeweils im Modell Wärmetauscher für die Fahrgastinnenraumluft und im Modell Chiller vom Batteriekühlkreislauf untergebracht. Die Koppelung mit dem Verdampfer Fahrgastzelle erfolgt über Port 1 und Port 2, die Koppelung mit dem Chiller Batteriekühlkreislauf über Port 3 und Port 4. Hier wird das entspannte Kältemittel zu den Verdampfern geleitet, nimmt dort Wärme auf und kommt dann wieder zurück zum Sammler. Die Steuerung des Kältekreislaufes erfolgt mit den Reglersignalen von Port 6 und beinhaltet die Signale für die Expansionsventilstellung und die Kompressordrehzahl.

Die ermittelten Ausgangsgrößen sind die Leistungen von Kompressor und Kondensator. Diese werden über Port 5 ausgegeben. Als Kältemittel wird R1234yf verwendet.

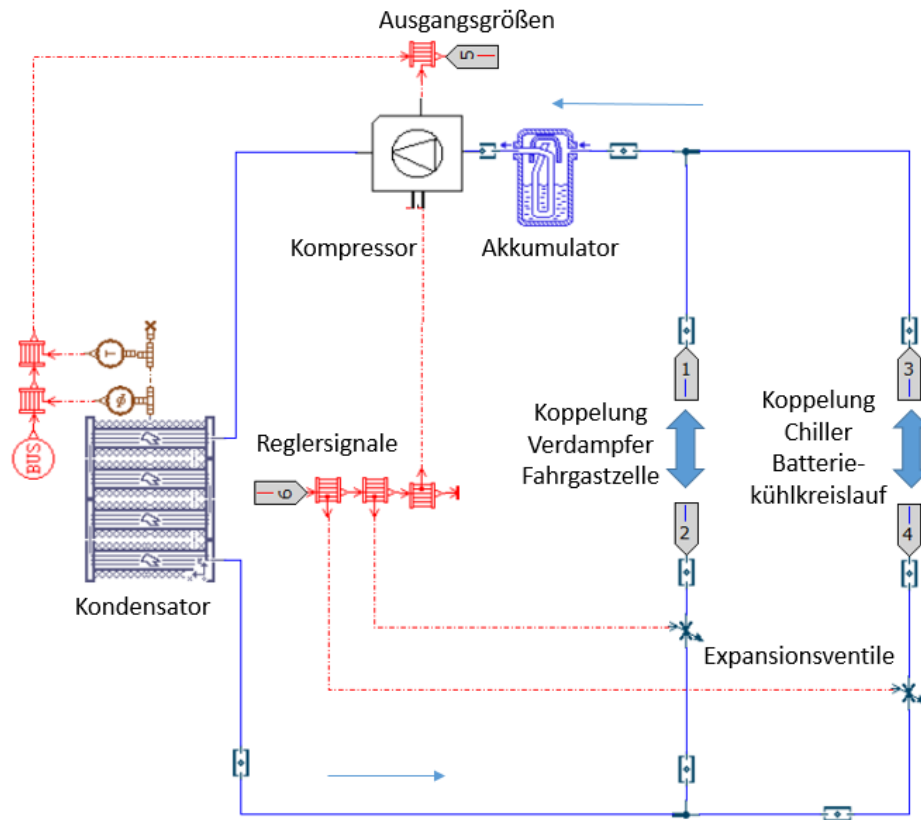


Abbildung 2-15: Kältekreislauf

2.2.6 Kühlkreislauf

Die Kühlung der Leistungselektronik vom Antriebsstrang erfolgt mit dem in Abbildung 2-16 gezeigten Kühlkreislauf Antriebsstrang. Die Umwälzpumpe (Cooling pump) ist die gleiche wie die im bereits beschriebenen Batteriekühlkreislauf und wird daher nicht mehr beschrieben. Diese erzeugt den Fluidstrom, der sich auf die Komponenten im vorderen Fahrzeug (front) und jene im hinteren Fahrzeug (rear) aufteilt. Vor dem Ausgleichsbehälter (Accumulator) werden die Fluidströme wieder zusammengeführt. Der Wärmetausch zu den thermischen Massen (Thermal capacity) der Bauteile erfolgt zum Fluidstrom mit Leitungen, die die Wärmeübergänge modellieren. Die Wärmeströme, die den Bauteil erwärmen, werden durch die Koppelung Powertrain aus dem elektrischen Modell des jeweiligen Bauteils der thermischen Masse zugeführt.

Der Fluidstrom durchströmt den Kühler (Radiator), der diesen wieder herunterkühlt. Das Kühlermodell wird vom Luftstrom mit der Umgebungstemperatur (T_{amb}), der sich aus der Fahrgeschwindigkeit (v_{veh}) ergibt, angeströmt. Als Kühlmittel wird ein 50:50 Wasser-Glykol Gemisch verwendet.

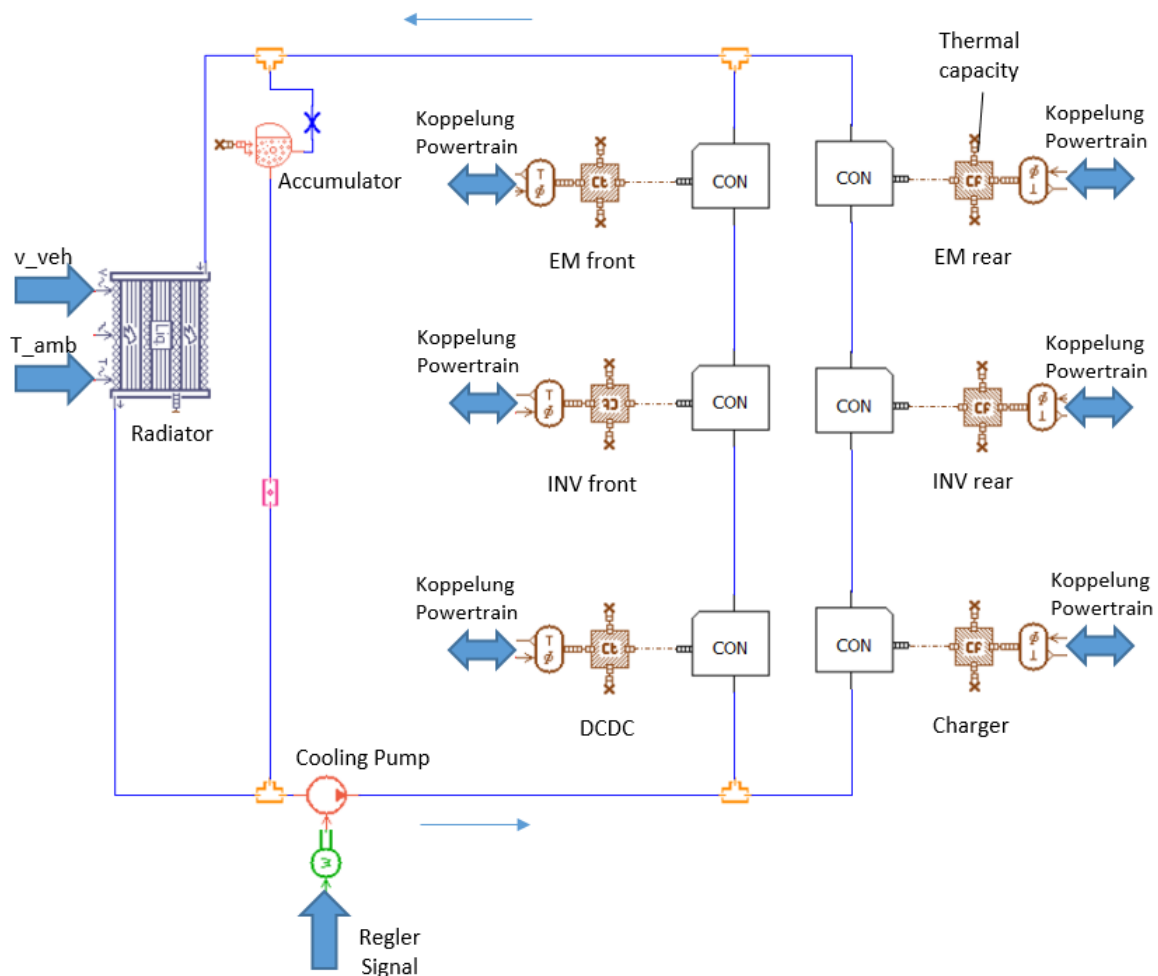


Abbildung 2-16: Kühlkreislauf Antriebstrang

2.2.7 Fahrgastzellenmodell

Das Fahrgastzellenmodell in Abbildung 2-17 enthält ein Innenraummodell, in dem die thermischen Massen der Innenraumbauteile und die umliegenden Bauteile, wie Fenster und Seitenteile mit Dach abgebildet sind. Hier werden auch die Sonneneinstrahlung und der Wärmeübergang nach außen berücksichtigt. Das Innenraummodell wird von einem Luftstrom durchströmt, der vom Mischer über den Klimaanlagewärmetauscher durch die Kabine geführt wird, und danach wieder zum Mischer zurückkommt, um einen Umluftbetrieb zu ermöglichen. Im Innenraum erfolgt der Wärmetausch mit den Innenraumkomponenten und der Innenraumluft. Das Signal für den Luftmassenstrom und die Umluftrate kommt vom Fahrzeugsteuergerät. Der Kältemittelstrom aus dem Kältekreislaufmodell ist über die Schnittstellen Port 1 und Port 2 gekoppelt und strömt über diese durch den Verdampfer im Wärmetauschermodell. In diesem erfolgt die Abkühlung der Innenraumluft, bevor diese in den Fahrgastinnenraum strömt.

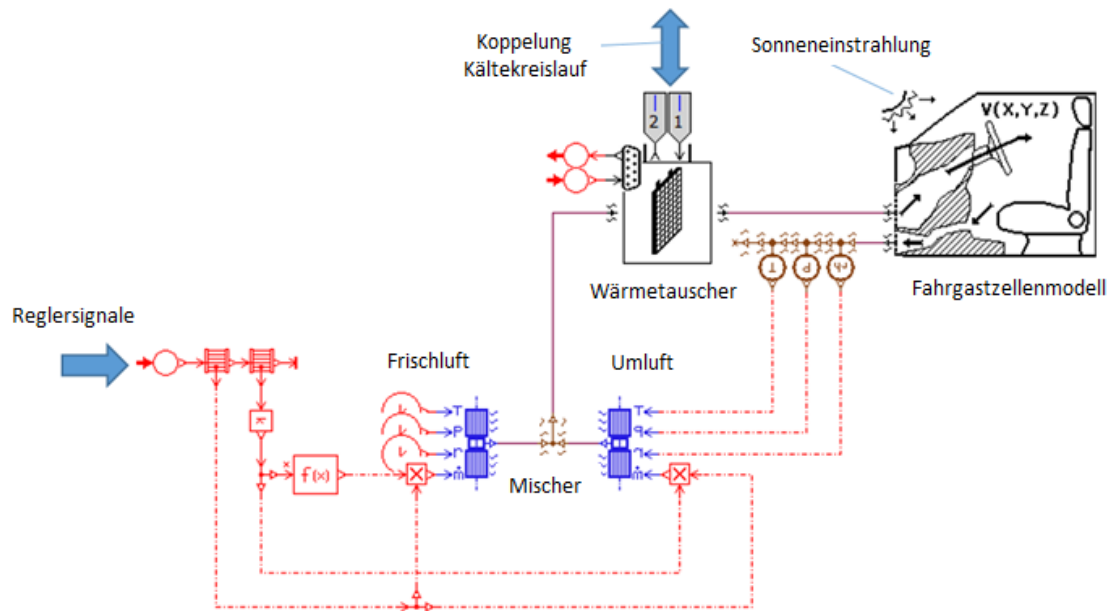


Abbildung 2-17: Fahrerzellenmodell

3 Modell Erweiterungen

3.1 Modellierung des Energieverbrauchs

Im Antriebsstrangmodell werden die Leistungen der Verbraucher, wie Pumpen oder AC Kompressor als elektrische Last modelliert und deren jeweiliger Leistungsbedarf in Form von elektrischer Leistung aus der Batterie abgeführt. Die Leistungsabfuhr aus der Batterie erfolgt über die elektrische Verschaltung über die Spannung und die Stromstärke. Die Verschaltung der elektrischen Nebenverbraucher ist in Abbildung 3-1 dargestellt.

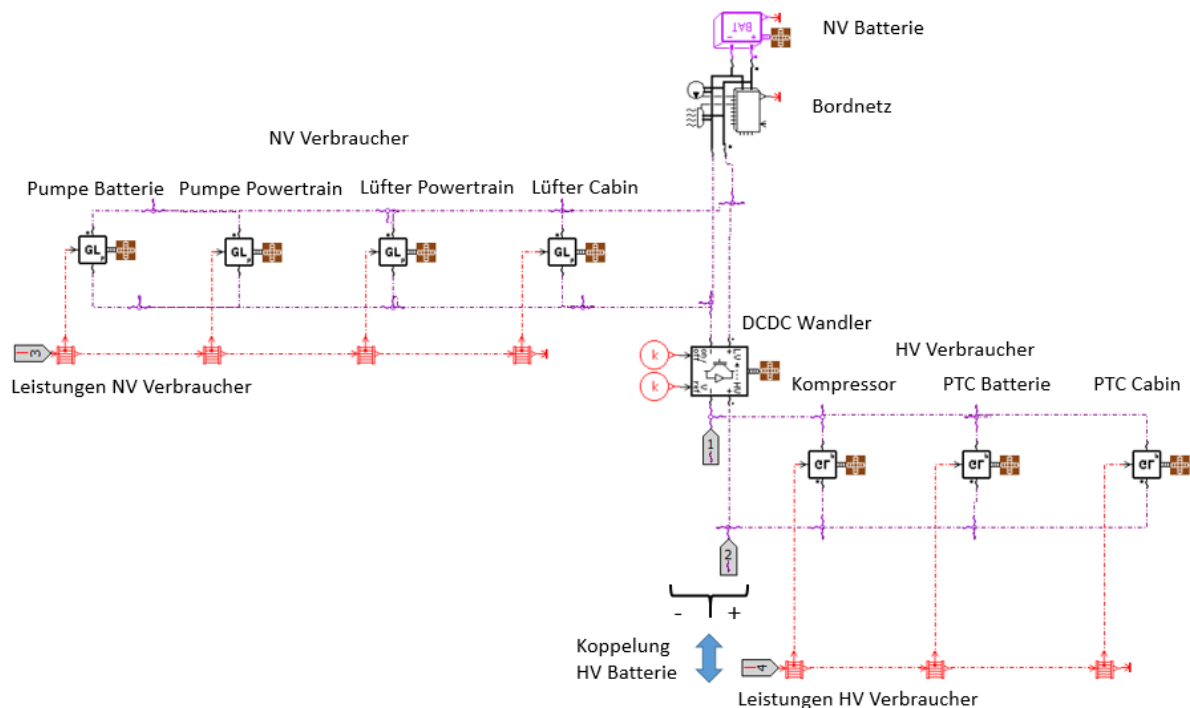


Abbildung 3-1: Verbrauchermodell

Die Verbraucher Fahrzeugantrieb sowie Hochvoltkomponenten (HV) wie Klimakompressor und PTC Heizer sind parallel zu der HV Batterie geschaltet. Die Koppelung zum HV Batteriemodell erfolgt über Port 1 und Port 2. Die beiden Fahrtriebe sind über die Inverter direkt angeschlossen, wobei die Nebenverbraucher als elektrische Last („Automotive Electrics Generic Load“) (Siemens Industry Software NV, 2016) modelliert sind. Die Leistungen, die die Verbraucher benötigen werden als Werte über Port 3 und Port 4 ins Verbrauchermodell eingelesen.

Oberhalb des Gleichspannungswandlers befinden sich die Verbrauchermodelle des Niedervolt (NV) Netzes und die NV Batterie. Darin ist auch ein Verbrauchermodell des Bordnetzes eingebunden, das die beispielsweise den Energieverbrauch der Beleuchtung berücksichtigt.

Das Nebenverbrauchermodell, in Form der elektrischen Last, ist in Abbildung 3-2 dargestellt.

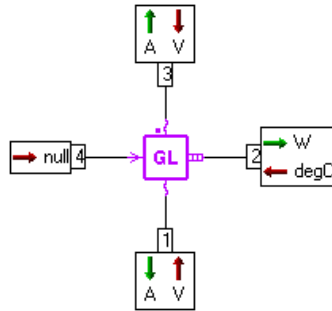


Abbildung 3-2: Elektrische Last (Siemens Industry Software NV, 2016)

Die auf Port 4 zugeführte Leistung der jeweiligen Komponente wird in eine Stromstärke in Ampere umgewandelt, die auf Port 3 die Batterie belastet und als Wärmestrom auf Port 2 abgeführt wird. Weiter ist die zugeführte Leistung im Verbrauchermodell mit einem Wirkungsgrad versehen. Die Einbindung der elektrischen Belastung durch die NV Verbraucher Kühlerpumpen und Lüfter erfolgt analog.

3.2 Heizfunktionen

Um eine sinnvolle Durchführung von Simulationen bei niedrigen Temperaturen machen zu können, sind Temperierungseinrichtungen für niedrige Temperaturen im Modell eingebaut. Diese betreffen die HV Batterie und die Fahrgastzelle. In diesen Baugruppen sind vereinfachte Modelle von Hochvolt PTC Zuheizern implementiert, die die betreffenden Komponenten aufheizen können.

Der Wärmeeintrag für die Batterieheizung erfolgt über den PTC Heizer in den Kühlkreislauf. Modelliert ist der Eintrag mit einem „thermo- hydraulischen Volumen“ durch das das Signal aus dem Regler für den Wärmeeintrag in einen Wärmestrom umgerechnet wird, der den Fluidstrom des Kühlkreises aufheizt. Die Ansteuerung erfolgt über den Regler PTC Battery.

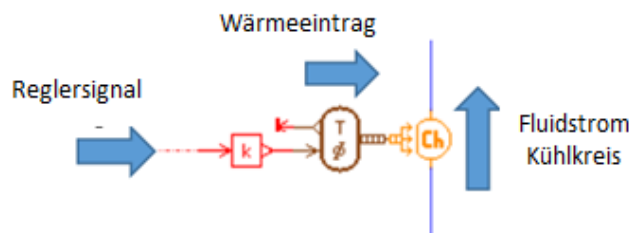


Abbildung 3-3: PTC Heizer Batterie

Für die Heizung der Fahrgastzelle wird der in Abbildung 3-4 dargestellte Wärmeeintragsbaustein verwendet. Dieser ist in den Luftstrom, der in den Fahrgastinnenraum eintritt, eingesetzt und erwärmt diesen. Über das Signal vom Regler wird die Wärmeeintragsleistung als Leistungswert vorgegeben.

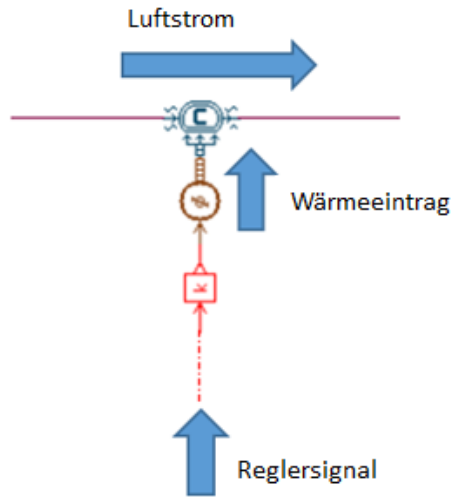


Abbildung 3-4: PTC Heizer Fahrgastzelle

3.3 Regelungen

3.3.1 Regelungstechnik Grundlagen

Um bestimmte Größen in einem System, wie zum Beispiel Temperaturen oder Drehzahlen auf einen gewünschten Wert zu bringen und diesen unter Einfluss von Veränderungen im System dort zu halten, wird eine Regelung benötigt. Anders als bei einer Steuerung wird bei der Regelung die Zielgröße zu einer Vergleichsstelle zurückgeführt, mit der gewünschten Sollgröße verglichen und gegebenenfalls werden Stellgrößen verändert.

Grundsätzlich kann eine Regeleinrichtung nach (Glöckler, 2017, S. 120-128) wie in Abbildung 3-5 dargestellt werden. Die Regelgröße x wird über die Messeinrichtung als Rückführgröße r der Reglereinrichtung zugeführt um die Stellgröße y zu berechnen. Zusätzlich fließt die gewünschte Zielgröße c ein. In die Regelstrecke, die das zu regelnde System darstellt, fließen dann die Stellgröße y und die Störgröße z ein, die beide die Regelgröße x beeinflussen.

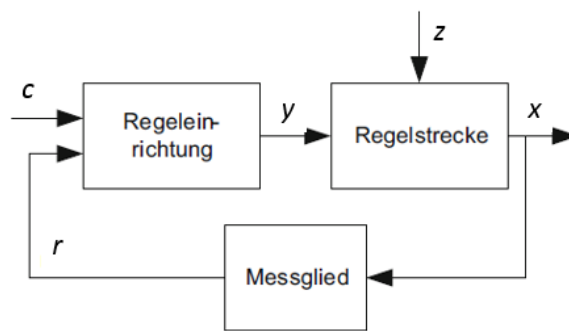


Abbildung 3-5: elementarer Regelkreis (Glöckler, 2017, S. 122)

Je nach Aufbau des Systems kann die Regelgröße auch nur die Eingangsgröße für ein weiteres System sein. Geht man bei der Regelung weiter ins Detail, dann ergibt sich nach (Glöckler, 2017) ein Aufbau wie in Abbildung 3-6.

Mit dem Zielwert c wird die Führungsgröße w gebildet, die die Regelgröße x annehmen soll. Über die Vergleichsstelle wird die Regeldifferenz e aus der Führungsgröße w und der Rückführgröße r gebildet. Diese Differenz geht weiter in das Regelglied, welches die Reglerausgangsgröße m , je nach Art des Reglers ausgibt. Der Steller wandelt die Reglerausgangsgröße m in eine für das Stellglied verwendbare Stellgröße y um, welche dem Stellglied weitergegeben wird. Dieses ist bereits Teil der Regelstrecke, auf welche Störgrößen z einwirken können, und in der die Regelgröße x enthalten ist.

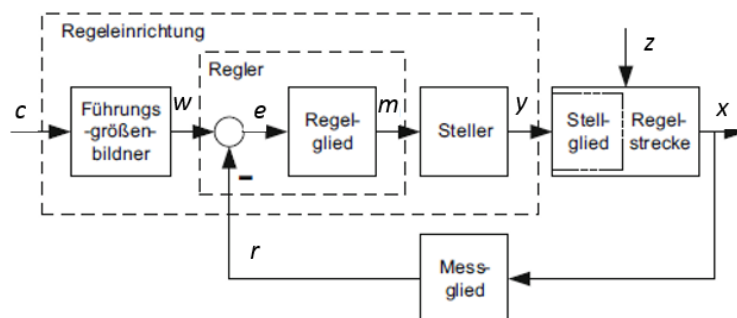


Abbildung 3-6: Regelkreis (Glöckler, 2017, S. 124)

3.3.2 Regelungstechnik im Modell

Da viele Grundfunktionen des Fahrzeugmodells auf fix vorgegebene Umgebungsbedingungen ausgelegt und parametrisiert sind, müssen die betreffenden Parameter erst durch Reglermodelle angesteuert werden um für verschiedene Umgebungsbedingungen immer die passende Einstellung zu finden. Konkret betrifft das die Drehzahlen von der Kühlerpumpe der Antriebsstrangkomponenten, der Kühlerpumpe des Batteriekreislaufes und des Klimakompressors in der Grundadaptierung. Des Weiteren werden auch Regler für die neu eingefügten Bauteile wie Heizer für Fahrgastraum und Batterie sowie für den Sauglüfter für den Hochtemperaturkühler und die Regelung der Expansionsventile des Kältekreislaufes.

Viele Stellgrößen können nicht beliebig verändert werden, da für die Simulation Mindestwerte für Fluidströme eingehalten werden müssen. Die möglichen Bereiche wurden im Vorhinein ausgelotet und entsprechen teilweise nicht dem gewünschten Umfang. Um nicht in solche Wertebereiche zu kommen und damit die Simulation zu stoppen, werden sogenannte Sättigungsglieder eingesetzt die die Stellwerte der Regler auf die funktionierenden Bereiche eingrenzen. Die meisten Regler im Modell sind kontinuierliche Regler.

Als Grundlage für die Regelung werden jeweils die Differenz von Soll- und Istwert der Regelgröße x wie in Abbildung 3-6 verwendet. In erster Ausführung wird die Führungsgröße w als Festwert vorgegeben, wobei die Festwerte für die jeweiligen Regler fix vorgegeben werden. Zur Einbindung von Betriebsstrategien wird ein Führungsgrößenbildner verwendet.

Die Regeleinrichtung selbst ist in sogenannten Superkomponenten zusammengefasst, die die Stellgröße y ausgeben und den Zielwert, sowie die Rückführgröße einlesen. Das Messglied stellt in den meisten Reglern ein Sensor dar, der die Rückführgröße r in der richtigen Einheit zurückgibt. Die Steller sind in den meisten Modellen erforderlich, um die Reglerausgangsgröße m in die richtige Einheit für das Stellglied, das in den meisten Fällen ein Motor ist, umzurechnen. Die Regelstrecke befindet sich dann in verschiedenen Pfaden im Modell die auch meistens voneinander abhängig sind und auch verschiedene Störeinflüsse z haben.

Als Regler werden die im AME Sim (Siemens Industry Software NV, 2016) verfügbaren PID Controller verwendet. Einen Überblick über die interne Verschaltung gibt Abbildung 3-7. Aus der Eingangsgröße u wird von der Schaltung die Ausgangsgröße v berechnet. Zur Einstellung für die Regelstrecke wird der Proportionalteil K_p und der Integralteil K_i angepasst, sowie obere und untere Grenzwerte vorgegeben. Der Verzögerungsanteil K_d wird in den Reglern auf dem Default- Wert null belassen. Wird ein Grenzwert erreicht, bekommt der Integralteil K_i durch den Schalter 0/1 den Wert null, was eine Verharrung im Grenzwert bewirkt.

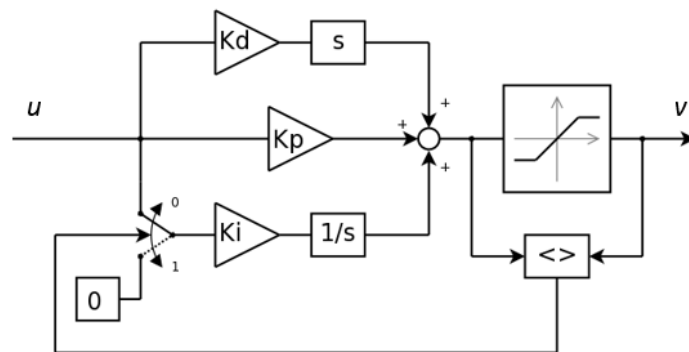


Abbildung 3-7: PID Regler Amesim (Siemens Industry Software NV, 2016)

Um schnell und unkompliziert eine passende Reglereinstellung zu finden, ist in Anlehnung an die Einstellregeln von Ziegler und Nichols (Glöckler, 2017, S. 180), der Regler beginnend mit K_p empirisch eingestellt worden. Dabei ist das vereinfachte Modell sehr hilfreich, da es mit einer kurzen Rechendauer, das Einschwingverhalten für verschiedene Randbedingungen gleich im Modell ausgeben kann. Dadurch lassen sich die passenden Reglerparameter relativ rasch einstellen und auch deren Richtigkeit überprüfen. Die meisten Regler haben kleinere Modifikationen, die für ein optimales Verhalten erforderlich sind. Diese werden in der jeweiligen Reglerbeschreibung erklärt.

3.3.3 Regler Kühlerpumpe Batterie

Die Ansteuerung für die Umwälzpumpe für die Batteriekühlflüssigkeit erfordert das Hochregeln der Pumpe einerseits bei zu hohen Temperaturen, um die Wärme in den Niedertemperaturkühlkreis abzuleiten und andererseits auch bei zu niedrigen Temperaturen, um die durch den PTC Heizer erwärmte Kühlflüssigkeit der Batterie zuzuführen.

Der Regleraufbau ist in Abbildung 3-8 ersichtlich. Hierbei wurde aus der Regeldifferenz zwischen Batteriesolltemperatur und der Batterieisttemperatur der Absolutbetrag gebildet, um für sowohl negative, als auch positive Temperaturdifferenzen einen positiven Wert zu erhalten. Dadurch kann die Pumpendrehzahl bei hohen und tiefen Temperaturen hochgeregelt werden. Um dem PID Regler eine Abregelung zu ermöglichen, wird von der absoluten Temperaturdifferenz die Toleranztemperatur für den zulässigen Batterietemperaturbereich abgezogen. Dadurch wird in Kombination des Ausgabelimits von größer null auch erreicht, dass im zulässigen Temperaturbereich der Batterie, die Pumpe nicht hochgeregelt wird. Das Ausgabesignal wird über den Steller von null bis eins ausgegeben, was einer gewünschten Pumpenleistung von 0% bis 100% entspricht. Dieses Signalformat wird auch von allen weiteren Reglern in dieser Form ausgegeben und in dieser Arbeit als PWM Signal bezeichnet, wobei null 0% PWM bedeutet und eins 100% PWM. Die Umrechnung in das zugehörige Drehzahlsignal erfolgt über das Stellglied in der jeweiligen Regelstrecke, die in dem Fall im Pumpenmodell integriert ist.

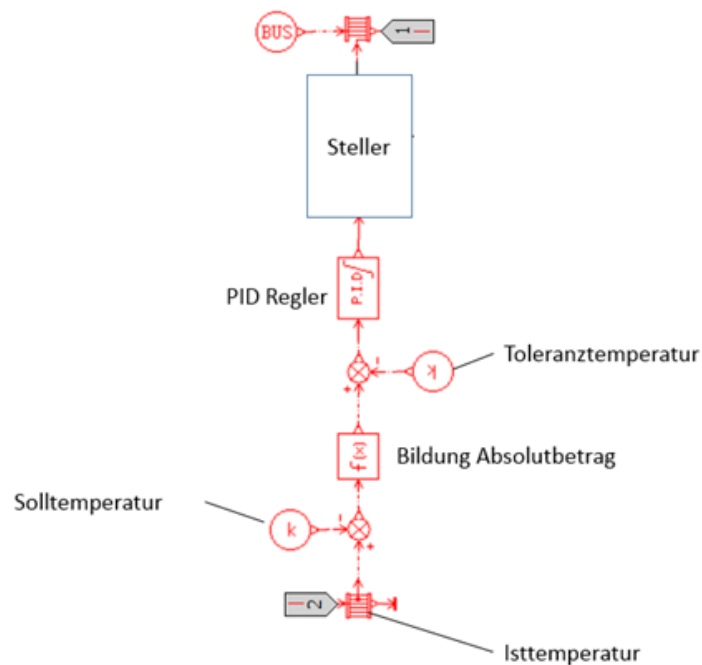


Abbildung 3-8: Regler Batteriekühlpumpe

3.3.4 Regler Kompressor

Der Klimakompressor hat in diesem Fahrzeugmodell die Aufgabe die Kälte für die Batterie- und Fahrgastzellenkonditionierung bereitzustellen. Für die Drehzahlregelung wurden in diesem Modell die Solltemperaturen der Fahrgastzelle (Cab) und der Batterie (Batt) als Führungsgrößen festgelegt. In Abbildung 3-9 sind die Funktionsblöcke des Reglers abgebildet. Die Isttemperaturen werden über Port 2 und Port 3 abgerufen. Nach der Differenzbildung von Ist- und Solltemperatur wird der jeweiligen Temperaturdifferenz noch eine Temperaturtoleranz abgezogen. Bei der Fahrgastzelle soll diese Toleranz eine Überschneidung von Heizung und Kühlung verhindern. Bei der Batterie wird dadurch der zulässige Betriebsbereich für die Batterie festgelegt.

An der Vergleichsstelle für die ermittelten Temperaturdifferenzen $f(x,y)$ wird die größere der beiden Regeldifferenzen, also der Maximalwert, dem PID Regler zugeführt. Dieser regelt das Signal für den Kompressor, äquivalent zur gewünschten Kompressorleistung von 0% bis 100%. Das Drehzahlsignal für den Kompressor wird vom Steller wieder in das gewünschte Signal in der Größenordnung von null bis eins umgerechnet und über Port 1 ausgegeben. Damit wird bei hohen Außentemperaturen auch die Fahrgastzellentemperatur vom Modell geregelt. Mit dem Schalter HVAC ON/OFF kann die Fahrgastzelle auf Wunsch aus der Regelung ausgenommen werden.

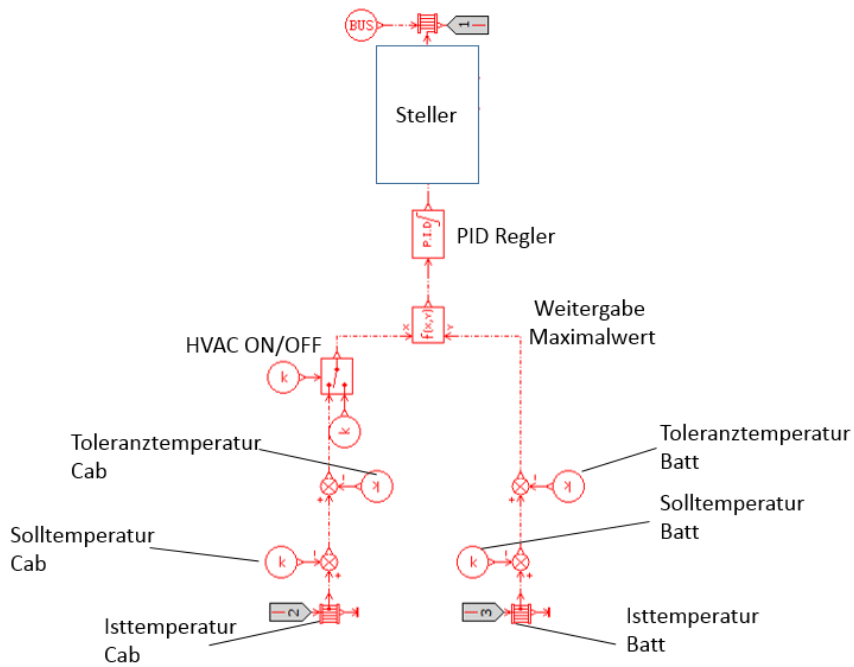


Abbildung 3-9: Regler Klimakompressor

3.3.5 Regler Batterieheizung PTC

Der Batterieheizer hat die Aufgabe, bei niedrigen Temperaturen die Traktionsbatterie auf Betriebstemperatur zu bringen. Daher hat der Heizungsregler die Aufgabe, die Batterietemperatur auf die eingestellte minimale Betriebstemperatur zu bringen. Das erfolgt über die Bildung der Temperaturdifferenz zwischen Isttemperatur Batterie und Solltemperatur Batterie. Zu dieser Differenz wird die Toleranztemperatur Batterie als Schwellwert für die Zuheizung hinzugezählt, damit der PID Regler bei Erreichen der unteren Temperaturgrenze abregelt. Der Steller rechnet das Signal in das gewünschte Format von null bis eins um.

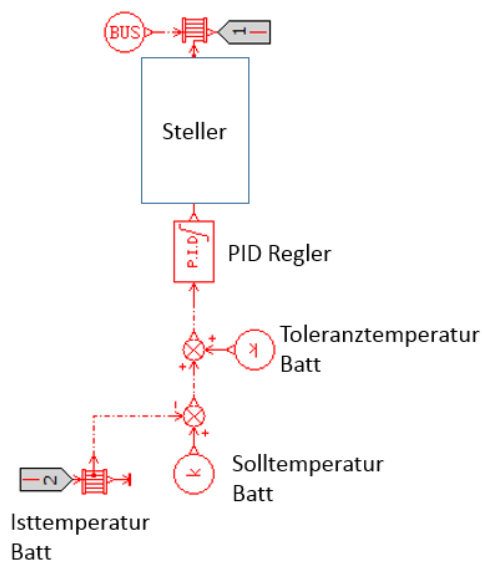


Abbildung 3-10: Regler Batterieheizer

3.3.6 Regler Fahrgastzellenheizung PTC

Dieser Regler arbeitet nach dem gleichen Prinzip, wie der Batterieregler, nur dass als Regeldifferenz die Soll- und Isttemperatur der Fahrgastzelle (Cab) herangezogen wird. Dieser Regler wird bei niedrigen Außentemperaturen zur Regelung der Fahrgastzellentemperatur eingesetzt, analog zum Kompressorregler bei hohen Außentemperaturen. Um die Fahrgastzellenkonditionierung auszuschalten (HVAC OFF), ist vor dem Ausgang ein Schalter eingebaut, der das Signal permanent auf null setzen kann.

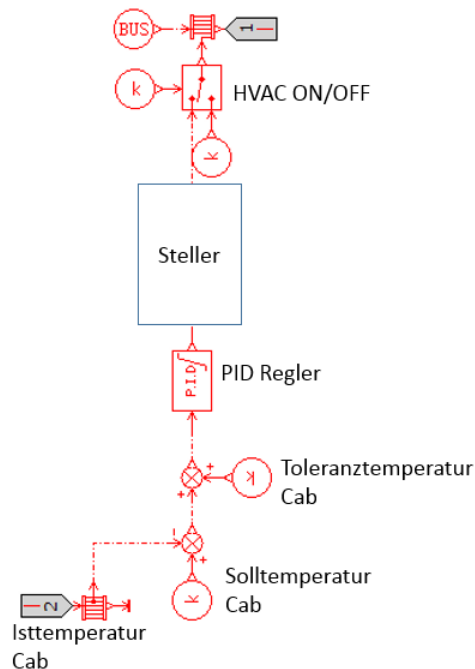


Abbildung 3-11: Regler Fahrgastzellenheizer

3.3.7 Regler Expansionsventile Klimakreis

Für die Aufteilung der Kühlleistung zwischen der Batterie und der Fahrgastzelle werden die Stellungen der Expansionsventile (EXV) verändert. Damit ändern sich die Massenströme, die durch die Verdampfer strömen und beeinflussen deren abgegebene Kälteleistung. Die Regelung erfolgt auf Grundlage der Temperaturdifferenzen zwischen Soll- und Isttemperatur von Fahrgastzelle (Cab) und Batterie (Batt). In Abbildung 3-12 ist der Regleraufbau im Amesim Modell, der die beiden Temperaturdifferenzen ins Verhältnis setzt, dargestellt. Am linken Pfad wird von Port 4 ausgehend, der Kühlleistungsbedarf aus der Temperaturdifferenz der Fahrgastzelle ermittelt, am rechten Pfad, jener für die Batterie. Die Temperaturdifferenzen werden durch unterschiedliche Gewichtung in Vergleichswerte der umgerechnet. Die stärker gewichtete Komponente ist die Batterie.

Die gewichtete Temperaturdifferenz der Fahrgastzelle wird in weiterer Folge durch Differenzbildung mit der verstärkten Temperaturdifferenz der Batterie ins Verhältnis gesetzt. Bei der Eingrenzung des Regelbereichs wird der Wert für das Ausgangssignal in einen Bereich von 0,2 bis 0,8 eingegrenzt.

Ist der Kühlleistungsbedarf der Batterie höher, ändert sich die Gesamtdifferenz zugunsten dieser. Dann wird das weitergegebene Signal erhöht, und die Ventilöffnung für die Batterie (EXV Batt) wird erhöht. Gleichzeitig wird über die Subtrahierstelle an Port 2 die Ventilstellung für die Fahrgastzelle (EXV Cab) um gleiche Maß verringert. Besteht keine Differenz, sind die Ventile im Verhältnis 0,6 für die Fahrgastzelle und 0,4 für die Batterie eingestellt. Von dieser Grundeinstellung aus wird auch die Regelung vorgenommen, die ausgehend von diesen Werten, die Ventilsignale verändert.

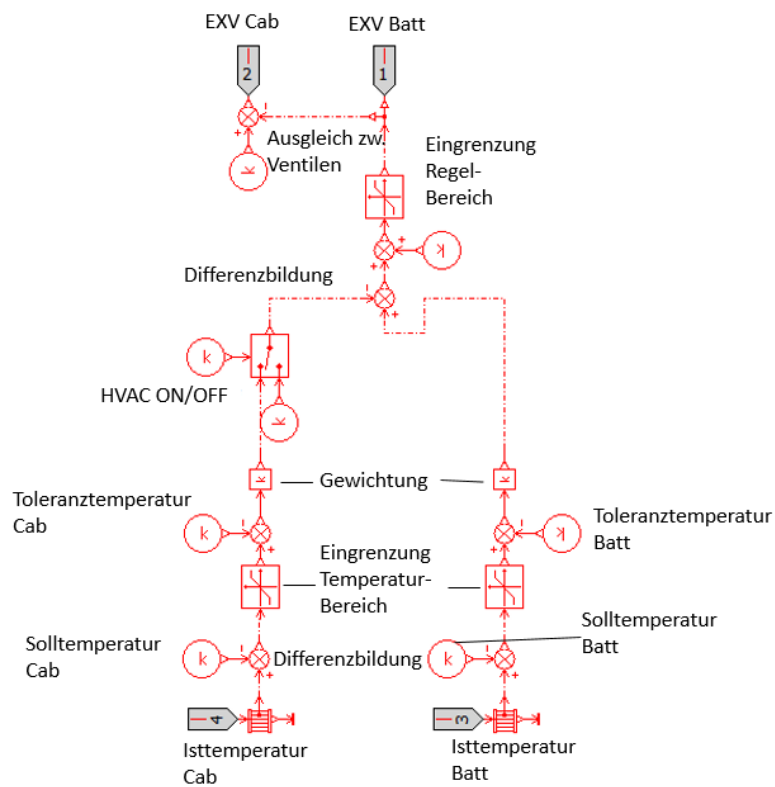


Abbildung 3-12: Regler Expansionsventile

3.3.8 Regler Kühlerpumpe Antriebsstrang

Die Umwälzpumpe des Hochtemperatur (HT) Kühlkreises für die Leistungselektronik muss bei höheren Temperaturen mehr Kühlmittel fördern, als bei niedrigen. Dies wird durch eine stufenweise Anhebung der Pumpendrehzahl in Abhängigkeit der Bauteiltemperaturen erreicht. Die Abhängigkeit der Drehzahl von der Temperatur ist für jedes Bauteil der Leistungselektronik als Kennfeld hinterlegt. In Abbildung 3-13 ist der Signalfluss von den Bauteilisttemperaturen, die über den Bus aus Port 2 eingegeben werden, bis zum Pumpensignal am Ausgang Port 1 dargestellt.

An den Busausgängen wird jede einzelne Temperatur in eine 1D Tabelle eingegeben, welche für jedes Bauteil ein PWM Signal von 0 bis 100% ausgibt. Über die Funktionsblöcke wird immer der maximale Wert weitergegeben, welcher dann mit Hilfe des Stellers als Pumpensignal von 0 bis 1 ausgegeben wird. Somit wird die Pumpendrehzahl immer für den wärmsten Bauteil eingestellt.

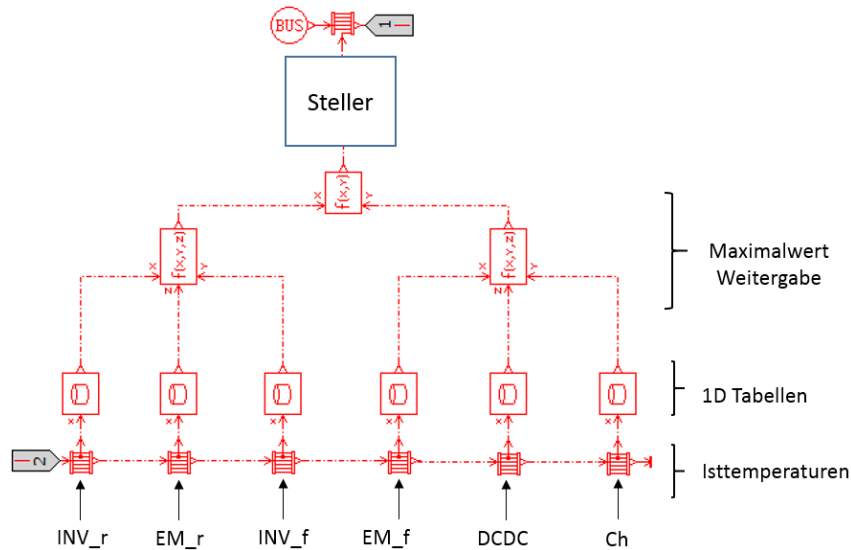


Abbildung 3-13: Regler Kühlmittelpumpe HT Kühlkreis

Als Beispiel wird die 1D Tabelle mit den Stützstellen, für die Temperaturregelung des Elektromotors an der Vorderachse, in Abbildung 3-14 gezeigt. Die Werte zwischen den Stützstellen werden linear interpoliert. Auch die minimale Pumpendrehzahl die für die Vermeidung von Hotspots, und für eine gleichmäßige Temperaturverteilung erforderlich ist, wird durch die Kennfelder eingestellt. Die Kennfelder für die anderen Bauteile weisen ähnliche Verläufe auf.

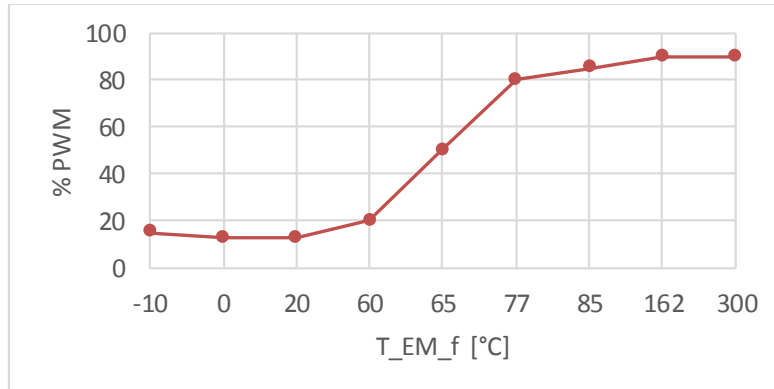


Abbildung 3-14: Pumpensignal für EM front

3.3.9 Regler Kühlerlüfter

Dieser Regler beinhaltet die Implementierung eines Kühlerlüfters für den Kühler des Hochtemperaturkühlkreises. Der Lüfter funktioniert in der Form, dass zu der Anströmgeschwindigkeit des Kühlers, welche der Fahrzeuggeschwindigkeit entspricht, zusätzlich eine Geschwindigkeit addiert wird, welche die Anströmgeschwindigkeit des Lüfters darstellen soll. Durch diese Geschwindigkeitssummierung soll der Einsatz eines elektrisch angetriebenen Lüfters vereinfacht im Modell dargestellt werden, um bei hohen Bauteiltemperaturen die Wärmeabfuhr des Kühlers zu erhöhen.

Um die Funktion des Lüfters möglichst einfach zu modellieren, wird der Modellierung die Überlegung zugrunde gelegt, dass der Lüfter nur die Anströmgeschwindigkeit der Außenluft an den Kühler

erhöht. Die Anströmung des Kühlers mit Umgebungsluft wird im Kühlermodell durch das Geschwindigkeitssignal v_{veh} des Fahrzeuges dargestellt. Dadurch wird der Kühler mit der Geschwindigkeit v_{Rad} angeströmt. In Abbildung 3-15 ist diese Überlegung graphisch dargestellt. Über den Summierblock wird der Fahrzeuggeschwindigkeit die Ausströmgeschwindigkeit des Lüfters addiert.

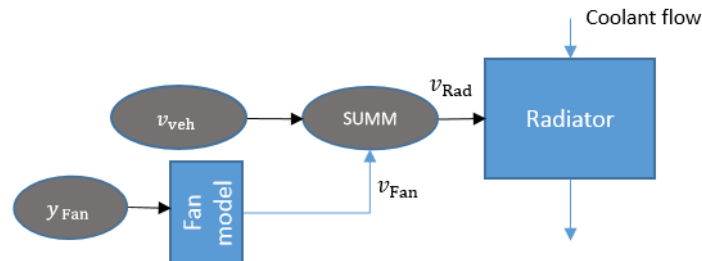


Abbildung 3-15: Geschwindigkeitssummierung

Die Berechnung der Ausströmgeschwindigkeit des Lüfters erfolgt über die Leistungsdaten eines handelsüblichen Kühlerventilator (Rennsportshop, 2018). Die angegebenen Kühlerdaten umfassen die Stromaufnahme und Betriebsspannung, woraus sich die elektrische Leistung $P_{L,max}$ berechnen lässt, den maximalen Volumenstrom \dot{V} und die Lüfterfläche A , aus der der Volumenstrom austritt. Unter Anwendung der Formeln (3-1) und (3-2) aus dem Handbuch Ventilatoren (Eck, 2013) ist es möglich, ungefähr die Luftstromgeschwindigkeit v_{Rad} aus der Antriebsleistung des Lüfters P_L abzuschätzen.

Als Grundlage für die Berechnung dienen einerseits die genannten Kühlerdaten des Sauglüfters, sowie Formel (3-1) für die Lüfterleistung P_L und die Bernoulli Gleichung in Formel (3-2) aus (Eck, 2013). Der Bernoulli Gleichung wird die Annahme zugrunde gelegt, dass die Luftstromgeschwindigkeit v_{Rad} , die der Lüfter ausgibt, aus dem erzeugten Staudruck Δp_{th} des Lüfters generiert wird und, dass die Luftdichte ρ und der Wirkungsgrad η konstant sind.

$$P_L = \frac{\dot{V} * \Delta p_{th}}{\eta} \quad (3-1)$$

$$\Delta p_{th} = \frac{\rho}{2} * v^2 \quad (3-2)$$

Die Ermittlung der Lüfterleistung P_L erfolgt aus dem Ausgabesignal des Lüfterreglers y_{Fan} und der maximalen Lüfterleistung $P_{L,max}$ mit Formel (3-3).

$$P_L = y_{Fan} * P_{L,max} \quad (3-3)$$

Wird Formel (3-2) in Formel (3-1) eingesetzt, und die Luftstromgeschwindigkeit v über die Lüfterfläche A als Volumenstrom \dot{V} ausgedrückt, ergibt sich Formel (3-4).

$$P_L = \frac{\dot{V}^3 * \rho}{A^2 * \eta * 2} \quad (3-4)$$

Mit zusammenfassen der Variablen ρ, A^2, η und dem Faktor 2, zur Variablen $K = \frac{2 * \eta * A^2}{\rho}$, lässt sich K , mit Formel (3-5) aus den gegebenen Lüfterdaten für die Maximalleistung $P_{L \max}$ und den maximalen Volumenstrom \dot{V}_{\max}^3 berechnen.

$$K = \frac{P_{L \max}}{\dot{V}_{\max}^3} \quad (3-5)$$

Durch Einsetzen von K und $\dot{V}^3 = v_{\text{Fan}}^3 * A^3$ in Formel (3-4), kann die Geschwindigkeit v_{Fan} aus dieser herausgeformt werden und ergibt Formel (3-6).

$$v_{\text{Fan}} = \sqrt[3]{\frac{P_{L \max} * \gamma_{\text{Fan}}}{K * A^3}} \quad (3-6)$$

Somit lässt sich mit Formel (3-5) und Formel (3-6) der Lüfter parametrieren und das Lüftermodell mit den getroffenen Annahmen in vereinfachter Form darstellen. Diese Beziehungen geben nur einen annähernden Verlauf der Geschwindigkeit über dem Lüftersignal an und können nicht den physikalisch vollkommen korrekten Lüftereinfluss abbilden.

Abbildung 3-16 zeigt das Amesim Blockschaltbild des Lüfterreglers. Die Regelung des Lüftersignals erfolgt grundsätzlich gleich wie bei dem in Abbildung 3-13 dargestellten Regler der Kühlmittelumwälzpumpe. Im Unterschied zum oben genannten Regler wird die Reglerausgangsgröße hier in eine Geschwindigkeit umgerechnet. Die stufenweise Anhebung der Lüfterdrehzahl erfolgt wieder mit einem hinterlegten Kennfeld. Die maximale Bauteiltemperatur wird über die 1D Tabelle in ein Signal von 0% bis 100% umgerechnet. Um den Energieverbrauch darzustellen, wird proportional zum Ausgangssignal eine Leistung P_L ausgegeben, die ins Batteriemodell weitergegeben wird. Weiters wird P_L für die Berechnung von v_{Fan} mit Formel (3-6) benötigt. Zur Ermittlung der Anströmgeschwindigkeit des Lüfters v_{Rad} , wird v_{Fan} zur Fahrzeuggeschwindigkeit v_{veh} addiert.

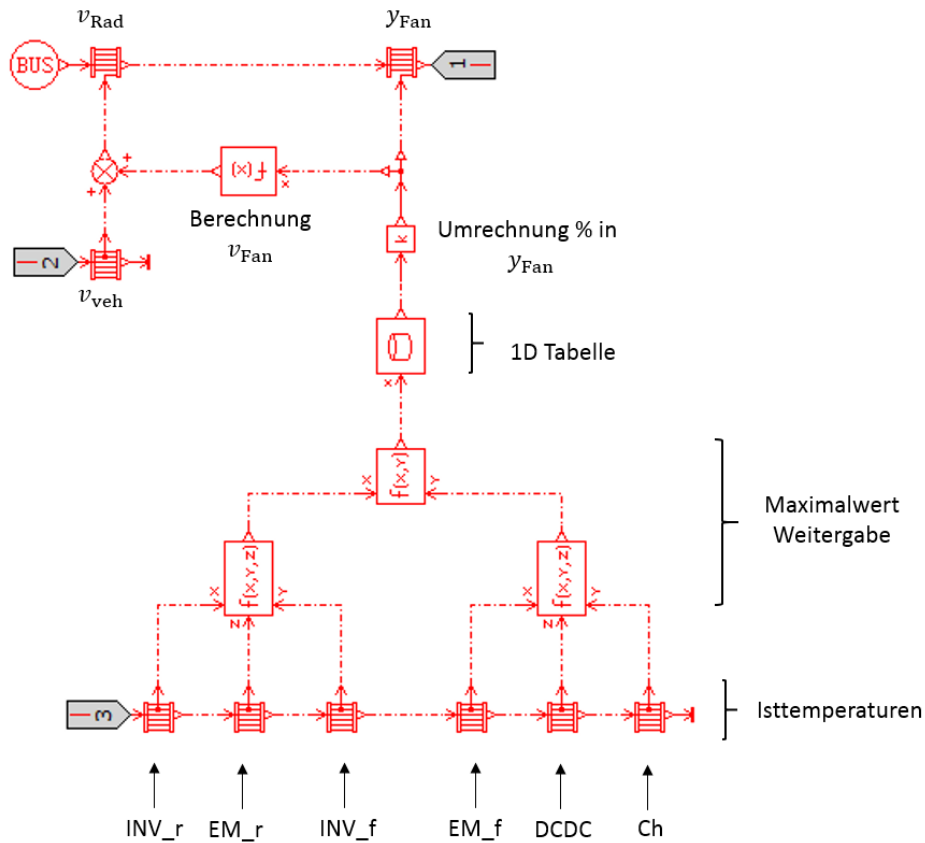


Abbildung 3-16: Regler Sauglüfter

3.4 Reichweitenermittlung

Die Bestimmung der Reichweite eines Fahrzeuges erfordert grundsätzlich die Kenntnis von Größen, die einen Einfluss auf die Reichweite haben können. Diese können ein erwartetes Lastprofil, Umgebungsbedingungen oder den Fahrstil beinhalten. Mit dem 1D Simulationsmodell kann die Reichweite nur aus den temporär vorhandenen Daten ermittelt werden. Dafür wurde im Rahmen der Arbeit, im Fahrzeugmodell ein eigener Reichweitenrechner aufgebaut. Dessen Prinzip ist in Abbildung 3-17 dargestellt.

Der Rechner arbeitet auf Basis des Batterieladezustands SOC und der Strecke s . Die grundsätzliche Überlegung ist, dass wenn der SOC den Minimalwert erreicht, das Fahrzeug seine maximal mögliche Strecke r_{init} zurückgelegt hat. Die zurückgelegte Strecke s , der momentane Ladezustand SOC und der Ladezustand zu Fahrtantritt SOC_{init} sind bekannte Werte. Die Kapazitätsdifferenz ΔSOC lässt sich aus der Differenz von SOC_{init} und SOC berechnen. Aus diesen Werten lässt sich, nach kurzer Fahrzeit, über die Ähnlichkeitsbedingung in Formel (3-7) die erwartete Gesamtreichweite r_{init} des Fahrzeuges berechnen.

$$\frac{SOC_{init}}{r_{init}} = \frac{\Delta SOC}{s} \tag{3-7}$$

Durch Umformung von Formel (3-7) und Subtraktion der zurückgelegten Strecke s , lässt sich die verbleibende Reichweite r_{calc} mit Formel (3-8) ausrechnen.

$$r_{\text{calc}} = \left(\frac{SOC_{\text{init}}}{SOC_{\text{init}} - SOC} * s \right) - s \tag{3-8}$$

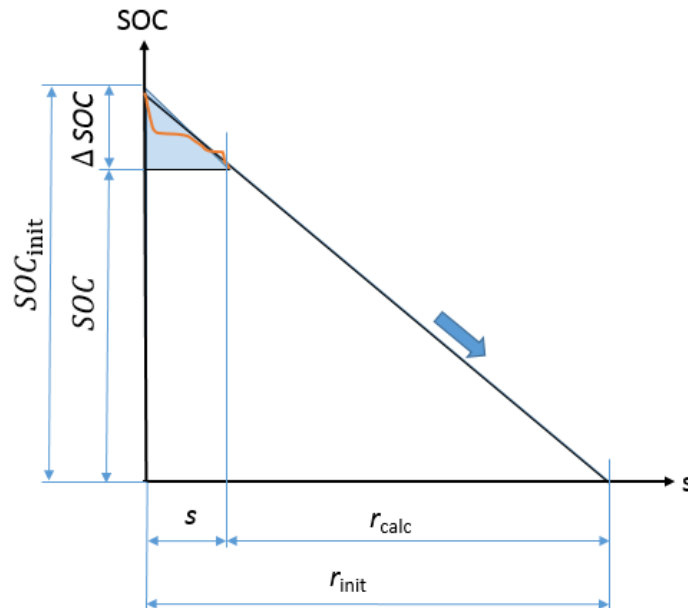


Abbildung 3-17: Reichweitenermittlung

Die verbleibende Reichweite r_{calc} schwankt zu Beginn sehr stark und pendelt sich erst nach einiger Zeit ein. Je fortgeschrittener die Simulationszeit, bzw. der zurückgelegte Weg s , desto genauer wird die Prognose der Restreichweite.

3.5 Energieflussdarstellung

Um im Fahrzeugmodell immer aktuelle Informationen über die Energieflüsse und deren Aufteilung zu erhalten, ist im Fahrzeugmodell ein Untermodell aufgebaut, in dem alle leistungsrelevanten Signale zusammengeführt sind. Dadurch entsteht ein Überblick, welche Verbraucher gerade wie viel Energie beziehen. Durch die Zusammenführung lassen sich auch Werte wie die Leistungsziffer der Kälteanlage, oder prozentuelle Aufteilungen einfacher auswerten. Die ausgewerteten Signale werden in weiterer Folge auch für weitere Modelle benötigt.

Die benötigten Werte kommen aus dem Batteriemodell der elektrischen Verbraucher, sowie aus dem Kältekreislaufmodell, sowie auch aus dem Antriebstrangmodell. Eine Auflistung und Zuordnung der einzelnen Verbraucher zeigt Tabelle 3-1. Mit dieser Aufteilung lassen sich die Energieverbräuche verursachergerecht zuordnen.

Tabelle 3-1: Zuordnung Energieverbraucher

Verbraucher	Cabin thermal	Powertrain thermal	Driving
PTC Cabin	X		
Fan Cabin	X		

AC Compressor	X	X	
PTC Battery		X	
Pump Battery		X	
Pump Powertrain		X	
Fan Radiator Powertrain		X	
Inverter front (Powertrain)			X
Inverter rear (Powertrain)			X

Für die eindeutige Zuordnung des Energieverbrauches für die Fahrgastzellenkühlung und die Batteriekühlung, muss die Kompressorleistung verursachungsgerecht aufgeteilt werden. Dafür werden die ausgewerteten Enthalpiestromdifferenzen des Fahrgastzellenverdampfers und des Batteriehillers zueinander ins Verhältnis gesetzt. Dadurch ergibt sich ein Anteil des Enthalpiestromes, für jeden der beiden Bauteile. Wird der jeweilige Anteil mit der Kompressorleistung multipliziert ergibt sich für jedes Bauteil der genaue Anteil der elektrischen und verbrauchsrelevanten Kompressorleistung.

Die vom Energieflussmodell ausgegebenen Parameter und die Werte, die für deren Berechnung notwendig sind, sind in Tabelle 3-2 aufgelistet.

Tabelle 3-2: Ausgewertete Parameter

Parameter	Einflussgrößen
COP	Power compressor, enthalpy to cabin, enthalpy to battery
Power cabin conditioning	PTC Cabin, Fan Cabin, Anteil Compressor Cabin
Power powertrain conditioning	Anteil Compressor Battery, Pump Battery, PTC Battery, Fan Radiator Powertrain, Pump Powertrain
Power thermal	Power Cabin Conditioning, Power Powertrain Conditioning
Power driving	Inverter front, Inverter rear
Power entire	Power driving, Power thermal

3.6 Vereinfachtes Fahrzeugmodell

Das eigentliche Ergebnis dieser Masterarbeit ist das vereinfachte Simulationsmodell, das in sehr kurzer Zeit Ergebnisse liefern soll. Dieses Modell wird aus dem komplexen Modell abgeleitet und soll dieselben Funktionen abbilden. Die Simulationszeit maßgeblich zu verkürzen und dabei trotzdem physikalisch korrekte Ergebnisse zu erhalten erfordert sensible Eingriffe ins Grundmodell, das weiterhin als Vorlage und Maßstab für korrekte Ergebnisse, beziehungsweise für eine annähernde Validierung dienen soll.

Diese Eingriffe erfolgen in der Form, dass aufwändigere Superkomponenten und Prozesse, die viel Rechenzeit benötigen identifiziert werden und durch einfache Zusammenhänge neu modelliert werden. So bieten sich auch wieder neue Möglichkeiten, um vereinfachte Funktionen anzuknüpfen. Sehr viel Rechenleistung wird für die Abbildung von Fluidkreisläufen aufgewendet. Für Fluidflüsse werden sehr viele Erhaltungsgleichungen gelöst und auch Wechselwirkungen in und gegen die Flussrichtung berücksichtigt. Das schlägt sich im Rechenaufwand und der damit einhergehenden Simulationsdauer nieder. Wird das Modell zu stark vereinfacht, also alle rechenaufwändigen Prozesse vereinfacht dargestellt, besteht die Gefahr, sich zu weit von realistischen Ergebnissen zu entfernen. Darum wird sich bei der Vereinfachung auf wenige Prozesse beschränkt.

3.6.1 Vereinfachte Modellierung der Wärmeübertragung

Um die Rechendauer der Simulation maßgeblich zu verkürzen werden aus dem Modell die Flüssigkeiten Kühlmittel und Kältemittel entfernt und die Wärme- und Energieströme als Rechenwerte weitergegeben.

Der Wärmeübertrag durch das Kühlmedium wird vereinfacht mit der Enthalpieerhaltung gerechnet. Die Enthalpie als Erhaltungsgröße bietet sich auch deswegen an, weil die lokalen Enthalpieströme in den Modellen gut ersichtlich sind und daher leicht ermittelt werden können. Für die Umrechnung in eine zu- oder abgeführte Wärme kann der vereinfachte 1. Hauptsatz aus Formel (3-9) (Dohmann, 2016). verwendet werden.

$$Q_{12} = H_2 - H_1 = m * (h_2 - h_1) \quad (3-9)$$

Schreibt man Formel (3-9) als Fließprozess als Formel (3-10) an, können die geleiteten Wärmeströme in direktem Verhältnis zu den Enthalpieströmen gesetzt werden. Gerechnet wird in der Einheit Watt.

$$\dot{Q}_{12} = \dot{H}_2 - \dot{H}_1 = \dot{m} * c_p * (T_2 - T_1) \quad (3-10)$$

Je nachdem, ob der Energietransport mit dem Kältemittel oder mit dem Kühlmittel erfolgt, wird entweder nur mit der Enthalpiestromdifferenz $\Delta\dot{H}$ der jeweiligen Komponente oder über Formel (3-10) gerechnet.

Für die vereinfachte Berechnung des Kältekreislaufes werden also nur die Enthalpieströme herangezogen. Um vom Eingangssignal des Kompressors auf den Enthalpiestrom zu kommen, muss über einen geeigneten Faktor umgerechnet werden. Dies wird in Anlehnung an die Leistungsziffer ε_K aus Formel (3-11) (Dohmann, 2016) durchgeführt.

$$\varepsilon_K = \frac{\dot{Q}_{zu}}{P} \quad (3-11)$$

Hier wird der Quotient aus der zugeführten Wärme \dot{Q}_{zu} und der zugeführten Kompressorleistung P , veranschaulicht in Abbildung 3-18, gebildet. Dieser Quotient beschreibt die Effektivität der Kälteanlage. Die abgeführte Wärme \dot{Q}_{ab} wird dabei nicht beachtet, da sie keinen Nutzen für die Kälteanlage hat.

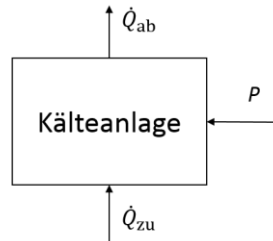


Abbildung 3-18: Kälteanlage schematisch (Dohmann, 2016, S. 4)

Im vereinfachten Modell wird auf eine ähnliche Art und Weise das Eingangssignal des Kompressors in eine thermische Leistung umgerechnet, die dann auf die Wärmetauscher von Batterie und Fahrgastzelle aufgeteilt werden.

3.6.2 Hochtemperatur Kühlkreislauf

Der vereinfachte HT Kühlkreis für die Komponenten der Leistungselektronik besteht aus Rechenblöcken, die den Massenstrom und die Temperatur des Kühlmittels gegen den Uhrzeigersinn von einer zur nächsten Komponente wie in Abbildung 3-19 dargestellt weitergeben.

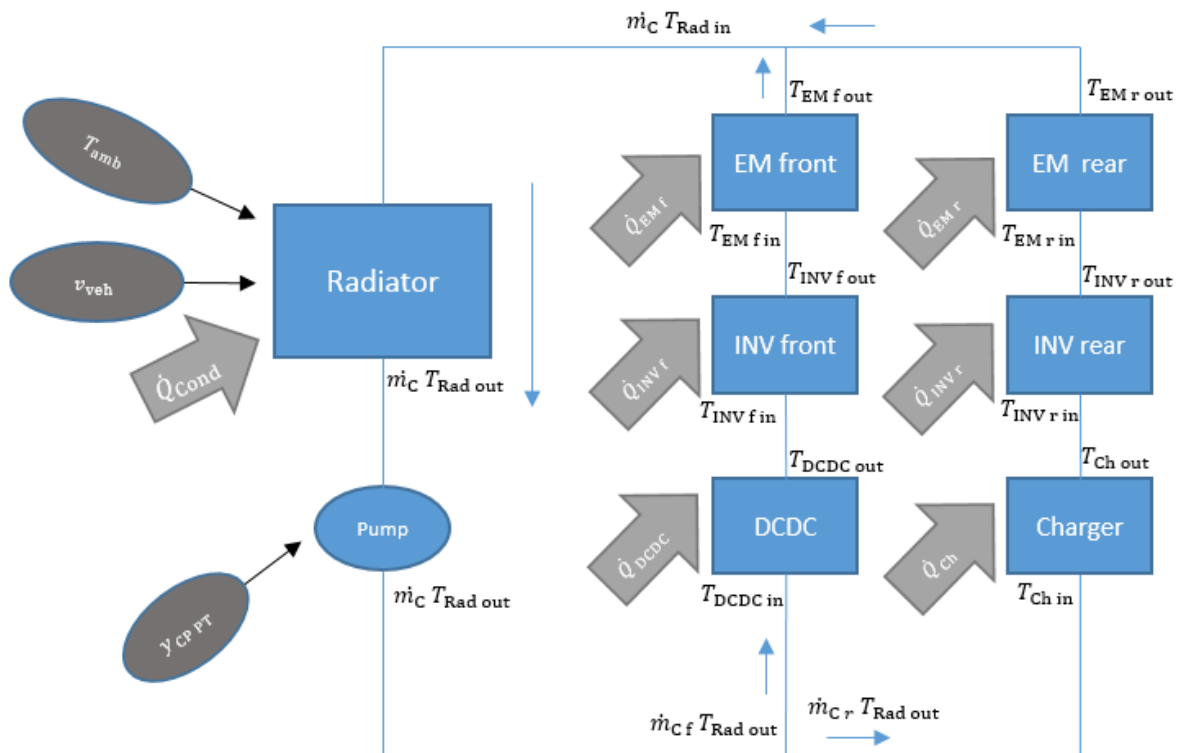


Abbildung 3-19: vereinfachter HT Kühlkreis

Die Ausgangsgrößen des HT Temperaturkreislaufes sind die Wärmeströme die von den Leistungselektronikkomponenten abgeführt werden. Um diese zu ermitteln müssen das Drehzahlstellsignal der Pumpe y_{CPPT} , die Anströmgeschwindigkeit des Kühlers v_{veh} , die Umgebungstemperatur T_{amb} und der Wärmestrom des Kondensators \dot{Q}_{Cond} eingerechnet werden. Als Erhaltungsgröße für den ersetzten Fluidkreislauf werden die lokale Fluidtemperatur und der Massenstrom des Kühlmittels weitergegeben. In Formel (3-12) wird gezeigt, wie der Massenstrom des Kühlmittels \dot{m}_C als Produkt vom Stellersignal y_{CPPT} , eines Umrechnungsfaktors $X_{y\ to\ speed}$ und einer hinterlegten Kennlinie $\dot{m}(speed)$ errechnet wird. Diese Kennlinie gibt in Abhängigkeit der Drehzahl einen Massenstrom aus, gleich wie im Pumpenkennfeld des komplexen Modells, nur ohne Druckabhängigkeit. Diese ist dadurch miteinbezogen, dass das Pumpenkennfeld aus dem komplexen Modell mit verschiedenen Drehzahlen ermittelt wurde und dort der Druckabfall schon eingerechnet ist.

$$\dot{m}_C = y_{CPPT} * X_{y\ to\ speed} * \dot{m}(speed) \quad (3-12)$$

An der Zweigstelle, wo sich der Massenstrom \dot{m}_C auf die vorderen Leistungselektronikkomponenten \dot{m}_{Cf} und auf die rückwärtigen Leistungselektronikkomponenten \dot{m}_{Cr} aufteilt, wird der eintretende Massenstrom \dot{m}_C für jeden Zweig jeweils mit einem Faktor multipliziert, um eine fixe Aufteilung zu erhalten. Die Temperatur wird für jeden Zweig als Eingangstemperatur $T_{Rad\ out}$ weitergegeben und bildet für die nachfolgenden Komponenten die jeweiligen Eingangstemperaturen $T_{DCDC\ in}$ und $T_{Ch\ in}$. Die Wärmeströme, die den Bauteilen zu- oder abgeführt werden, ergeben sich vorzeichenrichtig aus dem vereinfachten 1. Hauptsatz der Thermodynamik aus Formel (3-13). Die konstante spezifische Wärmekapazität des Kühlmittels $c_{p\ Coolant}$ ist im komplexen Modell mit einer temperaturabhängigen Kennlinie hinterlegt. Für das vereinfachte Modell wird der Wert im mittleren Temperaturbereich um ca. 30°C mit 3370 [J/(kg*K)] verwendet. Das Wasser- Glykol Mischungsverhältnis des verwendeten Kühlmittels beträgt 50:50.

\dot{Q}_{Comp} ist jener Wärmestrom, der vom Bauteil ins Kühlmittel fließt und umgekehrt. Die Temperatur T_{Comp} wird aus dem thermischen Trägheitsmodell des jeweiligen Bauteils zurückgegeben und ändert sich infolge des Wärmeeintrages \dot{Q}_{Comp} und des Wärmestromes aus dem gekoppelten elektrischen Modell. $T_{Comp\ in}$ ist immer die Temperatur, die vom stromaufwärts liegenden Bauteil weitergegeben wird.

$$\dot{Q}_{Comp} = X_{Q\ Comp} * \dot{m}_C * c_{p\ Coolant} * (T_{Comp\ in} - T_{Comp\ out}) \quad (3-13)$$

Der Wirkungsgrad des Wärmeüberganges wird mit dem Korrekturfaktor $X_{Q\ Comp}$ in die Berechnung eingebunden und für jedes Bauteil individuell eingestellt. Mit einer Excel Tabelle lassen sich die Wärmestromverläufe der jeweiligen Komponenten \dot{Q}_{Comp} berechnen und graphisch darstellen. Werden ins selbe Diagramm die Wärmestromverläufe aus dem komplexen Modell eingefügt, können die Korrekturfaktoren $X_{Q\ Comp}$ solange verändert werden, bis die Kurven annähernd deckungsgleich sind. Damit lässt sich gleichzeitig auch die Richtigkeit überprüfen. Als Beispiel ist der Elektromotor der Hinterachse in Abbildung 3-20 angeführt.

Aus den Temperaturverläufen des komplexen Modells in Abbildung 3-20, welche bei allen Komponenten ähnlich verlaufen, lässt sich erkennen, dass unter anderem durch den Wirkungsgrad

des Wärmeübergangs, die Austrittstemperatur des Kühlmittels ($T_{EM_r\ out}$), nicht genau dem arithmetischen Mittelwert entspricht.

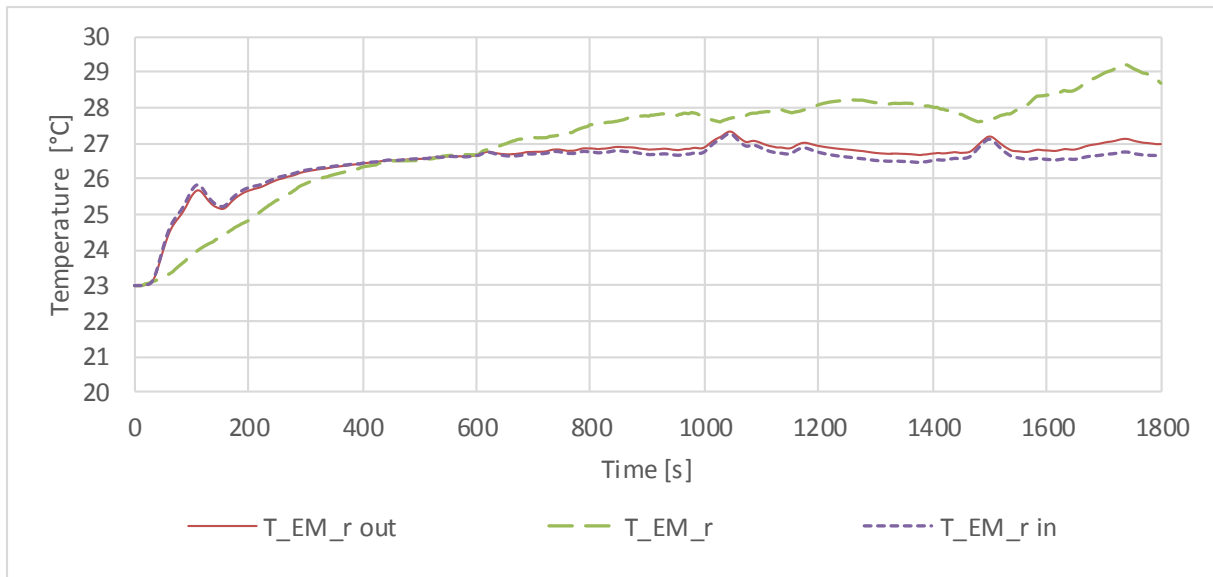


Abbildung 3-20: Temperaturverläufe um Traktionsmotor Hinterachse

Um die Kühlerflüssigkeitsaustrittstemperaturen der Komponenten $T_{Comp\ out}$ zu erhalten, die auch für die Errechnung der Wärmeströme in Formel (3-13) erforderlich sind, wird ein gewichteter Mittelwert berechnet. In Formel (3-14) wird die Berechnung der Austrittstemperatur nach dem Wärmeübergang an der Komponente $T_{Comp\ out}$ veranschaulicht.

$$T_{Comp\ out} = \frac{T_{Comp\ in} + X_{TC} * T_{Comp}}{1 + X_{TC}} \quad (3-14)$$

Der Gewichtungsfaktor X_{TC} kann mit den Komponenteneintritts- und Austrittstemperaturen mit Formel (3-15) aus den Temperaturverläufen vom komplexen Modell berechnet werden und über die Simulationsdauer gemittelt werden.

$$X_{TC} = \frac{2 * T_{Comp\ out} - T_{Comp\ in}}{T_{Comp}} \quad (3-15)$$

Da die zwei Kühler (Kühler Hochtemperaturkreis und Kondensator Niedertemperaturkreis) im Modell hintereinander wie in Abbildung 3-21 positioniert sind, muss auch die gegenseitige Beeinflussung im vereinfachten Modell berücksichtigt werden. Konkret beeinflusst der Kondensator bei hoher Kälteleistung den Kühler.

Da der Kondensator bei hoher Kälteleistung sehr viel Wärme abgibt, strahlt diese Wärme bei Fahrzeugstillstand auf den in Fahrtrichtung vorne liegenden Hochtemperaturkühler und heizt diesen bei vorhandenem Temperaturgefälle auf. Mit zunehmender Fahrzeuggeschwindigkeit verschwindet dieser Einfluss, da die Luftströmung die Wärme in negative x- Richtung (gegen die Fahrtrichtung) abtransportiert.

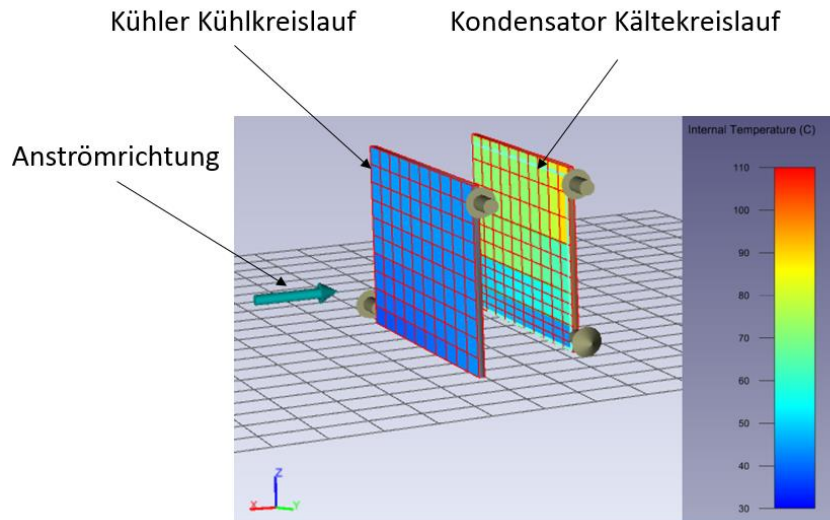


Abbildung 3-21: Kühleranordnung

Die Vorgehensweise, diese Wärmemenge als Wärmestrom der Kühlflüssigkeit abzuziehen war nicht anwendbar, weil bei der Errechnung des Enthalpiestromes der Kühlflüssigkeit Divisionen durch Erhaltungsgrößen unvermeidbar sind und dadurch die Simulation wegen eventuellen Divisionen durch null Probleme bereitet. Stattdessen werden die Einflüsse vom Kondensator und der anströmenden Luft über Faktoren miteinbezogen, welche die Kühleraustrittstemperatur $T_{\text{Rad out}}$ verändern, was in Formel (3-16) dargestellt ist.

$$T_{\text{Rad out}} = \frac{T_{\text{Rad in}} + T_{\text{Cond}} * X_{\text{HAC}} + T_{\text{amb}} * X_{\text{Conv}} + T_{\text{amb}} * X_{\text{C amb}}}{1 + X_{\text{HAC}} + X_{\text{Conv}} + X_{\text{C amb}}} \quad (3-16)$$

Durch die vergleichsweise einfache Berechnung der Austrittstemperatur verkürzt sich auch die Rechenzeit für die Simulation.

Die Faktoren X_{HAC} und X_{Conv} sollen die Temperaturen der Störeinflüsse in der Mittelung in Abhängigkeit ihrer Intensität gewichten. So kann der Kondensator einen Temperaturanstieg verursachen und die anströmende Luft eine Temperaturabnahme. Die Berechnung der Faktoren und deren Einflussgrößen sind in Formel (3-17) und in Formel (3-18) veranschaulicht.

Der Ausdruck $T_{\text{amb}} * X_{\text{C amb}}$ soll den gewichteten Anteil der natürlichen Konvektion abbilden und wird auch im Nenner berücksichtigt.

$$X_{\text{HAC}} = \frac{\Delta \dot{H}_{\text{AC}}}{\Delta \dot{H}_{\text{AC max}}} * \left(1 - \frac{v_{\text{veh}}}{v_{\text{veh max}}}\right) * X_{\text{CHAC}} \quad (3-17)$$

In Formel (3-18) ist der Einfluss der erzwungenen Konvektion abgebildet, der die Kühleratemperatur mit steigender Fahrzeuggeschwindigkeit näher an die Umgebungstemperatur bringt. Dieser Einfluss ist hier durch die dimensionslose Fahrzeuggeschwindigkeit $\frac{v_{\text{veh}}}{v_{\text{veh max}}}$ und einen Korrekturfaktor $X_{\text{C Conv}}$ abgebildet.

$$X_{Conv} = \frac{v_{veh}}{v_{veh\ max}} * X_{C\ Conv} \tag{3-18}$$

Weil nur durch die Maximalwerte der abgegebenen Enthalpiestromdifferenz des Kondensators $\Delta\dot{H}_{AC\ max}$ und der maximalen Fahrzeuggeschwindigkeit $v_{veh\ max}$ dividiert wird, kann es keine Probleme mit Divisionen durch Null in der Simulation geben. Zusätzlich werden die Einflussfaktoren auch dimensionslos gemacht und geben dadurch die Temperatur in der richtigen Einheit aus. Über Korrekturfaktoren kann der Einfluss zur Feinabstimmung gewichtet werden, um die Verläufe an die des komplexen Modells anzugleichen.

Leichte Unterschiede zum komplexen Modell lassen sich in der Vereinfachung nicht ausschließen, jedoch sind die Abweichungen am Beispiel der zwei Komponenten in Abbildung 3-22 und Abbildung 3-23 tragbar. Die Kurven wurden bei 23°C Umgebungstemperatur Cooldown von 60°C Initialtemperatur Fahrgastzelle mit dem WLTP Testzyklus ermittelt. Grundsätzlich befinden sich die Abweichungen der Temperaturen vom komplexen Modell bei allen Testläufen unter 5°C.

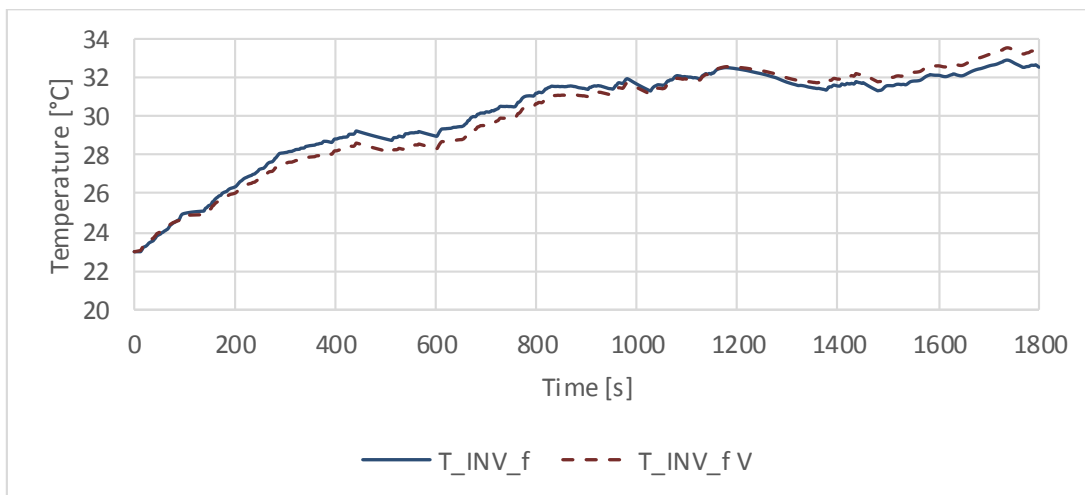


Abbildung 3-22: Verläufe Inverter Vorderachse komplex und vereinfacht

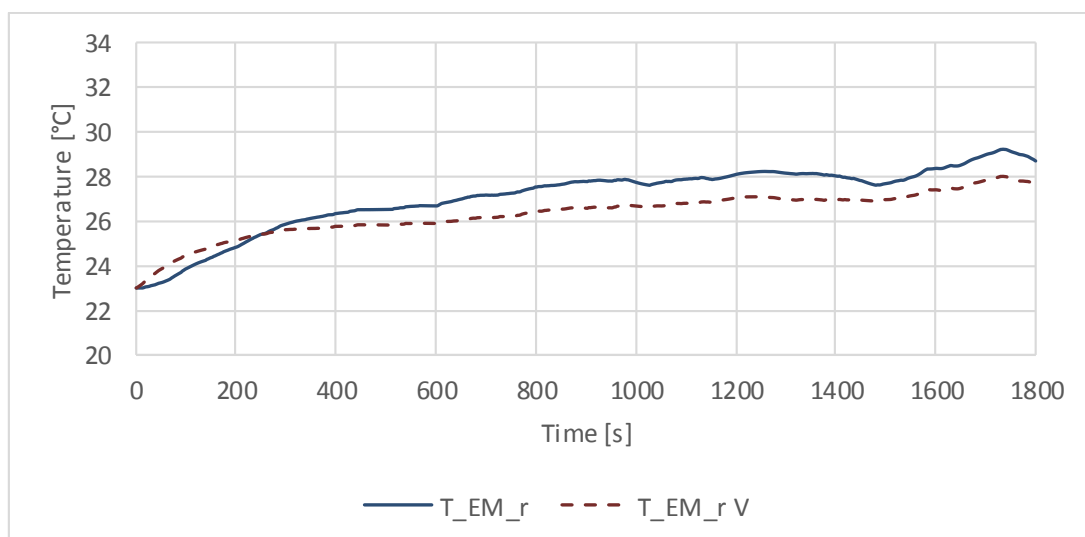


Abbildung 3-23: Verläufe Motortemperatur Hinterachse komplex und vereinfacht

3.6.3 Niedertemperatur Kältekreislauf

Die grundlegende Aufgabe des Kältekreislaufes ist die Kühlung von Fahrerkabine und Batterie. Wird über den Klimakreislauf eine Systemgrenze gezogen, und die ein- und ausgehenden Leistungen betrachtet, ergibt sich eine Darstellung ähnlich zu Abbildung 3-24. Um das so einfach wie möglich zu modellieren wird in Anlehnung an die Leistungsziffer (COP) vereinfacht die erzeugte thermische Leistung aus der zugeführten Kompressorleistung ermittelt und auf die zu konditionierenden Komponenten wie in Abbildung 3-24 dargestellt über Faktoren aufgeteilt. Dieses Blockschaltbild bildet die Grundidee der Vereinfachung ab. Dabei wird auf die Berücksichtigung von Phasenübergängen und die Modellierung von Wärmeübergängen verzichtet, sowie auch auf den Einfluss von Kältemittelparametern.

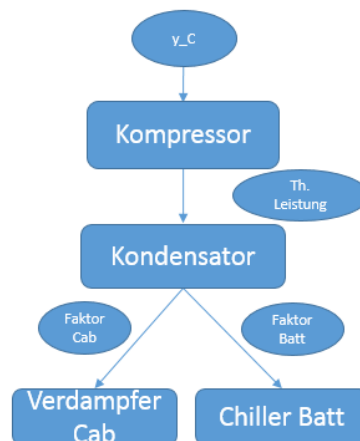


Abbildung 3-24: Grundidee vereinfachte Kälteanlage

Um alle gegenseitigen Beeinflussungen der umgebenden Bauteile in vereinfachter Form miteinzubeziehen, müssen am Blockschaltbild der Grundidee noch einige Querverbindungen eingefügt werden.

Die elektrische Leistung des Kompressors muss über das Eingangssignal ermittelt werden, um den Energieverbrauch darstellen zu können. Die vom Kondensator abgeführte Wärme und Temperatur muss ermittelt und ausgegeben werden, um den Einfluss auf den Hochtemperaturkühler, der im Kapitel Hochtemperatur Kühlkreislauf beschrieben wird, miteinbeziehen zu können. Auch die Steuersignale für die Expansionsventile vor der Fahrgastzelle und vor der Batterie werden miteinbezogen.

Damit erweitert sich das Blockschaltbild Abbildung 3-24 auf die Form in Abbildung 3-25. Auf die Schließung des Kältekreislaufes, also die Rückführung der Enthalpieströme zum Kompressoreinlass wird verzichtet, da dies die Berücksichtigung sehr vieler Erhaltungsgrößen erfordert, was wiederum die Simulation verlangsamt und die Modellierung sehr aufwändig macht. Bei Schließung des Kältekreislaufes mit alleiniger Berücksichtigung des Enthalpiestromes, kann sehr schnell eine Verstärkung oder ein Absinken der Erhaltungsgröße bis in die Sättigung eintreten, was zu physikalisch unkorrekten Ergebnissen führt. Daher wird in weiterer Folge auch nicht mehr von einem Kältekreislauf gesprochen sondern von einer vereinfachten Kälteanlage.

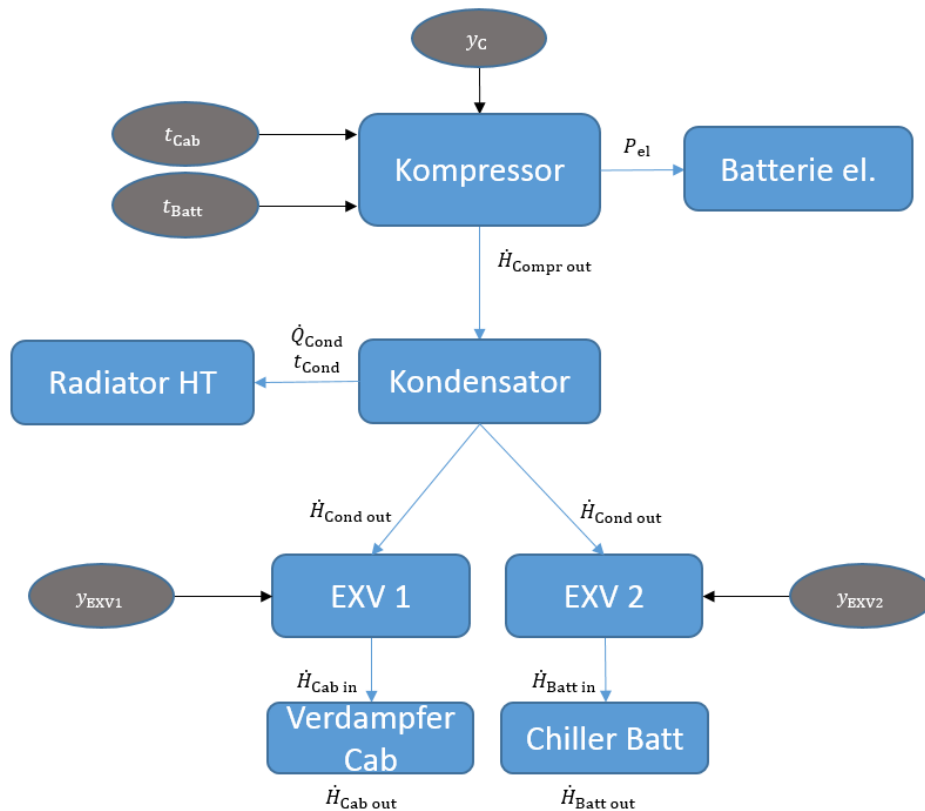


Abbildung 3-25: vereinfachte Kälteanlage

Die Durchrechnung des Kältekreislaufes erfolgt auf Basis der Enthalpieströme \dot{H} in der Einheit Watt, die vom Kompressorausgang bis zu den „Endverbrauchern“ Fahrgastzelle (Cab) und Batterie (Batt) weiter gegeben werden. An den durchlaufenen Komponenten wird dann jeweils mit einem Faktor $X_{Comp in out}$ der Enthalpiestrom erhöht oder verringert.

Zu allererst muss das Eingangssignal des Kompressors y_C , das als Wert zwischen null und eins die Drehzahl des Kompressors steuert, in eine thermische Leistung umgerechnet werden. Am Kompressorausgang sollte dann der Enthalpiestrom $\dot{H}_{Comp r out}$ ausgegeben werden. Dieser errechnet sich aus Formel (3-19). Um y_C in eine thermische Leistung bzw. einen Enthalpiestrom umzurechnen muss grundsätzlich mit dem gemittelten Enthalpiestrom des komplexen Modells $\dot{H}_{Comp r out mean}$ multipliziert werden. Da der Wert $\dot{H}_{Comp r out}$ jedoch tendenziell mit der auszugleichenden Temperaturdifferenz abnimmt, wird zusätzlich mit dem Verhältnis von Ist- und Solltemperatur der Fahrgastzelle $\frac{t_{Cab}}{t_{Cab set}}$ und der Batterie $\frac{t_{Batt}}{t_{Batt set}}$ multipliziert. Für die Feinabstimmung ist wiederum ein Korrekturfaktor $X_{C y_{thP}}$ einberechnet.

$$\dot{H}_{Comp r out} = y_C * \dot{H}_{Comp r out mean} * \frac{t_{Cab}}{t_{Cab set}} * \frac{t_{Batt}}{t_{Batt set}} * X_{C y_{thP}} \quad (3-19)$$

Um die elektrische Leistung für die Verbrauchsmodellierung ausgeben zu können, wird gleich wie im komplexen Modell das PWM Signal mit der maximalen elektrischen Leistung multipliziert.

Die Faktoren für die Komponenten Kondensator $X_{Cond in out}$ und die beiden Verdampfer $X_{Cab in out}$ und $X_{Batt in out}$ lassen sich leicht aus dem komplexen Modell ermitteln, indem die Werte der Enthalpieströme vor und nach den Komponenten $\dot{H}_{Comp in}$ und $\dot{H}_{Comp out}$ in tabellierter Form

ausgegeben, und durch Division wie in Formel (3-20) errechnet werden. Für die weiteren Berechnungen wird der Mittelwert von $X_{\text{Comp in out}}$ über die gesamte Simulationsdauer verwendet.

$$X_{\text{Comp in out}} = \frac{\dot{H}_{\text{Comp out}}}{\dot{H}_{\text{Comp in}}} \quad (3-20)$$

Die Darstellung der Faktoren über die Zyklusdauer zeigt, dass diese als konstant angenommen werden können.

Bei den Expansionsventilen EXV1 und EXV2 wird für die Aufteilung des Enthalpiestromes nach dem Kondensator $\dot{H}_{\text{Cond out}}$ auf die eintretenden Enthalpieströme in Fahrgastzelle $\dot{H}_{\text{Cab in}}$ und in die Batterie $\dot{H}_{\text{Batt in}}$ mit den Signalen der jeweils vorgeschalteten Expansionsventile y_{EXV1} und y_{EXV2} multipliziert, was in Formel (3-21) und in Formel (3-22) dargestellt ist.

$$\dot{H}_{\text{Cab in}} = y_{\text{EXV1}} * \dot{H}_{\text{Cond out}} \quad (3-21)$$

$$\dot{H}_{\text{Batt in}} = y_{\text{EXV2}} * \dot{H}_{\text{Cond out}} \quad (3-22)$$

Mit diesen Formeln werden die Enthalpieströme an allen relevanten Stellen des Kältemodells berechnet.

Für die gekoppelten Modelle, die die Wärmeströme zu- oder abgeführt bekommen müssen diese mit Formel (3-23) in den jeweiligen Komponenten berechnet werden. Um den abgeführten Enthalpiestrom $\Delta\dot{H}_{\text{Comp}}$ einer Komponente zu berechnen muss der Eingangswert $\dot{H}_{\text{Comp in}}$ vom Ausgangswert $\dot{H}_{\text{Comp out}}$ abgezogen werden.

$$\Delta\dot{H}_{\text{Comp}} = \dot{H}_{\text{Comp in}} - \dot{H}_{\text{Comp out}} \quad (3-23)$$

Das ist erforderlich für den Kondensator und die beiden Verdampfer. Im Kondensatormodell muss zusätzlich zum Enthalpiestrom $\Delta\dot{H}_{\text{Cond}}$, auch eine mittlere Temperatur für diesen ausgegeben werden. Die Berechnung für den abgegebenen Wärmestrom \dot{Q}_{Cond} zeigt Formel (3-24). Die Berechnung für die mittlere Temperatur dieses Wärmestromes ist in Formel (3-25) gezeigt. Diese berücksichtigt eine konstante Temperaturerhöhung um $t_{\text{offset Cond}}$ und den Einfluss der Fahrgastzellentemperatur, die meistens der dominante Beitrag zur Kondensatortemperaturerhöhung ist, mit einem Gewichtungsfaktor $X_{\text{C Cab}}$ und mittelt diese mit der Umgebungstemperatur t_{amb} . Diese beiden Größen sind gekoppelt mit dem Kühler des Hochtemperatur Kühlkreises, da durch dessen Anordnung im Fahrzeugmodell die abgeführte Wärme aus dem Kondensator teilweise an den Kühler abgegeben wird, was in Kapitel 3.6.2 Hochtemperatur Kühlkreislauf genauer beschrieben wird.

$$\dot{Q}_{\text{Cond}} = X_{\text{C Qext}} * \Delta\dot{H}_{\text{Cond}} \quad (3-24)$$

$$t_{\text{Cond}} = \frac{t_{\text{Cab}} * X_{\text{C Cab}} + t_{\text{amb}}}{1 + X_{\text{C Cab}}} + t_{\text{offset Cond}} \quad (3-25)$$

Für die Wärmeströme, die von der Fahrgastzelle und von der Batterie an den Kältekreis abgeführt werden muss jeweils Formel (3-23) angewandt werden. Für die Fahrgastzelle wird der abgeführte Wärmestrom als $\Delta\dot{H}_{Cab}$ mit Formel (3-26) berechnet. Die abgeführte Batteriewärme wird aus Formel (3-27) berechnet.

$$\Delta\dot{H}_{Cab} = \dot{H}_{Cab\ in} - \dot{H}_{Cab\ out} \quad (3-26)$$

$$\Delta\dot{H}_{Batt} = \dot{H}_{Batt\ in} - \dot{H}_{Batt\ out} \quad (3-27)$$

Da nach den Expansionsventilen nur die Eingangswerte $\dot{H}_{Cab\ in}$ und $\dot{H}_{Batt\ in}$ bekannt sind, müssen noch die Ausgangswerte $\dot{H}_{Cab\ out}$ mit (3-28) und $\dot{H}_{Batt\ out}$ mit Formel (3-29) errechnet werden.

$$\dot{H}_{Cab\ out} = X_{Cab\ in\ out} * \dot{H}_{Cab\ in} \quad (3-28)$$

$$\dot{H}_{Batt\ out} = X_{Batt\ in\ out} * \dot{H}_{Batt\ in} \quad (3-29)$$

Die Enthalpiestromdifferenz $\Delta\dot{H}_{Cab}$ wird im Untermodell des Verdampfers der Fahrgastzelle als Wärmestrom der Kabinenluft abgeführt. Dafür wird im Fahrgastzellenmodell statt dem Verdampfer ein Volumen mit Wärmeeintrag in einen Luftstrom („moist air chamber with heat flux“, siehe Abbildung 3-26) eingesetzt. Damit kann der Wärmestrom in Watt, der der durchströmenden Fahrgastzellenzuluft abgezogen wird direkt von der Vereinfachten Kälteanlage vorzeichenrichtig und mit der richtigen Einheit als $\Delta\dot{H}_{Cab}$ übernommen werden.

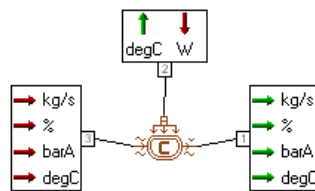


Abbildung 3-26: Wärmeeintragsmodell (Siemens Industry Software NV, 2016)

In Abbildung 3-26 fließt der Luftstrom, der dem Fahrgastinnenraum zugeführt wird von Port 3 nach Port 1 ins Fahrgastzellenmodell. Dabei wird der Luftstrom mit den abgebildeten Erhaltungsgrößen, um den zu- oder abgeführten Wärmestrom, über Port 2 beaufschlagt.

Im Batteriekühlkreismodell wird $\Delta\dot{H}_{Batt}$ als Wärmestrom dem Batteriekühlmittelkreis abgeführt, was im Kapitel 3.6.4 Batteriekühlkreis genauer beschrieben wird.

Die erforderlichen und teilweise empirisch ermittelten Faktoren für die oben behandelten Formeln stammen aus dem komplexen Modell für relevante Simulationsbedingungen und sind in Anhang A.1 Korrekturfaktoren Kälteanlage in tabellierter Form einsehbar.

Die Verläufe der Kurven in Abbildung 3-27 und Abbildung 3-28 veranschaulichen die geringe Abweichung des vereinfachten Modells zum Komplexen für den Fall Cool down bei 23°C WLTP.

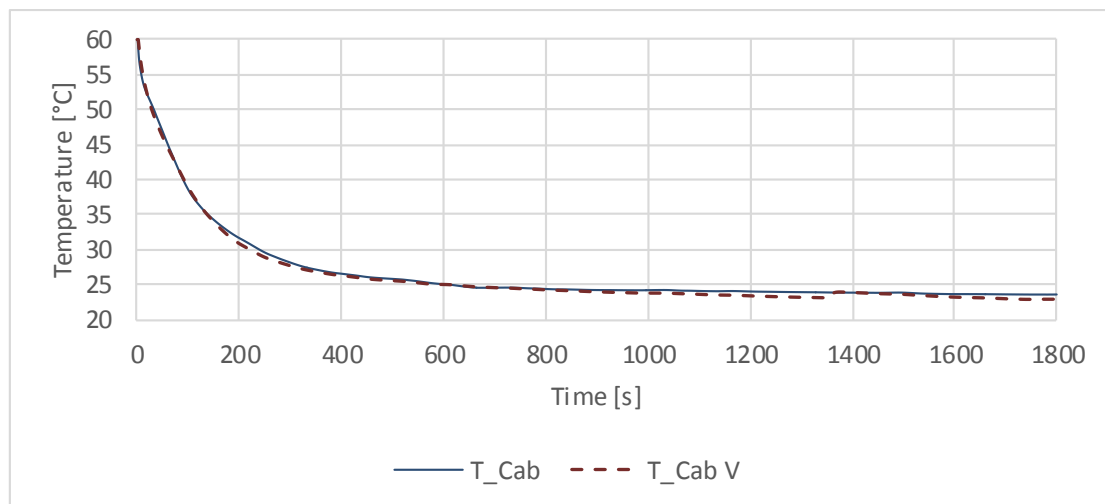


Abbildung 3-27: Temperaturverlauf Fahrgastzelle

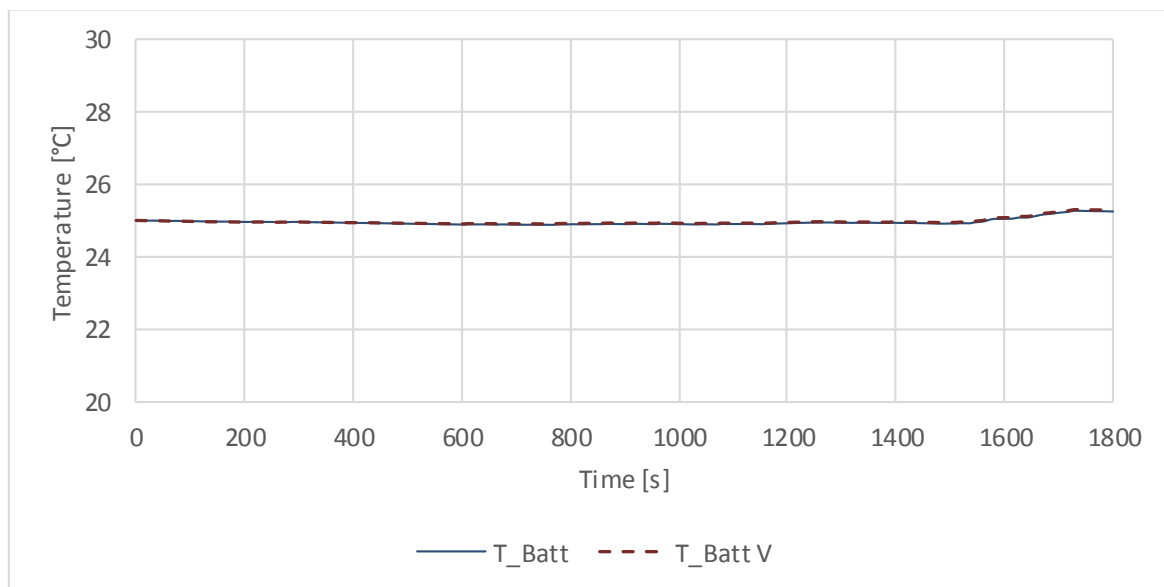


Abbildung 3-28: Temperaturverlauf HV Batterie

3.6.4 Batteriekühlkreis

Der Fluidkreislauf der Batterie hat einerseits die Aufgabe, die Batterie bei zu hohen Temperaturen mit dem Kältekreislauf zu kühlen, und andererseits bei niedrigen Temperaturen mit einem Heizer-Element die Batterie zu erwärmen. In Abbildung 3-29 sind die erforderlichen Funktionsblöcke, deren Anordnung und Interaktion dargestellt. Der Wärmeaustausch mit der Umgebung ist in den Korrekturfaktoren in der Berechnung berücksichtigt.

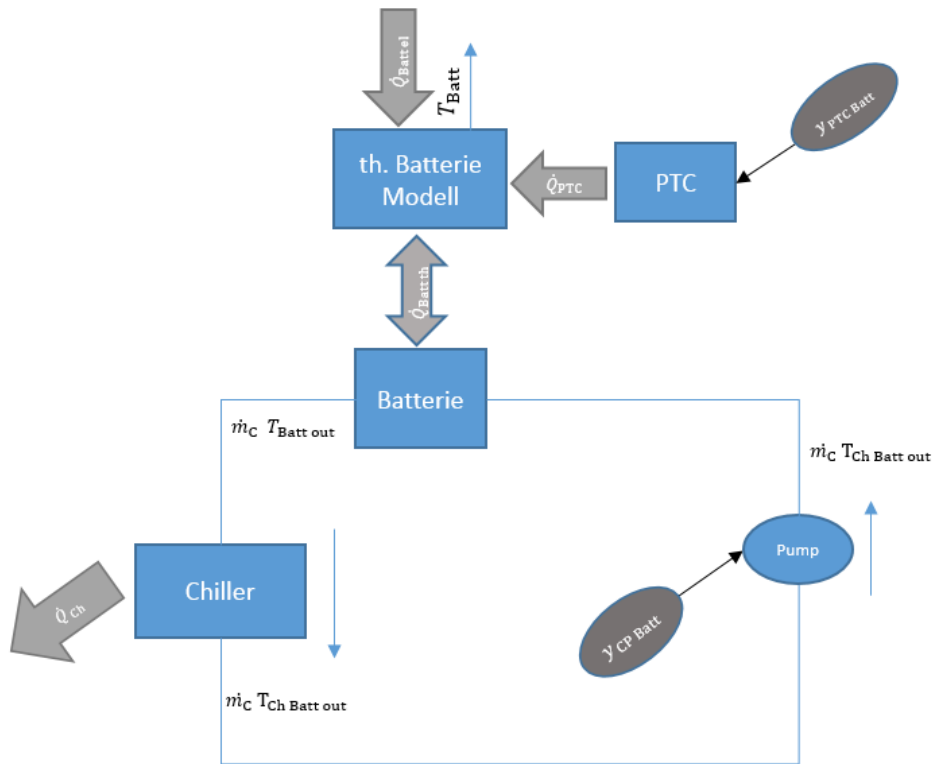


Abbildung 3-29: Kühlkreislauf Batterie

Die Grundlage der Energieübertragung erfolgt auch hier mit Formel (3-13) analog zum HT-Kühlkreislauf der Leistungselektronik und hat auch die gleichen Pumpen- und Fluidparameter. Der Massenstrom des Kühlmittels \dot{m}_C erfolgt auch mit denselben Parametern und derselben Formel wie der HT Kühlkreislauf aus dem Stellensignal vom Controller. Für die Wärmeabgabe an den Kältekreislauf \dot{Q}_{Ch} beim Kühlen, wird die Enthalpiestromdifferenz $\Delta\dot{H}_{Batt}$ aus dem vereinfachten Kältekreislauf gekoppelt. Im Kühlkreislauf weitergegeben werden auch hier nur die Erhaltungsgrößen Massenstrom in und Temperatur. Die Kühlleistung \dot{Q}_{Ch} aus dem Kältekreislauf, die der Enthalpiestromdifferenz $\Delta\dot{H}_{Batt}$ entspricht, wird in Formel (3-30) herangezogen, um die Austrittstemperatur des Kühlmittels aus dem Verdampfer $T_{Ch Batt out}$ zu berechnen, wobei beachtet werden muss, dass wegen der Division negative Kühlmittelströme \dot{m}_C unmöglich gemacht werden müssen.

$$T_{Ch Batt out} = T_{Batt out} - \left(\frac{\dot{Q}_{Ch}}{\dot{m}_C * c_{p Coolant}} \right) \quad (3-30)$$

Im Funktionsblock Batterie in Abbildung 3-29 erfolgt die Wärmeübertragung vom Kühlkreislauf zum thermischen Batteriemodell mit Formel (3-31). Hier wird wiederum mit dem abgewandelten ersten Hauptsatz der Thermodynamik, der Wärmestrom $\dot{Q}_{Batt th}$, der dem thermischen Batteriemodell zu- oder abgeführt wird, mit dem Kühlmittelmassenstrom \dot{m}_C , der spezifischen Wärmekapazität des Kühlmittels $c_{p Coolant}$ und der Temperaturdifferenz zwischen ein- und austretendem Kühlmittel berechnet. Die Temperatur des eintretenden Fluid entspricht der Verdampferaustrittstemperatur $T_{Ch Batt out}$, die Temperatur des austretenden Fluid ist $T_{Batt out}$.

$$\dot{Q}_{\text{Batt th}} = \dot{m}_C * c_p \text{ Coolant} * (T_{\text{Ch Batt out}} - T_{\text{Batt out}}) \quad (3-31)$$

In Abbildung 3-30 in Amesim wird dargestellt, welche Funktionsblöcke erforderlich sind, um die Wärmekopplung mit dem mathematisch vereinfachten Kühlkreislauf, dem PTC Heizer und dem elektrischen Batteriemodell darzustellen. Vereint sind diese drei Wärmeströme über die Thermal Capacity der Batterie, wo die thermische Trägheit der Batterie abgebildet wird.

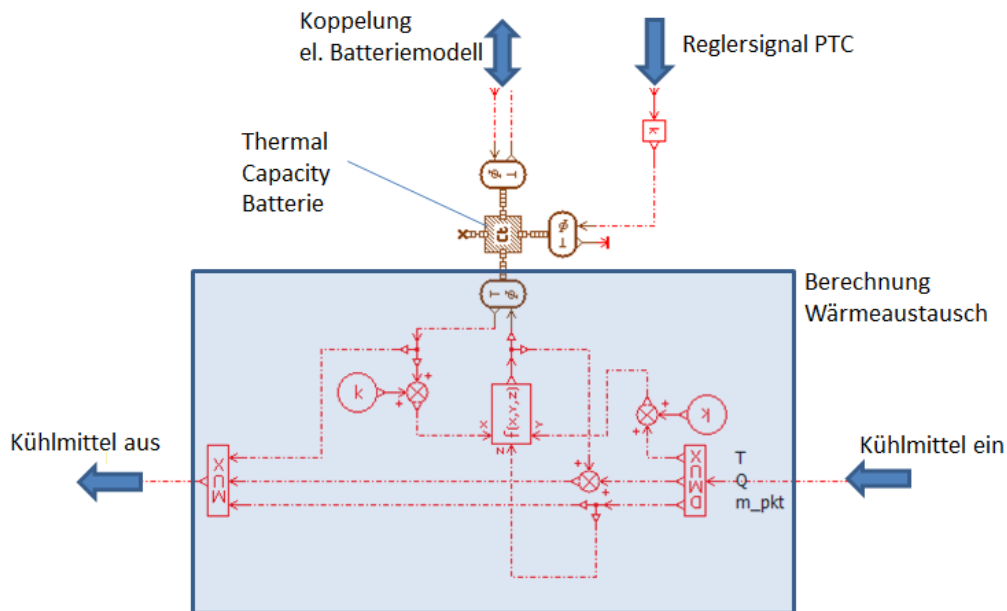


Abbildung 3-30: Blockschaltbild Amesim

Der Wärmeeintrag durch den PTC Heizer ist im vereinfachten Modell nicht durch das Kühlmedium dargestellt, sondern erfolgt direkt in den Thermalbaustein und muss daher nicht in den Kühlkreislauf eingerechnet werden.

3.6.5 Wärmepumpenfunktion

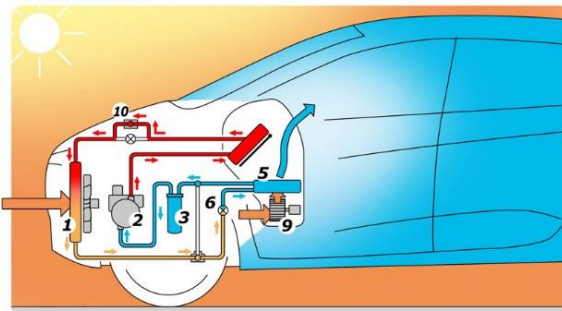
Die Modellierung und Simulation einer Wärmepumpe erfordert grundsätzlich mehr Aufwand und Know-how, als im Rahmen dieser Arbeit verfügbar ist. Eine genaue Modellierung, eine Auslegung und Parametrierung ist nicht vorgesehen. Daher wird die Wärmepumpenfunktion nur im vereinfachten Modell eingesetzt. Die Implementierung einer Wärmepumpenfunktion am vereinfachten Modell verfolgt das Ziel, eine Abschätzung des Energieverbrauchs machen zu können und dessen ungefähre Auswirkung auf das restliche Fahrzeugmodell darzustellen. Das Ergebnis ist eine einfache Modellvorlage für Energieverbrauchsbetrachtungen am Gesamtfahrzeug.

Die Grundidee der vereinfachten Wärmepumpenmodellierung ist, dass durch die Verwendung von gleichen Baugruppen der Kältekreis mit kleinen Adaptionen als Wärmepumpenkreislauf betrieben werden kann. So eine zweifache Nutzung des Kältemittelkreislaufes ist zum Beispiel im Renault Zoe angedacht, was auf der Renault ZOE Homepage (Renault, 2018) veröffentlicht ist. In Abbildung 3-31 ist der Aufbau der kombinierten Kühl- und Heizfunktion des Renault ZOE dargestellt.

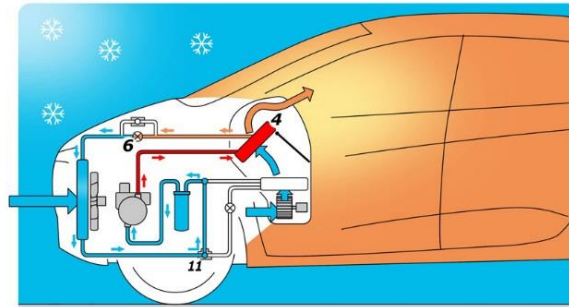
Heat pump



- 1 External condenser / evaporator
- 2 Electrical compressor
- 3 Accumulator
- 4 Inner condenser
- 5 Cockpit evaporator
- 6 Orifice tubes
- 7 Automatic air conditioning ECU
- 8 Heat pump ECU
- 9 Air conditioning fan
- 10, 11 Electrovalves



Air conditioning mode



Heating mode

Abbildung 3-31: Renault ZOE Klimasystem (Renault, 2018)

Die Anordnung der Komponenten macht es möglich, mit demselben Kältemittel und teilweise denselben Bauteilen die Funktion Kühlen, in Abbildung 3-31 rechts oben, und mit entsprechender Umschaltung der Ventile **11** die Funktion Heizen, in Abbildung 3-31 rechts unten zu realisieren. Dafür wird als Wärmetauscher mit der Umgebungsluft ein kombinierter Kondensator – Verdampfer **1** verwendet. Für die Wärmeabgabe, bzw. Wärmeaufnahme für die Innenraumluft müssen hier jedoch der Innenraum Verdampfer **5** und der Innenraum Kondensator **4** getrennt ausgeführt werden.

In beiden Funktionen verdichtet der Kompressor **2** das Kältemittel und der Wärmetausch mit der Umgebung erfolgt über den externen Kondensator – Verdampfer **1**. Der Unterschied zwischen Kühlen und Heizen liegt in der Kältemittelführung und im Zeitpunkt der Entspannung.

Im Kühlmodus wird das Kältemittel in komprimierter Form über den hier funktionslosen Innenraum Kondensator **4** und den externen Kondensator **4**, wo die Wärmeabgabe erfolgt, geführt und dann vor dem Innenraum Verdampfer **5** im Expansionsteil **6** entspannt um Wärme aus der Innenraumluft nach dem Ventilator **9** abzuführen. Beim Heizen wird das komprimierte Kältemittel auch über den Innenraum Kondensator **4** geführt, jedoch erfolgt hier schon die Wärmeabgabe an die Innenraumzuluft. Danach wird das Kältemittel vor dem Kondensator – Verdampfer **1** im Expansionsteil **6** entspannt und unter Umgebungstemperatur heruntergekühlt, um Wärme aus der Umgebung aufzunehmen. Die Weiterführung erfolgt dann direkt über den Akkumulator **3** zum Kompressor **2** und nicht mehr über den Innenraum Verdampfer **5** (Renault, 2018)

Im vereinfachten Modell soll der kombinierte Kältekreis bis auf die Anordnung der Komponenten dieselbe Funktion haben.

Da im vereinfachten Kälteanlagenmodell alle abgegebenen thermischen Leistungen vom Eingangssignal des Kompressors abgeleitet und weitergegeben werden, lässt sich dieser einfach als vereinfachte Wärmepumpe ausführen. Ein Abgleich mit dem komplexen Modell ist nicht mehr möglich. Daher kann auch die Parametrierung nur anhand von vergleichbaren Modellen erfolgen.

Die Umsetzung im vereinfachten Modell erfolgt auf der Grundlage, dass der Kälteprozess für die Fahrzeugklimatisierung umgekehrt wird. Durch die Blackbox Betrachtung der Kälteanlage im

vereinfachten Modell kann diese mit geringfügigen Erweiterungen als Wärmepumpe betrieben werden. Die vereinfachte Kälteanlage aus Kapitel 3.6.3 erweitert sich damit um einen parallelen Rechenblock, der die Enthalpieströme für die Schnittstellen Cabin und Battery für den Wärmepumpenbetrieb berechnet. Der Rechenblock für die Kälteanlage wird dabei weggeschaltet. Abbildung 3-32 zeigt die grundlegenden Änderungen am vereinfachten Kälteanlagenmodell, um die Wärmepumpenfunktion darzustellen. Über den Schalter „Switch HP on“ kann zwischen Kälteanlagenbetrieb und Wärmepumpenbetrieb umgeschaltet werden. Im Modell erfolgt die Umschaltung zum Wärmepumpenbetrieb über den Global Parameter „Heatpump_mode_1_ON_0_OFF“, der als Wert 1 für „ein“ oder 0 für „aus“ eingestellt ist, direkt in den betreffenden Funktionsblöcken mit Multiplikation mit eins oder null für die Aufhebung der Funktionsgleichung. Im Wärmepumpenbetrieb gibt der Kompressor den Enthalpiestrom $\dot{H}_{\text{Compr out}}$ proportional zur Heizleistung für die Fahrgastzelle aus, da dieser direkt über das Ventil EXV 1 ungedrosselt ($y_{\text{EXV1}} = 100\%$) in das Kabinenmodell gleitet wird. Auf eine Einbindung des Umgebungswärmetauschers wird dabei mangels Einfluss auf das Fahrzeug verzichtet. Die Enthalpiestromabgabe an das Batteriemodell wird mit der Schließung des Ventils EXV 2 ($y_{\text{EXV2}} = 0\%$) unterbunden, da die Batterie nicht über die Wärmepumpe geheizt wird.

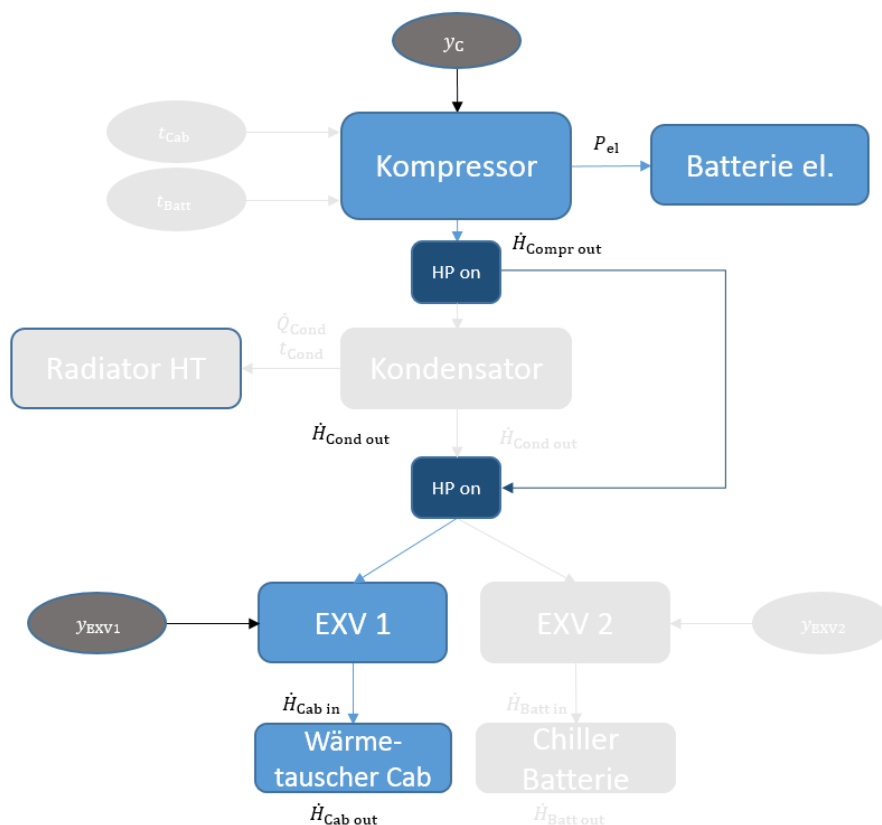


Abbildung 3-32: Wärmepumpe

Im Kompressormodell wird das Eingangssignal y_c über einen Multiplikator in den Enthalpiestrom $\dot{H}_{\text{Compr out}}$ umgerechnet. Über einen Multiplikator lässt sich der gewünschte COP der gesamten Wärmepumpe variabel einstellen, um unterschiedliche Wärmepumpen simulieren zu können und den COP in einer eventuellen Erweiterung abhängig von seinen Einflussparametern zu modellieren.

Die Weitergabe der elektrischen Leistung P_{el} ans Verbrauchermodell erfolgt durch die Bildung des Absolutwertes, analog zum Kälteanlagenmodell.

Auch in der Kompressorregelung muss auf Wärmepumpenbetrieb umgestellt werden, da die Fahrgastzellentemperatur jetzt von einer niedrigen Starttemperatur aus, eingeregelt werden muss. In Abbildung 3-33 ist die Erweiterung des Kompressorreglers, um den linken Block, dargestellt. Hier wird durch die Umschaltung Heizungsregelung- Kühlungsregelung der linke Pfad durchgeschaltet, der aus der Temperaturdifferenz zwischen Soll- und Isttemperatur der Fahrgastzelle das Kompressorsignal regelt. Die Umschaltung erfolgt mit dem Global Parameter „Heatpump_mode_1_ON_0_OFF“, der den Schalter, dessen Schaltschwelle auf 1 gestellt ist, auf die Durchschaltung des linken Pfades einstellt. Der Regler ist bis auf die Umkehrung des Vorzeichens gleich aufgebaut und parametrisiert wie der rechte Pfad, der für die Kühlung verantwortlich ist. Die Batterietemperatur wird in die Regelung nicht miteinbezogen.

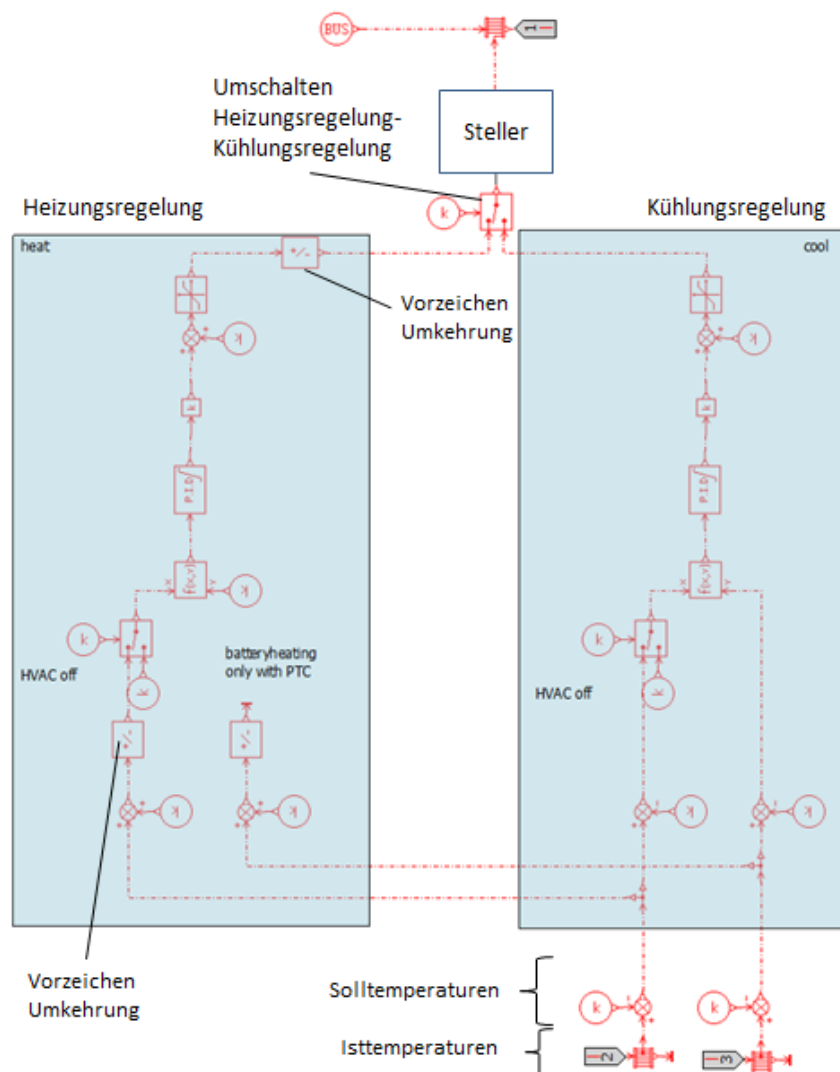


Abbildung 3-33: Kompressorregelung erweitert

3.6.6 Schnittstellen

Die vorgenommenen Vereinfachungen im Kältekreislauf und in den Kühlkreisläufen erfordern auch die Anpassung der Schnittstellen zwischen den betreffenden Modellen. Im Kältekreislauf wird zum

Fahrgastzellenmodell und zum thermischen Batteriemodell kein Kältemittel mehr befördert, sondern nur mehr Rechenwerte. Die Fluidleitung (Kühlmittel ein/aus) ist im vereinfachten Modell mit einer Signalleitung ersetzt. Daher sind auch die Ports die die Schnittstellen zwischen den Modellen darstellen, im Unterschied zum Komplexen Modell, hier als Signal Ports ausgeführt. Am vereinfachten Kältekreis sind die Fluidleitungen, mit Signalleitungen, auf denen vier Signale geführt werden, dargestellt. Abbildung 3-34 zeigt den vereinfachten Kältemittelkompressor, wie der im Kälteanlagenmodell eingebaut ist. Das Reglersignal und das elektrische Leistungssignal sind gleich ausgeführt, wie im komplexen Modell.

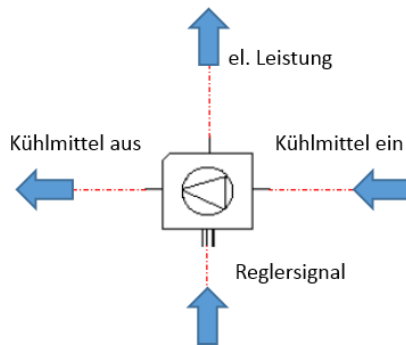


Abbildung 3-34: Kompressor vereinfacht

Auf der Signalleitung für das Kältemittel sind hier auf vier bereitgestellten Signalpfaden die Erhaltungsgrößen geführt. In Abbildung 3-35 Ist der Fluidpfad vom Kompressor im Amesim Modell dargestellt. Da die weitergegebene Erhaltungsgröße vom Kompressor der Enthalpiestrom ist, sind die anderen drei Leitungen nur teilweise mit Signalen belegt, die für die Berechnung der Enthalpiestromänderung erforderlich sind. In jedem nachfolgenden Modell, muss das Eingangssignal mit dem Demultiplexer aufgetrennt werden, um auf die einzelnen Signale zugreifen zu können. Am Modellausgang müssen die Signale wieder mit dem Multiplexer zusammengeführt werden. In Abbildung 3-35 ist der Enthalpiestrom auf der zweiten Position von unten aufgeschrieben und muss daher im folgenden Bauteil wieder auf dieser Position ausgelesen werden.

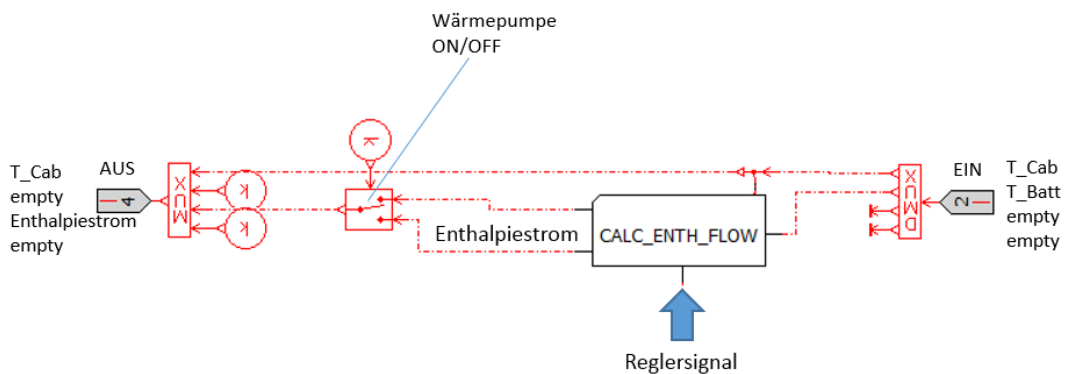


Abbildung 3-35: Schnittstellen Fluidfluss Kompressor

Im vereinfachten Kühlkreislauf vom Antriebsstrang werden über die Signalports die den Fluidfluss vereinfachen, die Größen Massenstrom, und Temperatur, für die Berechnung der Wärmeübergänge,

geführt. An der dritten Position wird der Wärmestrom geführt, der aber nicht für die Berechnung relevant ist. In Abbildung 3-36 ist der Wärmetauscher, der für jede Komponente den Wärmeübergang vom Fluid zum Bauteil berechnet, dargestellt. Die vereinfachte Fluidleitung muss wieder an jeder Komponente aufgespalten werden um die Erhaltungsgrößen auszulesen und neu zu berechnen, und danach wieder zusammengeführt werden.

Im Batteriekühlkreislauf befinden sich dieselben Erhaltungsgrößen an der Signalleitung. Daher sind auch die Schnittstellen analog ausgeführt.

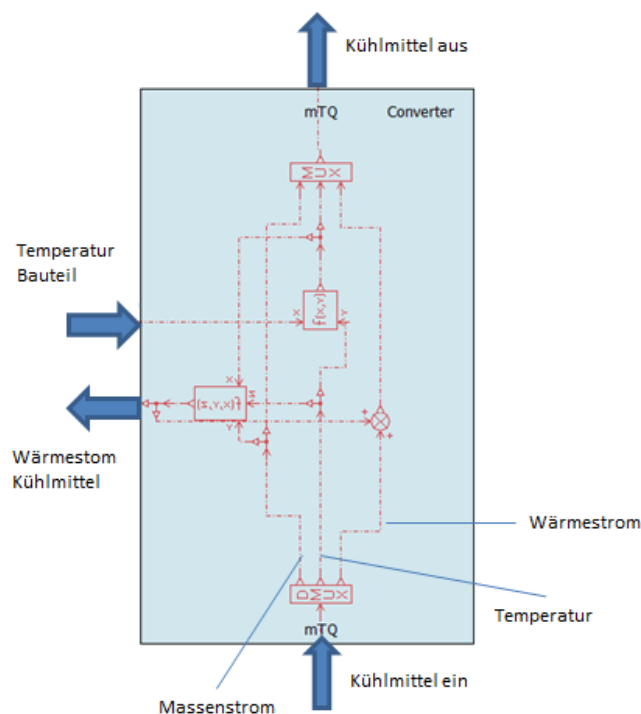


Abbildung 3-36: Wärmetauscher Kühlkreislauf

3.7 Betriebsstrategien

Betriebsstrategien finden in den meisten Fällen in Hybridfahrzeugen Anwendung, wo es erforderlich ist, den Verbrennungsmotor und den Elektromotor so miteinander zu koordinieren, dass sich ein Verbrauchsoptimum einstellen kann. In BEV entfällt die Kombination mit der zweiten Antriebstechnologie. Trotzdem sind einige Koordinierungsmaßnahmen möglich, die die Energieflüsse im Fahrzeug beeinflussen um somit eine Reichweitenerhöhung zuzulassen. Eine Einschränkung der Auswahl gibt sich dadurch, dass mit dem verwendeten 1D Simulationsmodell nur eine beschränkte Auswahl an Möglichkeiten zur Verfügung steht. So kann beispielsweise nicht auf detaillierte Streckendaten zugegriffen werden, oder eine streckendatenabhängige Reichweite vorausberechnet werden. Im Folgenden werden die möglichen und implementierten Betriebsstrategien angelehnt an (Basler, 2015) beschrieben.

3.7.1 Ausgewählte Ausführungen

Ausgehend vom primären Ziel der Reichweitensteigerung eignet sich für die Implementierung von Betriebsstrategien in ein 1D Modell, die zielgerichtete Reduzierung der Leistung bestimmter Verbraucher. Die drei Ansätze Reduzierung Batterieverluste, Degradierung Klimasystem und

Degradierung Antrieb in Abbildung 3-37 haben sich für das 1D Modell als umsetzbar erwiesen. Diese drei Ansätze werden mit abrufbaren Betriebsstrategien im vereinfachten Modell angewandt. Die weiteren Möglichkeiten zur Reichweitensteigerung, wie Effizienz- und Rekuperationssteigerung wurden dabei nicht in Betracht gezogen.

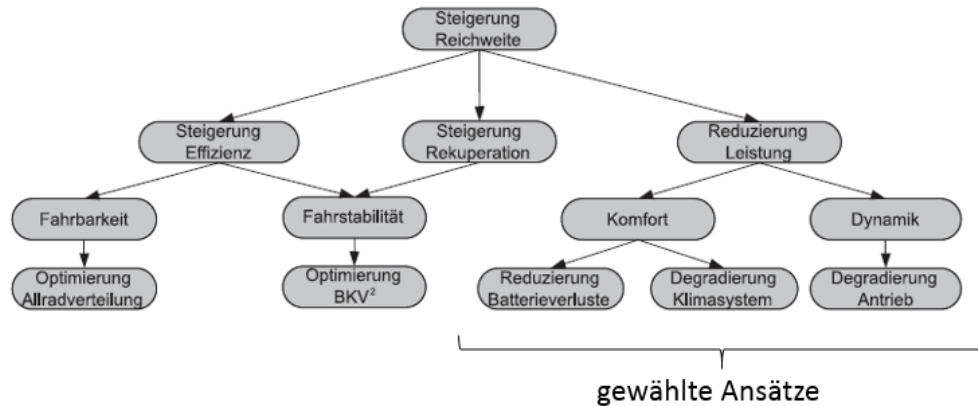


Abbildung 3-37: Maßnahmen zur Reichweitensteigerung (Basler, 2015, S. 65)

3.7.2 Einbindung ins Fahrzeugmodell

Aus den oben angeführten Maßnahmen zur Reichweitensteigerung werden im Folgenden drei Betriebsstrategien ausgearbeitet und angewendet. Diese werden als prädiktives Thermalmanagement, optimierter Energiefluss für Laden und Entladen und als Reichweitenregelung definiert. Die Eingriffe der Betriebsstrategien auf die Energieflüsse der Fahrzeugverbraucher erfolgen über den Fahrzeugcontroller, bzw. über dessen Regler für die einzelnen Verbraucher. In Tabelle 3-3 sind die elektrischen Verbraucher des Simulationsmodells der Priorität nach absteigend aufgelistet. Diese Verbraucher werden in weiterer Folge durch die Betriebsstrategien beeinflusst.

Tabelle 3-3: Energierelevante Verbraucher

Verbraucher	Funktion
Kühlerpumpe Antriebsstrang	Bauteilschutz
Kühlerpumpe Batterie	Bauteilschutz
Klimakompressor	Bauteilschutz/Komfort
Heizer Batterie	Bauteilschutz
Heizer Fahrgastzelle	Komfort
Fahrtrieb	Fahrdynamik

Um die Betriebsstrategien umsetzen zu können, wird in die PWM Steuersignale dieser Komponenten eingegriffen, um deren Leistungseinträge zu verändern. Dabei werden die höher priorisierten Bauteile weniger stark in ihrer Grundfunktion beeinträchtigt, als die in Tabelle 3-3 weiter unten liegenden.

Der Eingriff erfolgt über variable Verstärkungsglieder, die in die Signalleitungen der Steuersignale zwischengeschaltet sind. Diese variablen Verstärkungen können das vom Regler ausgegebene Signal entweder erhöhen, oder verringern.

Über die mit „L“ bezeichneten Receiver in Abbildung 3-38 werden die die von der Betriebsstrategie bestimmten Beeinflussungen in das Steuersignal der jeweiligen Komponente eingebracht. Hier ist als Beispiel der Kompressor für die Klimaanlage angeführt. Mit den Receivern „L“ werden die variablen Verstärkungsglieder (Variable gain) angesteuert die das Steuersignal (y_C) vom Regler (Controller Compressor), in das Kompressorsignal umrechnen, wo jeweils ein Reduktionsfaktor (Decrease factor) und ein Erhöhungsfaktor (Increase factor) eingebunden werden. Da das Steuersignal im Wertebereich von null bis eins bleiben muss, ist den zwei Verstärkungsgliedern noch ein Sättigungsglied (Saturation) nachgeschaltet, das nur Werte zwischen null und eins weitergibt.

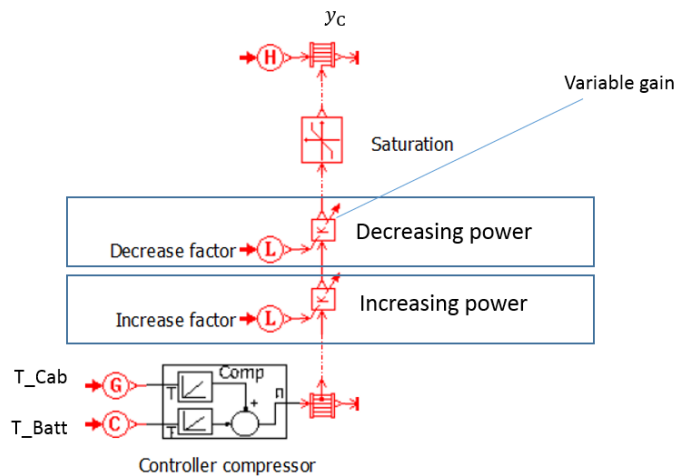


Abbildung 3-38: Eingriff in das Drehzahlsignal Kompressor

Die Faktoren werden je nach eingestellter Betriebsstrategie von den Funktionsblöcken in Abbildung 3-39 bereitgestellt. Über die Signalduplizierblöcke werden die vom Betriebsstrategierechner ausgegebenen Signale an die jeweiligen Rechenblöcke weitergegeben. Handelt es sich um eine Reduktion wird für die Berechnung des Reduktionsfaktors Formel (3-32) verwendet. $X_{C\ dec}$ ist der Korrekturfaktor für die Reduktionen und wird für jedes Signal eigens eingestellt.

$$f(x) = 1 - x * X_{C\ dec} \tag{3-32}$$

Für die Berechnung der Signalerhöhungen wird Formel (3-33) mit dem Korrekturfaktor für Steigerungen $X_{C\ inc}$ verwendet.

$$f(x) = 1 - x * X_{C\ inc} \tag{3-33}$$

Die jeweiligen Faktoren sind im Anhang in Tabelle A.2-1: Korrekturfaktoren Betriebsstrategie aufgelistet. Diese berücksichtigen auch eine Priorisierung der Verbraucher, wobei das Signal des unwichtigsten Verbrauchers am stärksten reduziert wird.

Die Eingangsgrößen x , die in den Formeln (3-32) und (3-33) werden durch die jeweiligen Betriebsstrategie Rechenblöcke bereitgestellt, und über Signalduplizierblöcke aufgeteilt. Die drei aufzuteilenden Eingangsgrößen sind X_{pred} von der Betriebsstrategie prädiktives Thermalmanagement, X_{RC} vom Reichweitenregler und X_{C-D} vom optimierten Lademanagement.

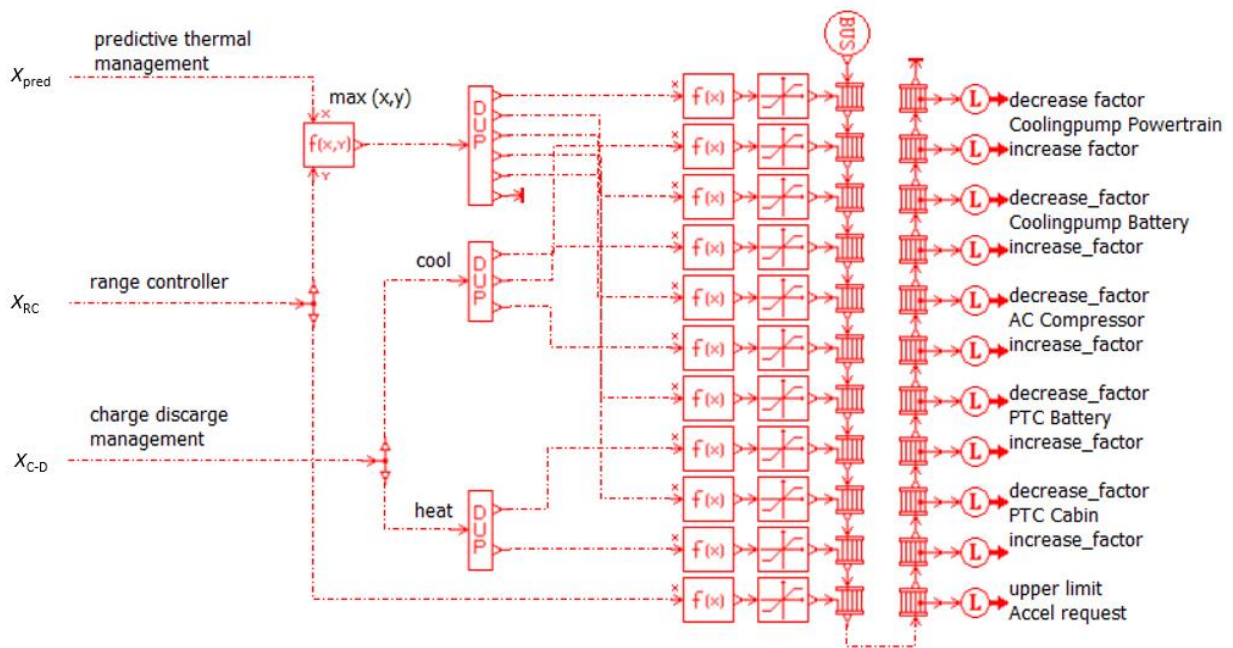


Abbildung 3-39: Blockschaltbild Signaleingriffe

Der unterste Funktionsblock in Abbildung 3-39 (upper limit Accel recuest) gibt ein oberes Limit für Beschleunigungswerte aus. Die Berechnung dieses Limits wird mit Formel (3-34) durchgeführt und beinhaltet den ebenfalls in Tabelle A.2-1 tabellierten Korrekturfaktor $X_{C\ lim}$.

$$f(x) = 1 - x * X_{C\ lim} \tag{3-34}$$

Abbildung 3-40 zeigt den Abschnitt des Signales für die Beschleunigungsabfrage, das vom Fahrermodell an den Drehmomentanforderungsregler weitergegeben wird. Das Beschleunigungssignal wird in einem Wertebereich von null bis eins ausgegeben. Daher muss das obere limit ausgehend von eins abgesenkt werden. Mit einem variablen Sättigungsglied (variable saturation) wird dem Beschleunigungssignal ein oberes Limit gesetzt, welches die Drehmomentanforderung (driver accel. request), die vom Fahrermodell kommt, an die Elektromotoren limitiert. Durch die Reduzierung des maximalen Drehmomentes lässt sich der Gesamtenergieverbrauch erheblich senken.

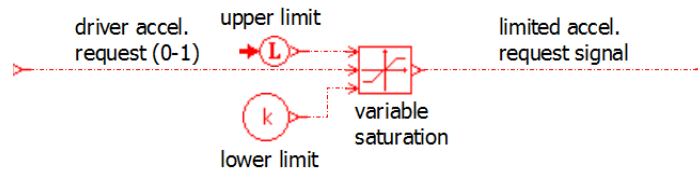


Abbildung 3-40: Beschleunigungslimitierung

Die Beschleunigungsanforderung kann aber nicht beliebig reduziert werden, da bei zu starker Limitierung der Toleranzkorridor nach Verordnung (EU) 2017/1151 Anhang XXI Unteranhang 6 Typ 1 Prüfverfahren und Prüfbedingungen Abs. 1.2.6.6. Geschwindigkeitstoleranzen (EU Kommission, 2018) für den WLTP Prüfzyklus nicht mehr eingehalten werden kann. Im Diagramm in Abbildung 3-41 sind die zulässigen Geschwindigkeitsabweichungen von +/- 2 km/h und +/- 1s als obere Begrenzung (max) und als untere Begrenzung (min) abgebildet, die den gerade noch zulässigen Geschwindigkeitsverlauf einschließen. Der Geschwindigkeitsverlauf mit der limitierten Beschleunigung (eingeschlossene Kurve: veh vel acclim 0,31) befindet sich mit einem Wert von 0,31 gerade noch im Korridor.

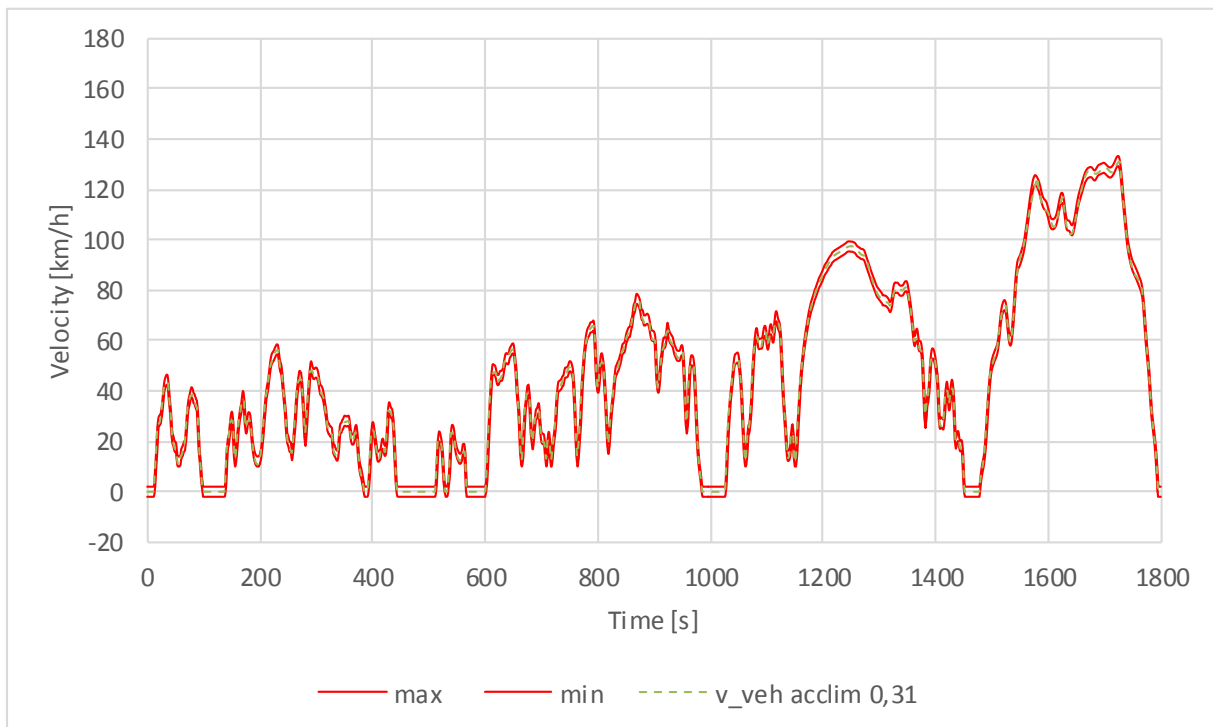


Abbildung 3-41: Geschwindigkeitsbereich WLTP

Wird das Beschleunigungslimit unter 0,31 gesenkt, dann ist das Fahrzeugmodell nicht mehr in der Lage die Fahrzeuggeschwindigkeit im erlaubten Korridor zu halten. Konkret betrifft das die Beschleunigung im letzten hochlastigen Abschnitt über 100 km/h. Wird das Limit unter 0,31 gesetzt, dann steigt die Fahrzeuggeschwindigkeit zu langsam an und verläuft kurzzeitig unter dem noch zulässigen Geschwindigkeitsbereich. Damit lässt sich durch die Limitierung der Beschleunigungsabfrage im WLTP keine große Ersparnis darstellen, weil die Limitierung nur kurz im letzten hochlastigen Abschnitt zum Tragen kommt. Das Sparpotenzial kann nur in höherlastigen Fahrzyklen genutzt

werden, wo aber auch eine Abweichung des gewünschten Geschwindigkeitsanstieges in Kauf genommen werden muss.

Abbildung 3-42 zeigt die verschiedenen Geschwindigkeitsverläufe des Fahrzeugmodells unter Variation der maximal möglichen Beschleunigungsabfrage. Daraus ist ersichtlich, dass dadurch nicht nur der Geschwindigkeitsanstieg flacher ausfällt, sondern, dass auch die maximale Fahrzeuggeschwindigkeit nur mit der maximalen Beschleunigungsabfrage erreicht werden kann. Die oberste Kurve (v_{veh_acc1}) stellt hier die maximal mögliche Beschleunigung des Fahrzeugmodells dar, die unterste Kurve ($v_{veh_acc0,3}$), die limitierte Beschleunigung auf 0,3 vom Maximalwert 1.

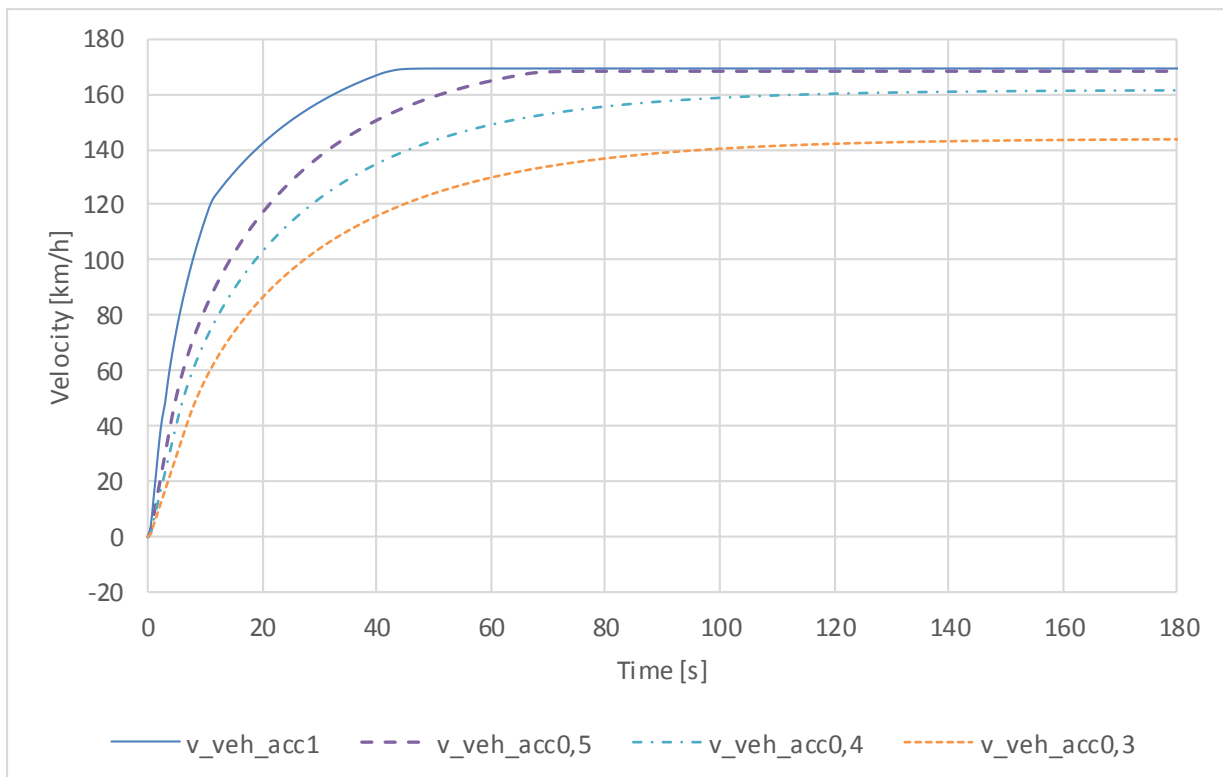


Abbildung 3-42: Geschwindigkeitsanstiege

3.7.3 Prädiktives Thermalmanagement

Bei dieser Betriebsstrategie ist die Streckenkenntnis der zu fahrenden Strecke notwendig um das erwartete Lastprofil ermitteln zu können. Dadurch kann der zu erwartende Energiebedarf ermittelt werden. Im verwendeten Modell wird dafür das jeweilige Geschwindigkeitsprofil, dem das Fahrermodell folgt, verwendet.

Hier werden zukommende abfallende Geschwindigkeitsflanken detektiert, die dann als verringerter Leistungsbedarf für den folgenden Fahrzustand gewertet werden. Die Überlegung dazu ist, dass dann, wenn ein Lastabfall zu erwarten ist, vorher nicht die volle momentan erforderliche Kühl- oder Heizleistung abgerufen werden muss, weil dann während dem Lastabfall wieder genug Leistung zur Verfügung stehen wird. Wird also ein zukommender Lastabfall detektiert, werden alle Steuersignale der Nebenverbraucher, die für das Thermalmanagement zuständig sind, auf minimale Leistung reduziert. Kommt das Fahrzeug dann in weiterer Folge in den Bereich des Leistungsabfalls, werden wieder die nicht reduzierten Steuersignale weitergegeben, wodurch der volle Thermalleistungsbedarf gedeckt werden kann. Ein weiterer Aspekt ist, dass die Komponenten der

Leistungselektronik während des Lastabfalls teilweise ohne zusätzliche Kühlleistung abkühlen können. Dadurch wird der Energiebedarf für die Kühlung in Summe gesenkt. Die Umsetzung im Fahrzeugmodell ist nach dem in Abbildung 3-43 dargestellten Prinzip ausgeführt.

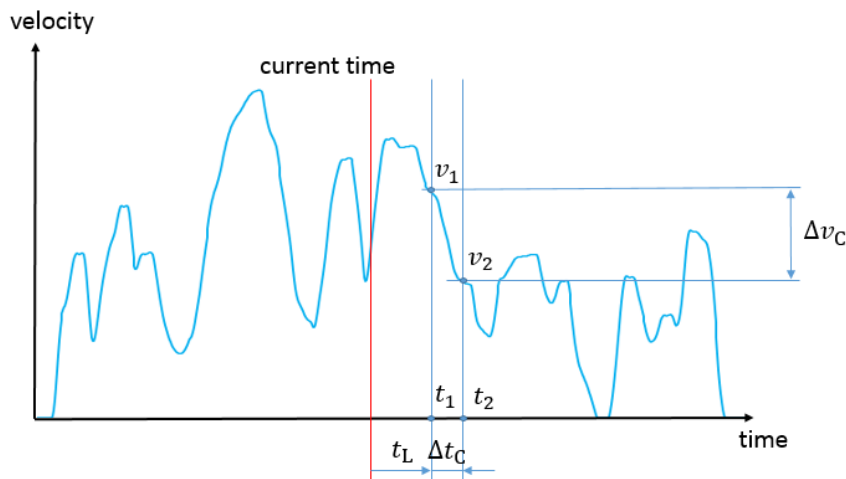


Abbildung 3-43: Lastermittlung

Von der aktuellen Zeit ausgehend werden aus dem gegebenen Fahrprofil zwei zukünftige Zeitpunkte ausgewertet. Zeitpunkt 1 ist jener mit der Vorlaufzeit t_L die mit 20s angenommen wurde. Ab diesem Zeitpunkt werden in einem Kontrollfenster mit der Kontrollzeit Δt_C , die 5s beträgt, die Geschwindigkeitsunterschiede erfasst. Nimmt Δv_C einen Wert größer null an, was in Abbildung 3-43 einem Geschwindigkeitsabfall entspricht, wird das als zukünftiger Lastabfall gewertet. Negative Werte von Δv_C dürfen nicht ausgegeben werden, was in den Funktionsblöcken sichergestellt werden muss. In Abbildung 3-44 sind die Funktionsblöcke, die die Lastermittlung im Modell durchführen, dargestellt.

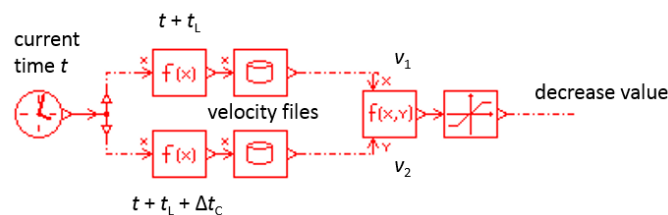


Abbildung 3-44: Funktionsblöcke Lastermittlung

Mit den oberen Blöcken wird mit der Vorlaufzeit die Geschwindigkeit v_1 bestimmt, mit den unteren Blöcken, die Geschwindigkeit v_2 . Im Funktionsblock $f(x,y)$ wird über die Geschwindigkeitsdifferenz Δv_C der Wert für die Leistungsverminderung X_{pred} mit Formel (3-35) berechnet. Der Korrekturfaktor X_{Cpred} formt die Geschwindigkeitsdifferenz in einen Wert mit der Größenordnung von null bis eins um, der für die Signalreduzierung der Thermalverbraucher weitergegeben wird. Der Sättigungsblock nach dem Funktionsblock stellt sicher, dass der Ausgabewert X_{pred} im Bereich null bis eins bleibt.

$$X_{pred} = (v_1 - v_2) * X_{Cpred} \tag{3-35}$$

3.7.4 Reichweitenregler

Die Reichweite eines BEV kann mit Sparmaßnahmen in Komfort und Fahrdynamik gesteigert werden. Um diese Sparmaßnahmen nur im notwendigen Fall umzusetzen, bietet sich die Betriebsstrategie des Reichweitenreglers an. Dieser reduziert die Verbraucherleistungen nur insoweit, dass geforderte Reichweitenziele erreichbar sind. Dadurch müssen im Regelfall Abstriche in Komfort und Fahrdynamik, nur im Falle eines nicht erreichbaren Reichweitenzieles, in Kauf genommen werden. Im Modell ist das auf diese Weise realisiert, dass eine Differenz aus verbleibender Reichweite aus dem Fahrzeugmodell und geforderter, vorgegebener Reichweite ausgewertet wird. Diese Differenz wird als Verfehlung der Zielreichweite gewertet und erwirkt im Reichweitenregler einen Eingriff in die Verbraucheransteuerung. Das Prinzip der Ermittlung der Reichweitendifferenz Δr wird in Abbildung 3-45 gezeigt. Die vom Reichweitenermittler (Kapitel 3.4) ausgegebene Restreichweite (remaining range) wird von der benötigten Reichweite (required range) abgezogen. Die Restreichweite ergibt sich aus der Differenz der vor Fahrtritt angegebenen gewünschten Reichweite und der zurückgelegten Strecke. Diese nimmt mit zunehmender Annäherung ans Fahrziel ab, bis sie am Zielort zu null wird. Der Verlauf der verbleibenden Reichweite, die immer aus dem aktuellen Fahr- und Verbrauchszustand ermittelt wird, kann daher über, oder unter der geforderten Reichweite liegen. Die Aufgabe des Reichweitenreglers ist es daher, die Reichweitendifferenz Δr zu ermitteln, und diese durch geeignete Energiesparmaßnahmen zu eliminieren. Im Schnittpunkt der beiden Kurven in Abbildung 3-45 stimmen die geforderte und die verbleibende Reichweite überein und die Reichweitendifferenz Δr beträgt hier null. Bleibt Δr kleiner als null, können die Energiesparmaßnahmen, die zum Erreichen der geforderten Reichweite eingesetzt waren, wieder ausgesetzt werden. Sinkt dadurch die Reichweite wieder, müssen die Maßnahmen wieder eingesetzt werden.

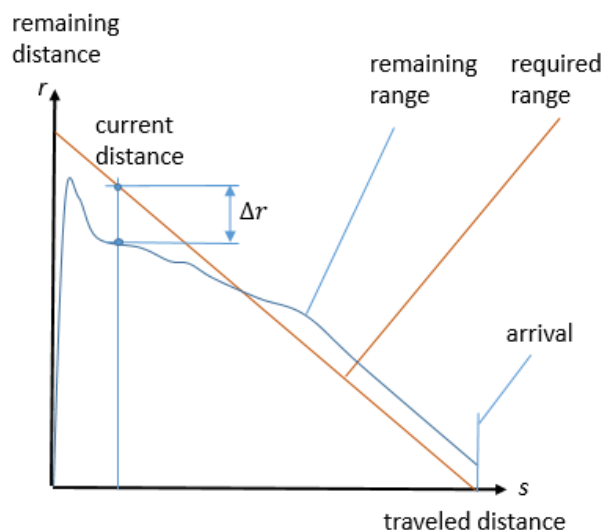


Abbildung 3-45: Reichweitenermittlung für Optimierung

Im 1D Modell wird die Umsetzung durch das in Abbildung 3-46 dargestellte Blockschaltbild ausgeführt. Mit den Eingangsgrößen der zurückgelegten Strecke s , der eingegebenen gewünschten Reichweite r_{set} und der berechneten Restreichweite r_{calc} wird der zu Erreichung des Fahrziels nötige Reduktionswert X_{RC} berechnet. Über zwei Subtraktionsblöcke wird die Reichweitendifferenz Δr ermittelt. Diese wird mit dem Faktor $X_{\text{C_RC}}$ in die passende Größenordnung für die weiterfolgende Leistungsreduktion umgerechnet. Der Schalter vor dem PID Regler ermöglicht einerseits die

Wegschaltung der Betriebsstrategie und andererseits, dass die Strategie erst nach kurzer Fahrdauer zugeschaltet wird, da gleich zu Beginn noch keine brauchbaren Reichweitenwerte vorhanden sind. Der PID Regler regelt den Ausgabewert X_{RC} zwischen null und eins, je nach Bedarf.

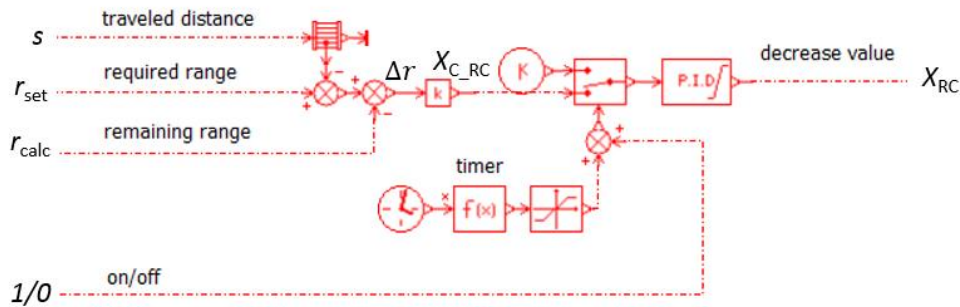


Abbildung 3-46: Reichweitenregler Modell

3.7.5 Rekuperationsmanagement

Bei dieser Betriebsstrategie wird der Gesamtleistungsverlauf des Fahrzeuges betrachtet, um Rekuperationsphasen zu detektieren. Ein beispielhafter Leistungserlauf beim WLTP Fahrzyklus ist in Abbildung 3-47 dargestellt. Von diesem Leistungserlauf werden die negativen Phasen, in denen Energie „gewonnen“ wird ausgewertet. Im Normalbetrieb wird diese Energie in die Batterie rückgespeist. Da das Laden und Entladen der Batterie mit Verlusten behaftet ist, ist die Überlegung zu dieser Betriebsstrategie, dass die Rekuperationsenergie nicht in die Batterie rückgespeist wird, sondern im momentanen Zeitpunkt direkt von den Nebenverbrauchern verwendet wird. Durch die damit einhergehende momentane Leistungssteigerung der thermalen Verbraucher können Zieltemperaturen von z.B. Fahrgastzelle, oder anderen Komponenten schneller erreicht werden. Sind die Zieltemperaturen schneller erreicht, können die Verbraucher von ihren Reglern früher zurückgeregt werden, und die Einschaltdauer verkürzt sich in Summe. Der Effekt den diese Betriebsstrategie ausnützt, ist die Umgehung der Hystereseverluste der Batterie durch das Laden und das Entladen.

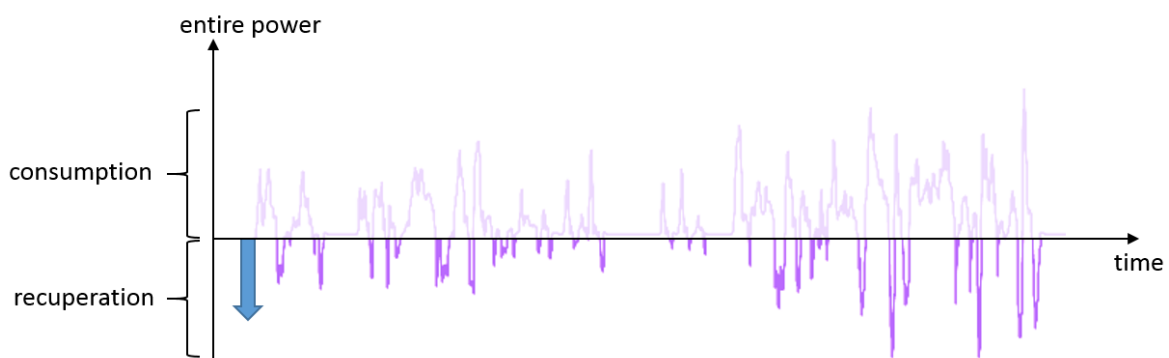


Abbildung 3-47: Gesamtleistungsverlauf

Die in Abbildung 3-47 gezeigten negativen Leistungsflanken werden von den im Blockschaltbild in Abbildung 3-48 gezeigten Operatoren ausgegeben und mit dem Faktor X_{C-D} in ein verwendbares Signal von null bis eins verstärkt. Das Ergebnis ist das Erhöhungssignal X_{C-D} das die Reglersignale der Thermalverbraucher in Rekuperationsphasen erhöht, um deren Leistungen mit dem

Leistungserhöhungsfaktor kurzzeitig zu erhöhen. Ist die Rekuperationsphase vorbei, bzw. steigt die Leistungskurve wieder über null an, wird das Signal X_{C-D} wieder auf null gesetzt und die Thermalverbraucher bekommen wieder das unverstärkte Reglersignal.

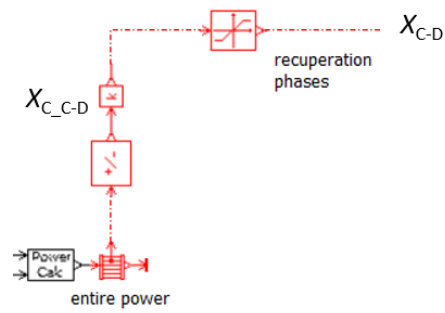


Abbildung 3-48: Optimiertes Lademanagement

4 Simulationsergebnisse

Um die Simulationen mit verschiedenen Randbedingungen zu testen, wurde eine Simulationstabelle erstellt, die die Einstellparameter für die verschiedenen Randbedingungen beinhaltet. Diese sind in Tabelle 4-1 in tabellierter Form aufgelistet. Die Randbedingungen beziehen sich auf die Steigung (Cyc_SI), die Umgebungstemperatur (T_amb), die Anfangstemperaturen der Bauteile (T_init), die Leistung durch die Sonneneinstrahlung (Solar rad) und das Geschwindigkeitsprofil (Cycle). Die Randbedingungen werden für Simulationen bei Umgebungstemperaturen von -7°C bis +35°C in unterschiedlichen Konfigurationen angewandt. Die Konfiguration ist entweder Aufheizen der Fahrgastzelle (HU), Abkühlen der Fahrgastzelle (CD), vorkonditierte Fahrgastzelle (precond.) oder ausgeschaltete Klimatisierung (HVAC off).

Die Simulationen sind auf Basis dieser Tabelle, angepasst auf die jeweilige Untersuchung, durchgeführt worden.

Tabelle 4-1: Parameter für Simulation

No. / title	Cyc_ SI [%]	T_HVBatt _Init [°C]	T_Cool _Init [°C]	T_ amb [°C]	T_Cab_ Init [°C]	T_init_ AC [°C]	T_Cab_ set [°C]	Solar rad [W/m ²]	Cycle
1/ 35°C high load	50	35	35	35	23	45	23	1	30 km/h const.
2-1 / 23°C w. slope	5	25	23	23	60	45	23	1000	WLTP
2-2 / 23°C CD	0	25	23	23	60	45	23	1000	WLTP
2-3 / 23°C HVAC off	0	25	23	23	60	45	23 no HVAC	1	WLTP
2-4 / 23°C precond.	0	25	23	23	23	23	23	1000	WLTP
3-1 / 35°C CD	0	35	35	35	60	45	23	1000	WLTP
3-2 / 35°C HVAC off	0	35	35	35	60	45	23 no HVAC	1000	WLTP
3-3 / 35°C CD T_cab=28°C	0	35	35	35	60	45	28	1000	WLTP
3-4 / 35°C precond.	0	25	35	35	23	23	23	1000	WLTP
4-1 / 35°C CD constant	10	35	35	35	60	45	23	1000	50km/h const.

4-2 / -7°C HU constant	10	-7	-7	-7	-7	-7	23	1	50km/h const.
5-1 / -7°C HU	0	-7	-7	-7	-7	-7	23	1	WLTP
5-2 / -7°C HVAC off	0	-7	-7	-7	-7	-7	23 no HVAC	1	WLTP
5-3 / -7°C HU Tcab= 20°	0	-7	-7	-7	-7	-7	20	1	WLTP
5-4 / -7°C precond.	0	25	-7	-7	23	23	23	1	WLTP
6-1 / 23°C Graz- Wien	0	25	23	23	60	45	23	1000	Graz- Wien
6-2 / -7°C Graz- Wien	0	-7	-7	-7	-7	-7	23	1	Graz- Wien

Das Geschwindigkeitsprofil, dem das Fahrermodell folgen muss (Cycle speed) ist in den meisten Simulationen das WLTP Profil. In Abbildung 4-1 ist dessen Geschwindigkeitsverlauf über der Zeit dargestellt.

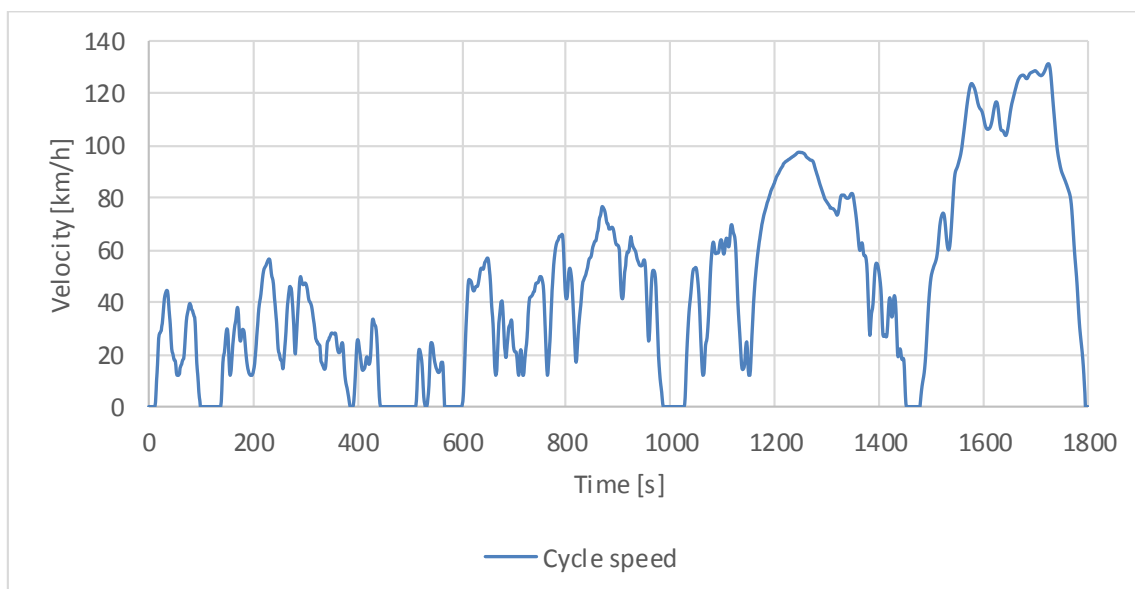


Abbildung 4-1: WLTP Geschwindigkeitsprofil

Die Simulationen der Betriebsstrategien mit dem vereinfachten Modell sind mit dem Geschwindigkeitsprofil der Fahrstrecke Graz- Wien, das aus einer Messfahrt stammt, durchgeführt worden. Der Geschwindigkeitsverlauf über der Fahrzeit ist in Abbildung 4-2 aufgetragen. Für Konstantfahrten ergibt sich ein gleichbleibende Geschwindigkeit über die Simulationsdauer.

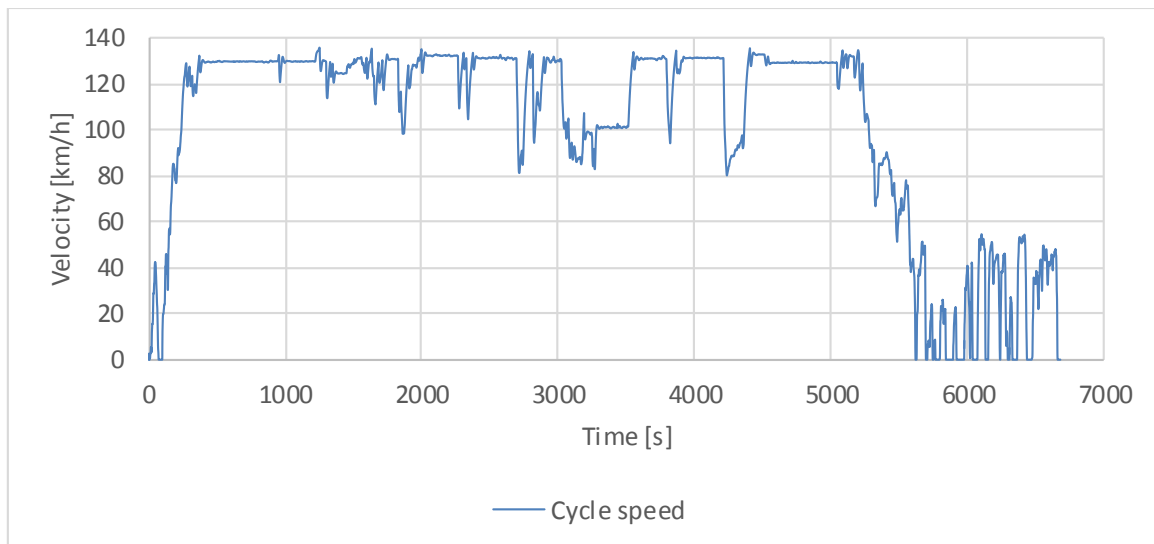


Abbildung 4-2: Wien- Graz Geschwindigkeitsprofil

4.1 Komplexes Modell

Am komplexen Modell müssen die Erweiterungen des Modells getestet werden. Diese beinhalten das Einschwingverhalten der jeweiligen Regler, die Funktion der Heizer, die Reichweitenermittlung und die Ausgabewerte der Energieflussermittlung. Aus dieser lassen sich auch die Werte von z.B. spezifischen Verbrauch auswerten.

4.1.1 Reglerverhalten

Die in Kapitel 3.3 beschriebenen Regler dienen zur Einregelung gewisser Zielgrößen. Eine der Herausforderungen dabei ist die Parametrierung der Regler, um bei verschiedenen Randbedingungen ein zielführendes Reglerverhalten im Hinblick auf die Zielvorgaben zu erreichen. Eine Zielvorgabe ist das Einschwingen der Fahrgastzellentemperatur. Hier muss der Regler in der Lage sein, die Zieltemperatur konstant zu halten und durch Aufheizen oder Abkühlen auf einen Zielwert zu bringen. In Abbildung 4-3 ist ein Temperaturverlauf für die Simulation 2-1 abgebildet. Dieser ergibt sich aus 23°C Umgebungstemperatur und 60°C Fahrgastzellentemperatur am Beginn des WLTP Zyklus.

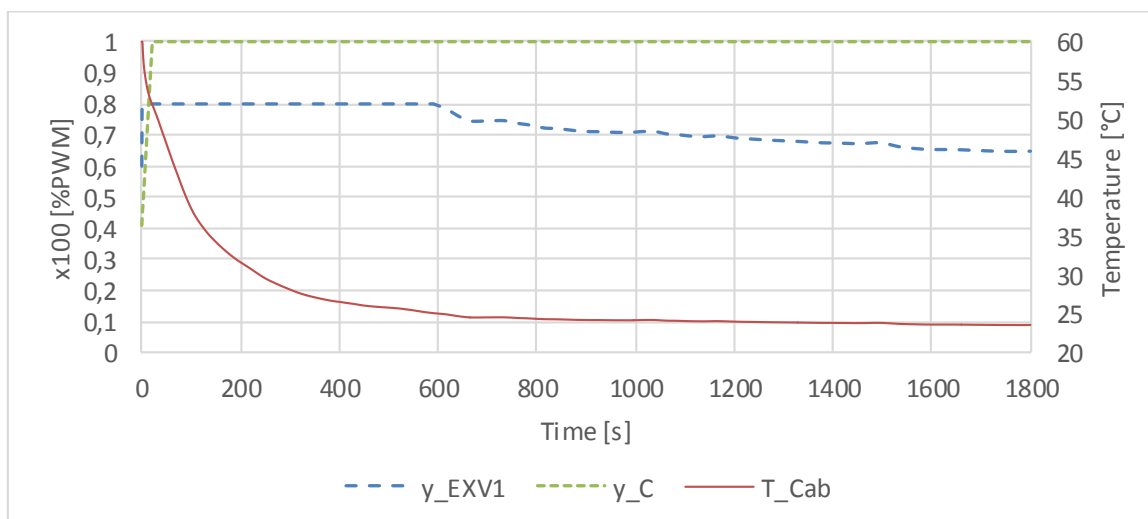


Abbildung 4-3: Fahrgastzelle Abkühlung

Die Reglertätigkeit für diesen Verlauf ist die Regelung der Kompressordrehzahl und des Expansionsventils. Die Verläufe der Ausgabesignale an die Steller sind ebenfalls in Abbildung 4-3 gezeigt. Während der Kompressor durchgehend mit 100% PWM angesteuert wird, verändert der Regler für die Expansionsventile die Stellung auf den für die Fahrgastzelle eingestellten Maximalwert. Nach 600 Sekunden kommt die Temperatur in die Nähe der Solltemperatur und die Ventilstellung wird reduziert. Da der Kompressorregler zur Reduktion des Signals eine Unterschreitung unter die Solltemperatur benötigt, bleibt das Kompressorsignal y_C bei 100%.

Erfolgt die Annäherung der Fahrgastzellentemperatur aus einem niedrigeren Temperaturniveau bei niedrigen Umgebungstemperaturen, obliegt die Aufgabe der Temperierung dem Heizungsregler und der Heizung. Der Einschwingvorgang der Temperatur ist in Abbildung 4-4 dargestellt.

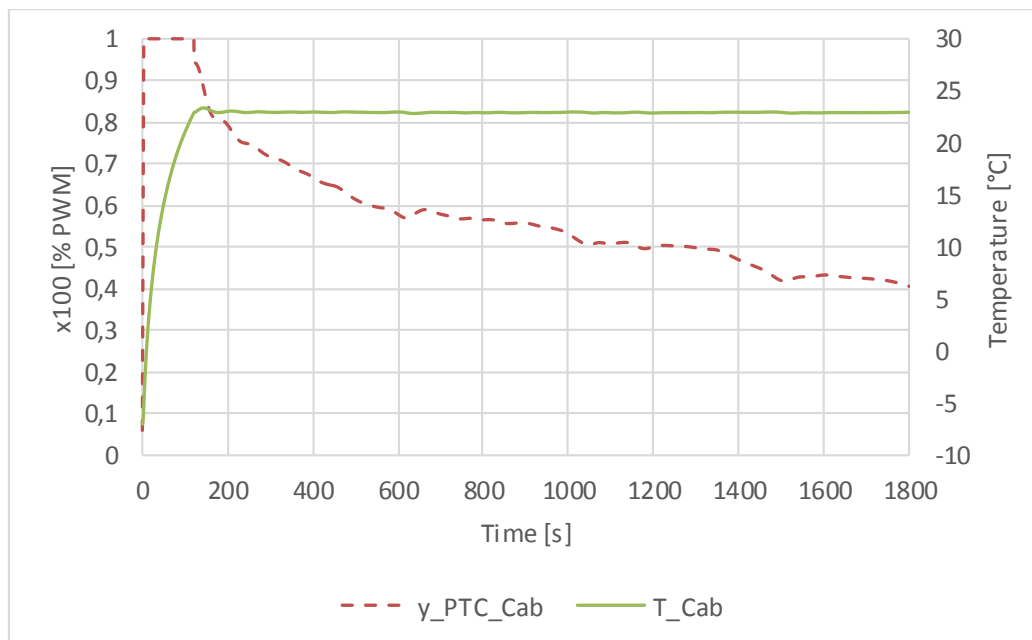


Abbildung 4-4: Fahrgastzelle Aufheizung

Das zugehörige Ausgangssignal sinkt mit Erreichen der gewünschten Fahrgastzellentemperatur. Durch die 5 kW Heizleistung lässt sich die Fahrgastzelle vergleichsweise schnell aufheizen. Nach dem Erreichen der Solltemperatur muss der Heizer die Wärmeverluste an die Umgebung ausgleichen.

Startet die Simulation mit dem auf die Wunschtemperatur vorkonditioniertem Fahrgastraum, dann muss der Kältekreislauf nur die Aufheizung des Fahrgastraumes durch die Sonneneinstrahlung ausgleichen. Eine weitere Störgröße ist der Wärmeübergang durch die Fahrgastzelle nach außen. Dieser ändert sich mit der Fahrgeschwindigkeit durch den Einfluss von Konvektion und erfordert Reglereingriffe. Mit den eingestellten Reglerparametern ergibt sich ein Verlauf der Fahrgastzellentemperatur und der Regler, wie in Abbildung 4-5. Leichte Temperaturschwankungen im Bereich von 0,5°C lassen sich nicht vermeiden, da der Regler für alle Umgebungsbedingungen gleich eingestellt bleibt.

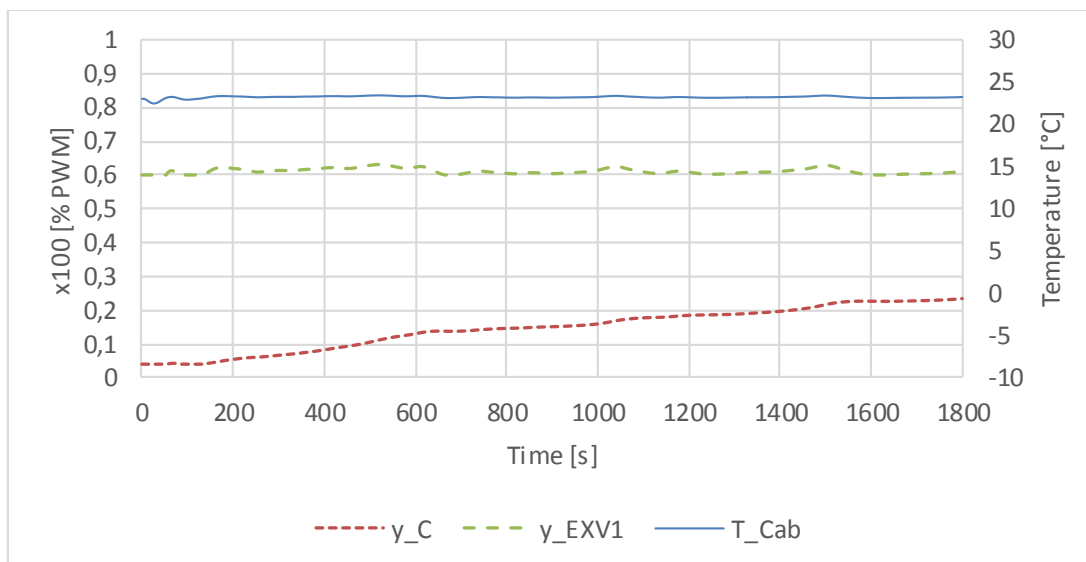


Abbildung 4-5: Fahrgastzelle vorkonditioniert

Die zugehörigen Reglersignale sind Kompressor (y_C) und Expansionsventil vom Verdampfer (y_{EXV1}). Der Kompressor muss hier durch die Aufheizung der Fahrgastzelle seine Leistung immer weiter erhöhen, während durch das Expansionsventil nur kleine Eingriffe vorgenommen werden.

Die Reglerausgangsgrößen zur Kühlung des Antriebsstranges richten sich immer nach der höchsten Bauteiltemperatur. Die Kühlerpumpe wird proportional zur höchsten Bauteiltemperatur mit dem Reglersignal (y_{CP_PT}) angesteuert. In Abbildung 4-6 sind die Verläufe der beiden höchsten Bauteiltemperaturen der sechs Antriebsstrangkomponenten für den WLTP bei 23°C (Simulation 2-4) abgebildet. Die betreffenden Bauteile sind der rückwärtige Inverter (T_{INV_r}) und der Antriebsmotor an der Vorderachse (T_{EM_f}). Ab ca. 470 s hat der Motor die höchste Temperatur, wonach sich die Regelung richtet. Die Temperaturen der anderen Komponenten sind signifikant niedriger und daher nicht abgebildet.

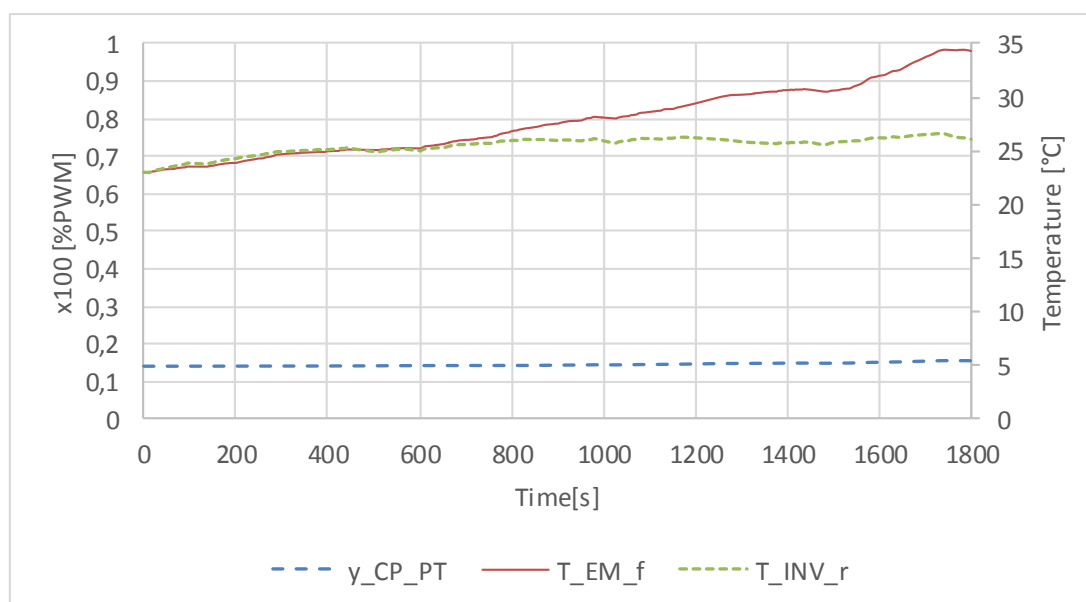


Abbildung 4-6: Bauteiltemperaturen

Das zugehörige Reglerausgangssignal steigt bei diesem Temperaturanstieg nur minimal an. Am Verlauf ist auch ersichtlich, dass die Pumpe immer mit einer Mindestdrehzahl angesteuert wird, um Hotspots an den Bauteilen zu vermeiden und die Wärme über den gesamten Kühlkreislauf zu verteilen.

Die Konditionierung der Batterie bei niedrigen Umgebungstemperaturen wird durch einen PTC Heizer, der die Kühlflüssigkeit aufheizt umgesetzt. Dieser Aufheizvorgang wird durch die Kühlerpumpe des Batteriekühlkreises (CP Batt) unterstützt, die dabei ebenfalls angesteuert werden muss. Die Aufheizkurve der Batterie für Simulation 5-1 ist in Abbildung 4-7 abgebildet.

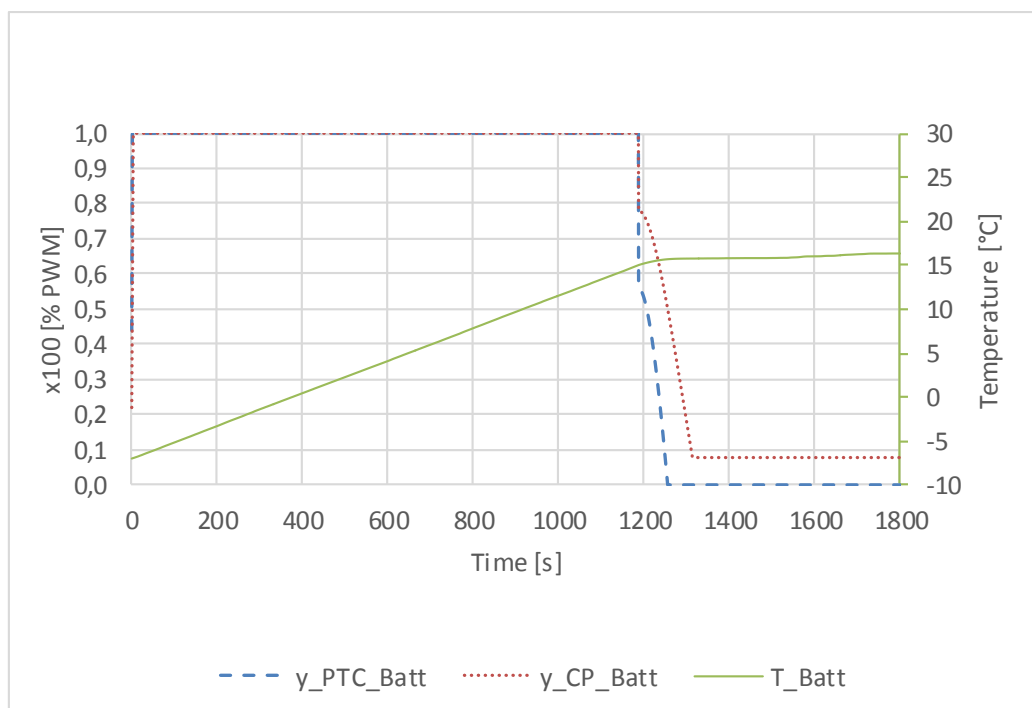


Abbildung 4-7: Verlauf Batterieheizung

Bei Erreichen der Batterietemperatur werden beide Komponenten abgeregelt. Da die Kühlerpumpe mit einer Mindestdrehzahl weiterbetrieben werden muss, ergibt sich ein anderer Stellgrößenverlauf, wie beim Heizer. Der Heizvorgang wird auch durch die Verlustleistung der Batterie selbst unterstützt und macht ein Heizen nach Erreichen der Mindesttemperatur überflüssig.

Die Testung des Kühlerlüfters aus Kapitel 3.3.9 erfolgt mit dem dafür parametrisierten Hochlastzyklus mit konstanter Geschwindigkeit (Simulation 1) bei dem die Komponenten des Antriebsstranges die für den Regler erforderliche Einschalttemperatur überschreiten. Die höchsten, für die Regelung relevanten Temperaturen erreichen die Komponenten Inverter und Elektromotor an der Vorderachse (T_INV_f, T_EM_f). Diese sind in Abbildung 4-8 aufgetragen. Das Ausgangssignal des Lüfterreglers (y_Fan), das sich für diese Temperaturen einstellt, findet sich im selben Diagramm.

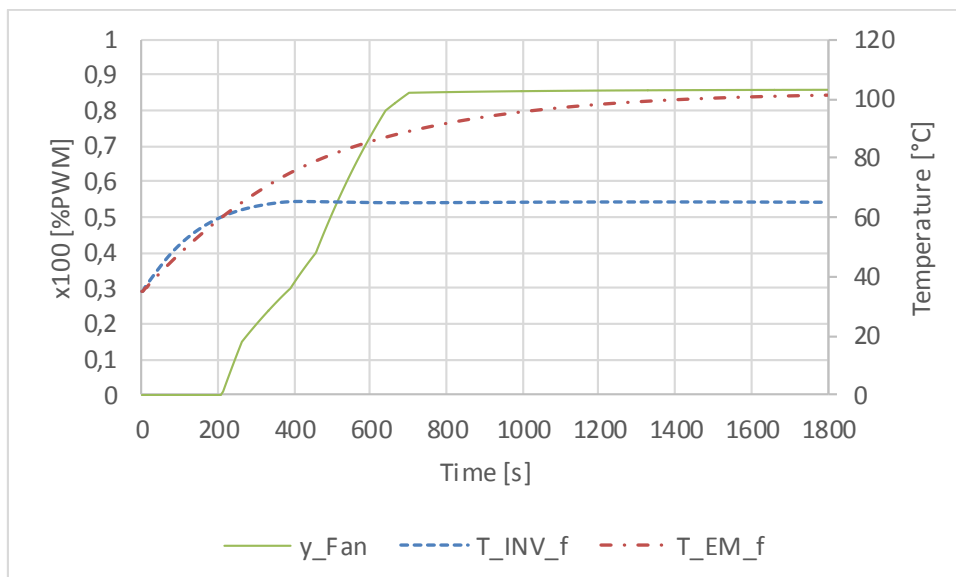


Abbildung 4-8: Verläufe Kühlerlüfter

Um die Funktion des Lüfters darzustellen, wird wie in Kapitel 3.3.9 beschrieben, das Lüftersignal (y_{Fan}) in die Ausströmgeschwindigkeit des Lüfters (v_{Fan}) umgerechnet, die der Anströmgeschwindigkeit des Fahrtwindes addiert wird. Die errechnete Luftstromgeschwindigkeit (v_{Fan}) für das momentane Signal (y_{Fan}) ist in Abbildung 4-9 dargestellt.

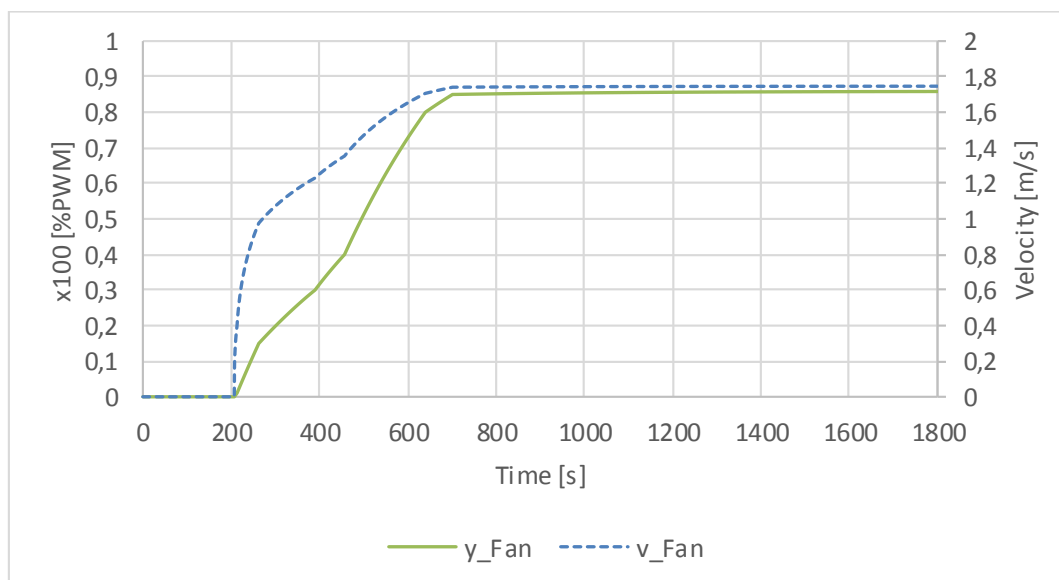


Abbildung 4-9: Lüfterfunktion

4.1.2 Energieflüsse

Mit der in Kapitel 3.5 beschriebenen Energieflussdarstellung ist die Auswertung der Leistungsbedarfe der einzelnen Komponenten und des Gesamtfahrzeuges möglich. Eine Auswertung erfolgt über die Aufteilung der Gesamtleistung in Leistung „Fahren“ und Leistung „Thermal“. Diese beiden Verläufe sind für Cooldown bei 23°C Umgebungstemperatur über den WLTP Zyklus (Simulation 2-2) in Abbildung 4-10 gezeigt. Da bei diesen Randbedingungen die Kühlung mit Vollast über den gesamten Zyklus läuft, bleibt die Thermalleistung (P_{Th}) nahezu konstant. Die Leistung für den Fahrantrieb

(P_Drv) schwankt mit den Beschleunigungs- und Abbremsvorgängen. Verläuft die Fahrleistung im negativen Bereich, kann aus dem Fahrantrieb Energie gewonnen werden.

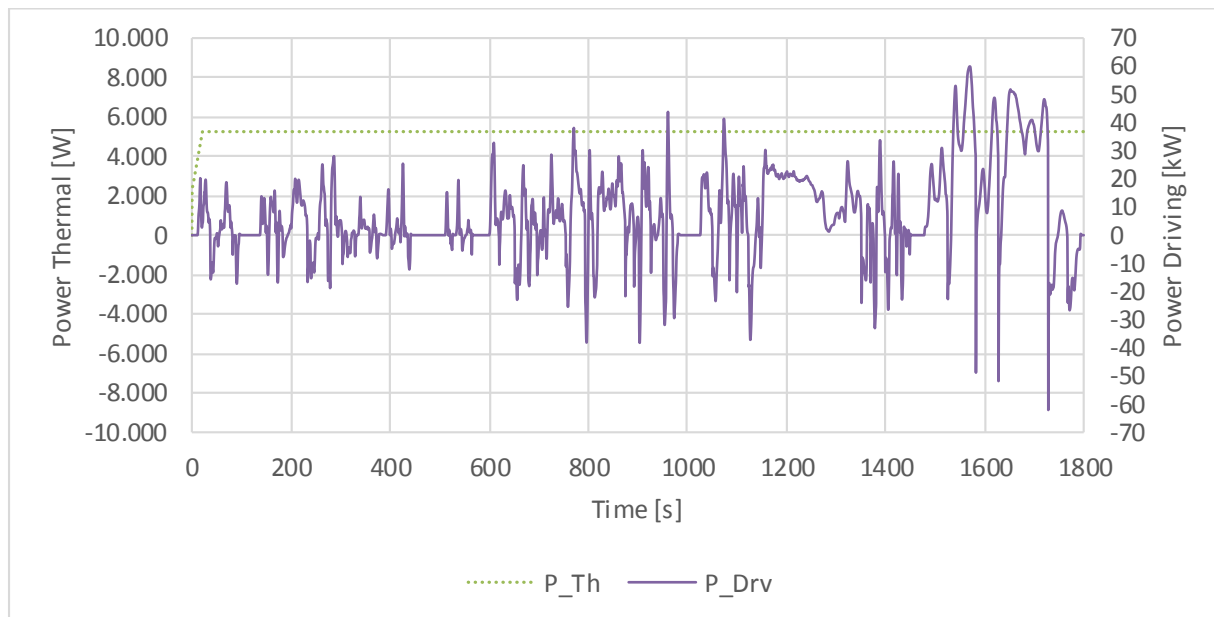


Abbildung 4-10: Leistungsverläufe WLTP

Die Thermalleistung aus Abbildung 4-10 kann weiter in Leistung für die Fahrgastzelle und in Leistung für die Antriebsstrangkonditionierung aufgeteilt werden. Daraus ergibt sich für die Leistungen der Fahrgastzelle Abbildung 4-11 und für die Leistungen der Nebenverbraucher des Antriebsstranges Abbildung 4-12. Der Anteil der Leistung die für den Antriebsstrang aufgewendet werden muss, erscheint im Vergleich zu der Leistung für die Fahrgastzelle minimal. Die Fahrgastzellenleistung setzt sich zusammen aus der Lüfterleistung und dem Anteil der Kompressorleistung, der in den Fahrgastzellenverdampfer abfließt. Die Konditionierung des Antriebsstranges umfasst die Kühlerpumpen für Batteriekühlkreis und Antriebsstrangkühlkreis, sowie die Kompressorleistung, die an den Chiller des Batteriekühlkreises abfließt. Da sich die Batterie im zulässigen Temperaturbereich befindet, sind die Verbraucher auf minimale Leistung eingestellt. Durch den leichten Anstieg der thermischen Antriebsstrangleistung und die gleichzeitige Verringerung der Fahrgastzellenleistung scheint der Gesamtverlauf nahezu konstant.

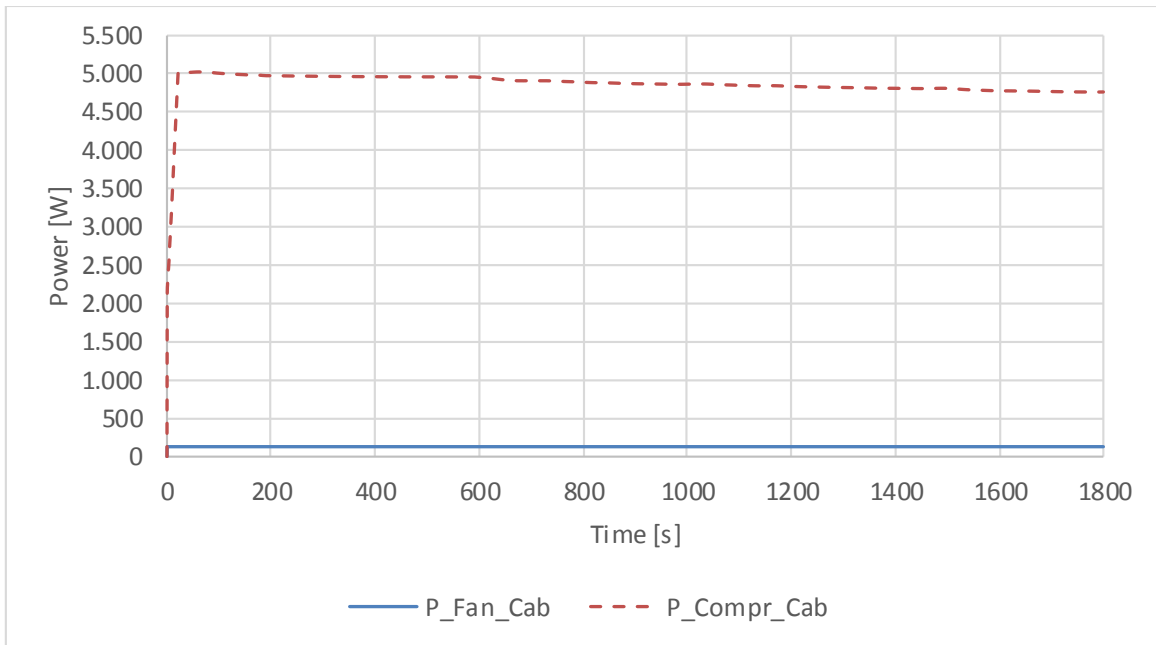


Abbildung 4-11: Leistungsaufteilung Fahrgastzelle

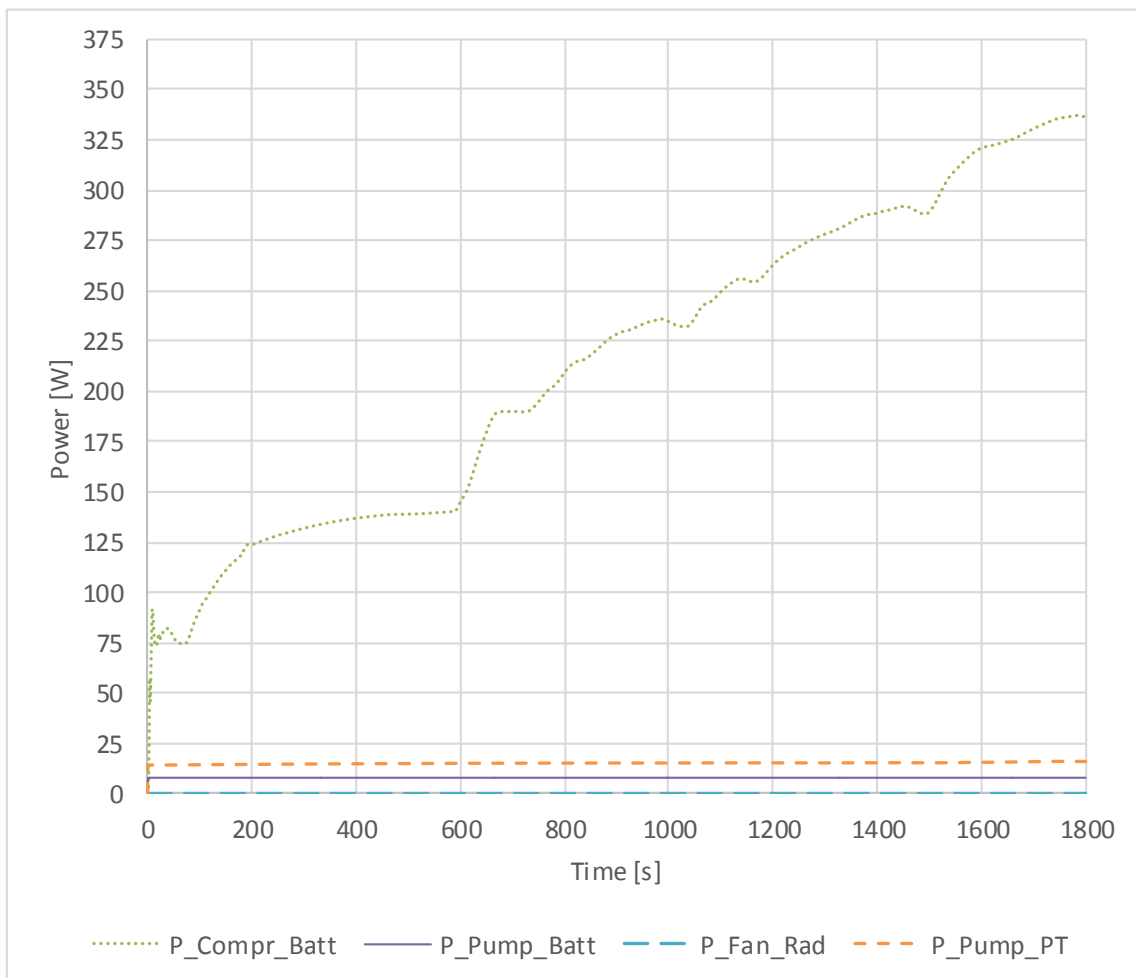


Abbildung 4-12: Leistungen Nebenverbraucher Antriebsstrang thermal

Bei Gegenüberstellung der summierten Energieanteile, lassen sich die spezifischen Energieverbräuche für verschiedene Randbedingungen vergleichen. In Abbildung 4-13 sind die spezifischen Verbräuche des Fahrzeugmodells der einzelnen Verbrauchsanteile in kwh/100km gegenübergestellt. Damit ist auf einen Blick ein Vergleich der Anteile für alle Randbedingungen möglich.

Der untere Teil des Balkens repräsentiert den spezifischen Verbrauch des Modells für die Fahrgastzellenkonditionierung, der mittlere Teil den Verbrauchsanteil des Fahrantriebes, und der oberste Teil den Anteil der Konditionierung des Antriebsstranges. Die einzelnen Balken werden aus den verschiedenen Simulationsläufen erzeugt, die in deren Bezeichnung enthalten sind. Die Bezeichnung enthält am Beginn die Umgebungstemperatur und am Schluss eingeklammert den Simulationslauf aus der Simulationstabelle in Tabelle 4-1, die sämtliche Randbedingungen und Parameter enthält. Der Mittelteil der Bezeichnung enthält Informationen über spezielle Einstellungen und Randbedingungen. Die Simulationen sind, wenn nicht anders bezeichnet, mit dem WLTP Zyklus durchgeführt.

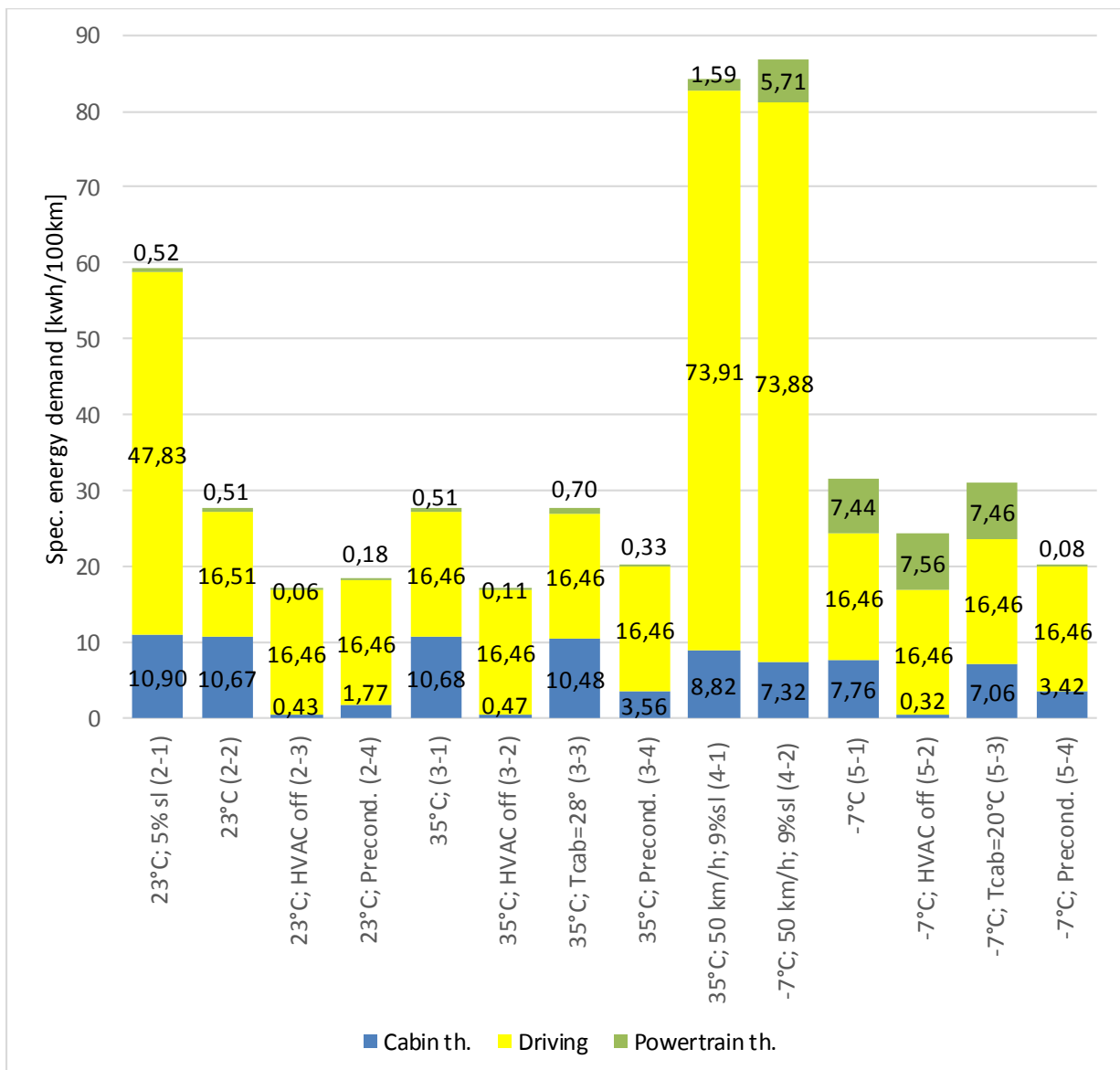


Abbildung 4-13: Spezifische Energieverbräuche

4.1.3 Reichweite

Der vom Reichweitenregler ausgegebene Wert ändert sich über den Zyklusverlauf in Abhängigkeit des momentanen Energieverbrauches. In Abbildung 4-14 ist der Verlauf der verbleibenden Reichweite für den Simulationslauf WLTP bei 23°C Umgebungstemperatur (2-2) abgebildet.

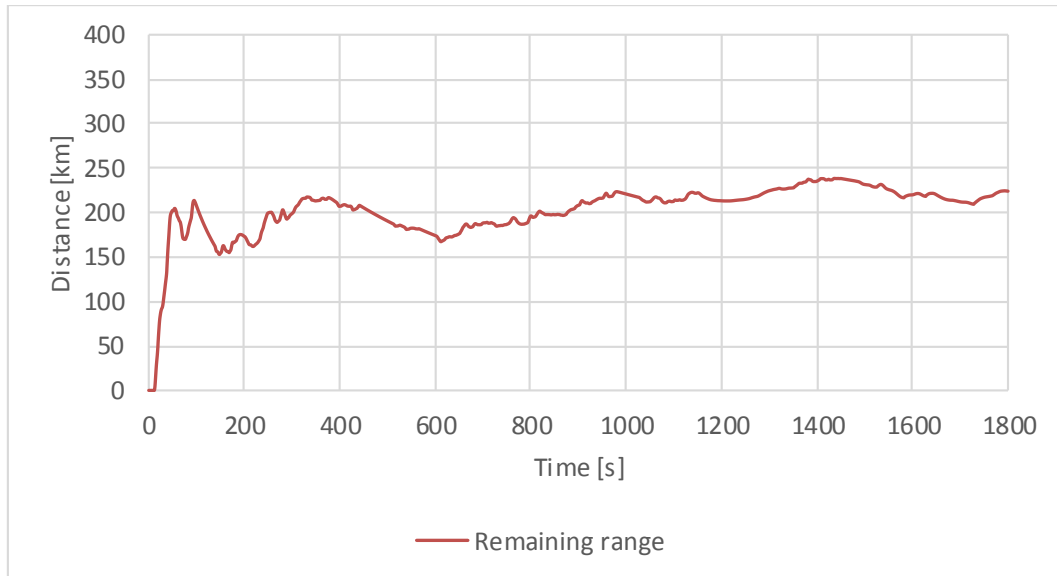


Abbildung 4-14: Verbleibende Reichweite

Für die Ermittlung der Gesamtreichweite kann der letzte Wert der Reichweitenanzeige am Ende des Zyklus, plus der zurückgelegten Strecke während des Zyklus, verwendet werden. Die sich dadurch ergebenden Reichweiten sind in Abbildung 4-15 dargestellt. Daraus lässt sich erkennen, dass die Reichweite jeweils ohne HVAC, oder vorkonditioniert, signifikant höher ist. Auch die Simulationen mit 5% und 9% Steigung haben eine viel geringere Reichweite.

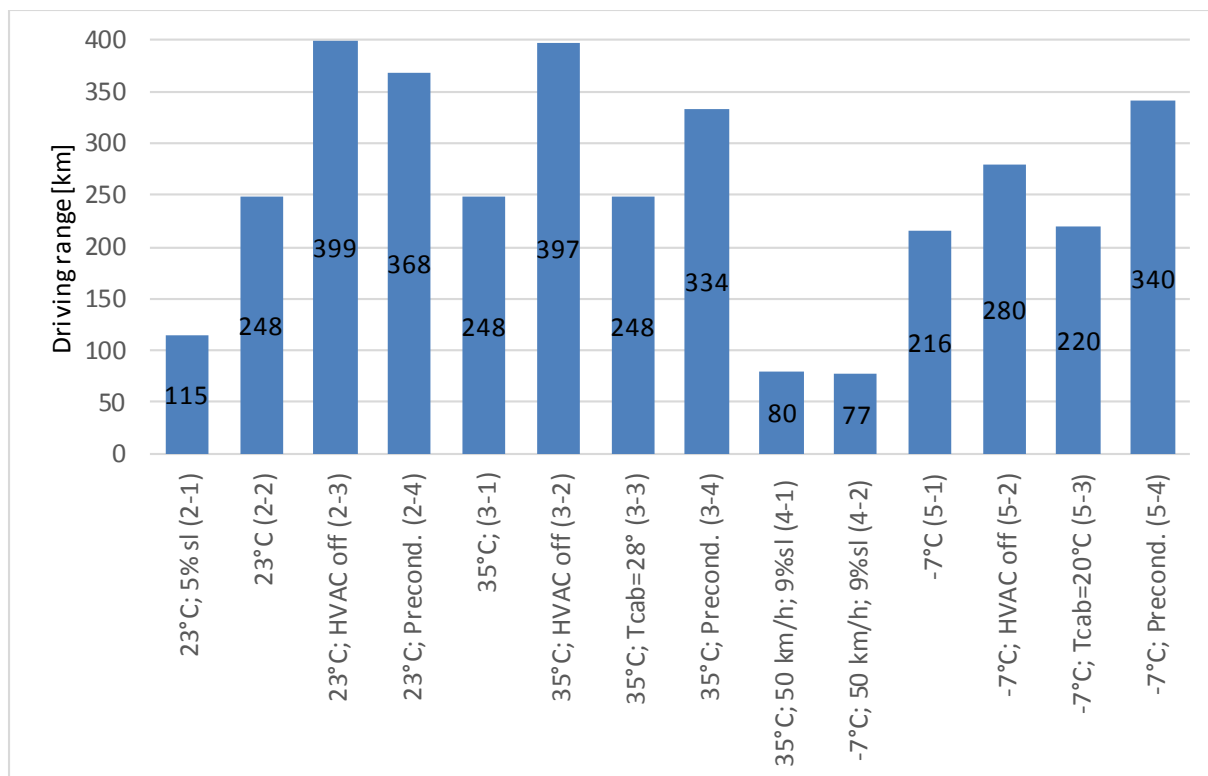


Abbildung 4-15: Reichweite verschiedener Zyklen

4.2 Vereinfachtes Modell

Die Simulationsrandbedingungen, mit denen die Simulationen am komplexen Modell durchgeführt wurden, sind auch am vereinfachten Modell angewandt worden. Die Simulationsdauer mit dem vereinfachten Modell ist um einiges kürzer als mit dem komplexen Modell. Eine Gegenüberstellung der Rechendauer (CPU time) über der Zykluszeit (Cycle time) am Beispiel der Simulation -7°C WLTP (5-1) zeigt Abbildung 4-16. Die Dauer für den Simulationzyklus kann bei diesen Randbedingungen auf ca. ein Siebtel der Simulationszeit des komplexen Modells reduziert werden. Bei anderen Randbedingungen verhalten sich die Zeiten ähnlich.

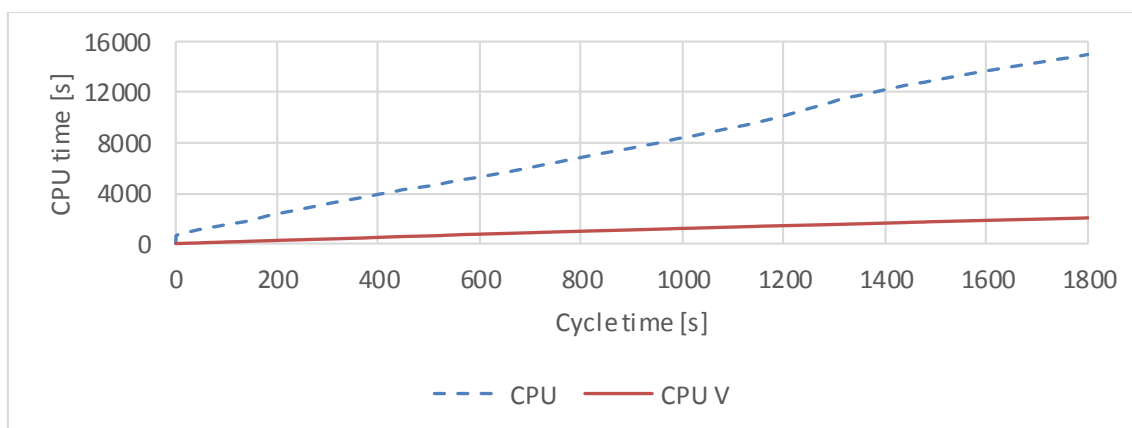


Abbildung 4-16: Rechendauer der Simulation

4.2.1 Vergleich zu komplexen Modell

Das vereinfachte Modell ist auf der Grundlage des komplexen Modells aufgebaut und soll bei gleichen Randbedingungen auch die gleichen Ergebnisse liefern. Kleine Abstriche müssen bei der Genauigkeit gemacht werden, da durch die Vereinfachungen nicht alle Wechselwirkungen und Vorgänge berücksichtigt werden. Eine Gegenüberstellung der Temperaturverläufe, als Erweiterung zu den bereits abgebildeten Verläufen in Kapitel 3.6.2 und in Kapitel 3.6.3 findet sich in Abbildung 4-17 und Abbildung 4-18 für die beheizten Komponenten bei -7°C Umgebungstemperatur WLTP (5-1). Die Gegenüberstellung zweier Beispielkomponenten vom Kühlkreis findet sich in Abbildung 4-19 und in Abbildung 4-20. Die Temperaturunterschiede bleiben durchaus im niedrigen, einstelligen Gradbereich und ermöglichen somit eine ausreichende Modellierungsgenauigkeit. Die Temperaturverläufe der vereinfachten Bauteile sind jeweils in der Bezeichnung mit der Endung „V“ für vereinfacht gekennzeichnet.

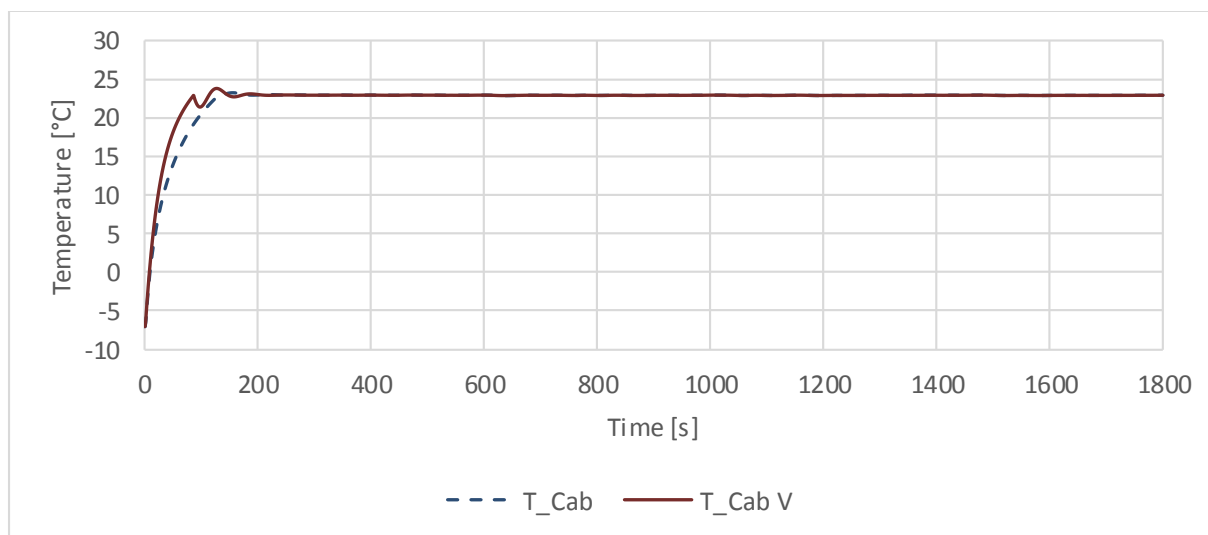


Abbildung 4-17: Gegenüberstellung Fahrgastzelle

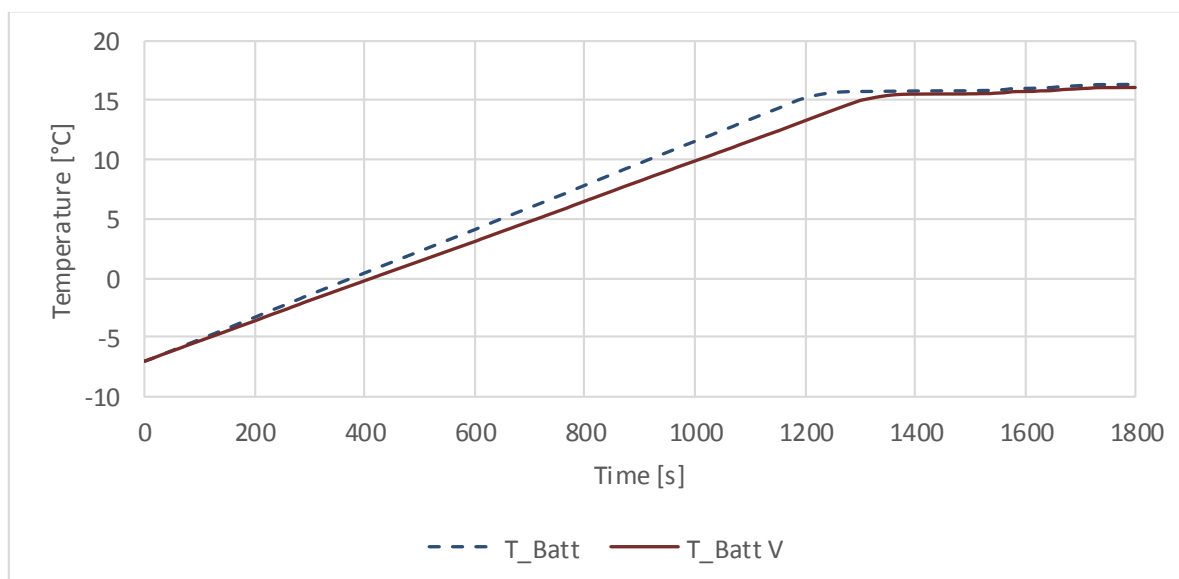


Abbildung 4-18: Gegenüberstellung Batterie

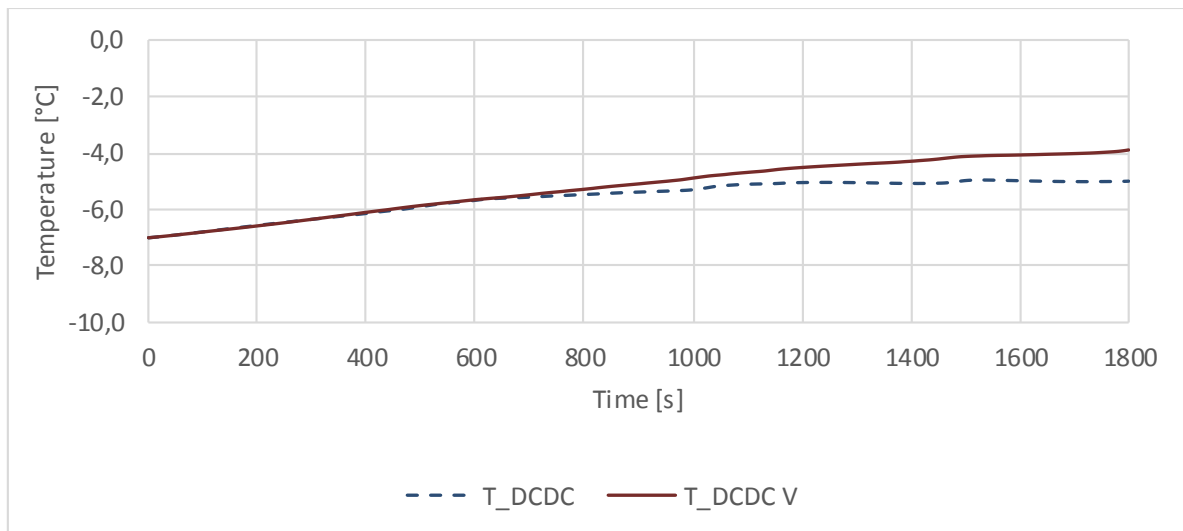


Abbildung 4-19: Gegenüberstellung Gleichspannungswandler

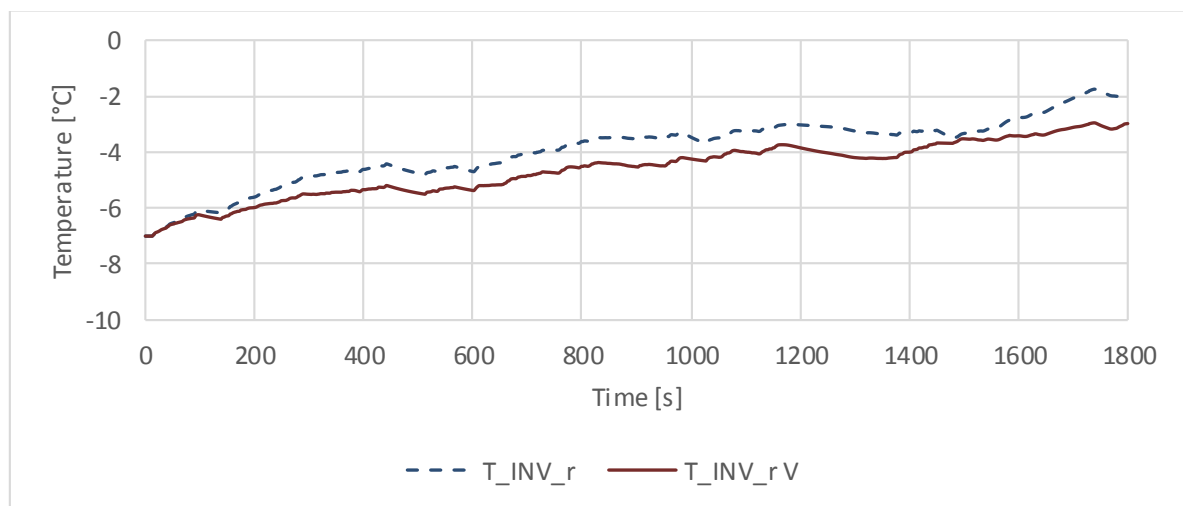


Abbildung 4-20: Gegenüberstellung Inverter Hinterachse

Die für Reichweitenuntersuchungen relevanten Energieverbräuche ändern sich im vereinfachten Modell nur dahingehend, dass Nebenverbraucher durch die zu erreichenden Temperaturschwellwerte früher, oder später zurückgeregelt werden. Das macht sich im Gesamtenergieverbrauch kaum bemerkbar, da am Fahrtrieb, der der dominante Verbraucher ist, keine Vereinfachungen vorgenommen wurden. Eine Gegenüberstellung des Leistungsverlaufes der Thermalverbraucher (P_{Th}) findet sich in Abbildung 4-21 am Beispiel -7°C WLTP (5-1).

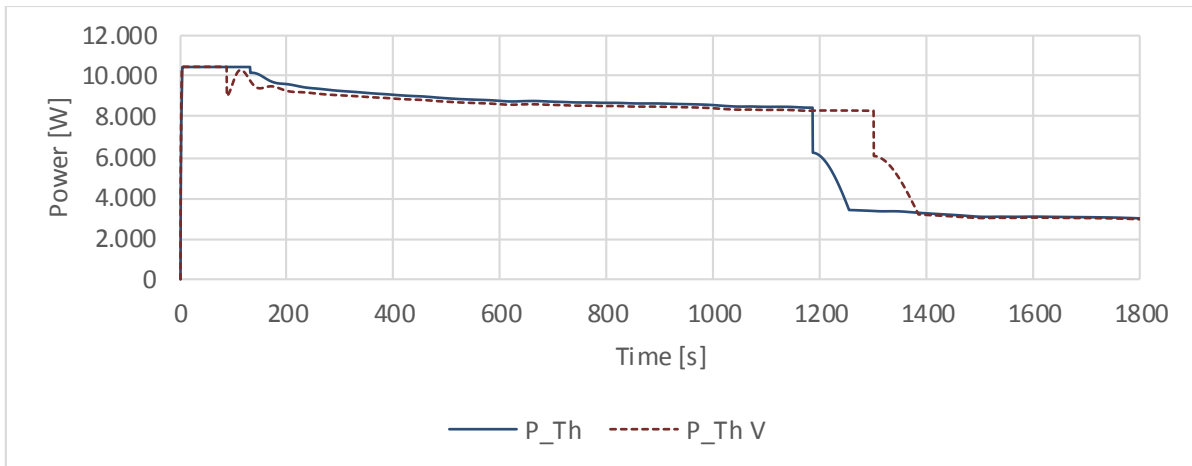


Abbildung 4-21: Gegenüberstellung Leistungsverlauf thermal

In Abbildung 4-22 sind die spezifischen Verbräuche aller Simulationsläufe, die mit komplexen und vereinfachten Modell durchgeführt wurden, gegenübergestellt. Da die Parametrierung des vereinfachten Modells so erfolgt, dass für alle getesteten Randbedingungen die gleichen Korrekturfaktoren verwendet werden können, ist auch die Abweichung der spezifischen Verbräuche bei allen Simulationsläufen ähnlich. Die Abweichung vom vereinfachten zum komplexen Modell ist in Abbildung 4-23 aufgelistet. Die Werte sind aus der Differenz der spezifischen Verbräuche, der jeweiligen Simulation, in % vom Verbrauch des komplexen Modells berechnet. Die mittlere Abweichung für alle Simulationsläufe beträgt 1,44%. Die maximale Abweichung liegt bei 4,7 % im Simulationslauf 3-3. Das festgelegte Ziel, unter 5% zu bleiben, ist damit erreicht.

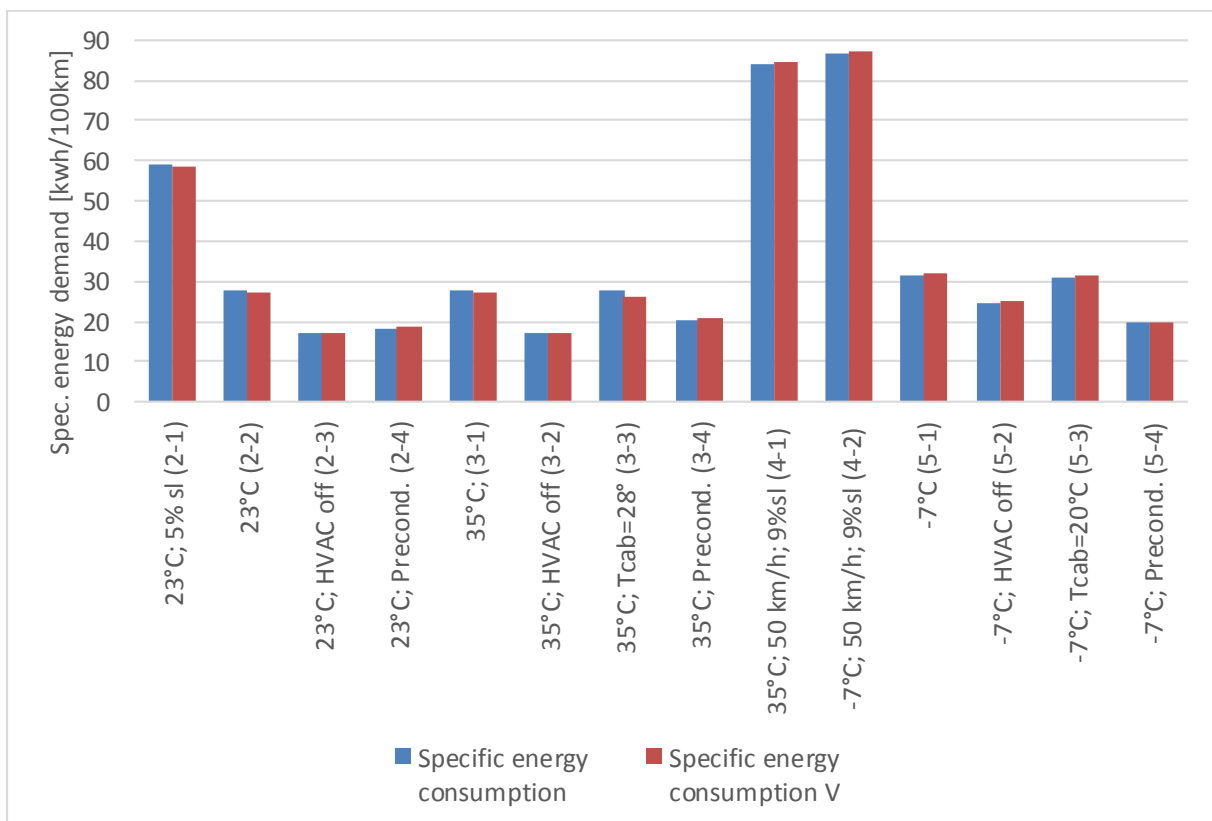


Abbildung 4-22: Gegenüberstellung spez. Verbrauch

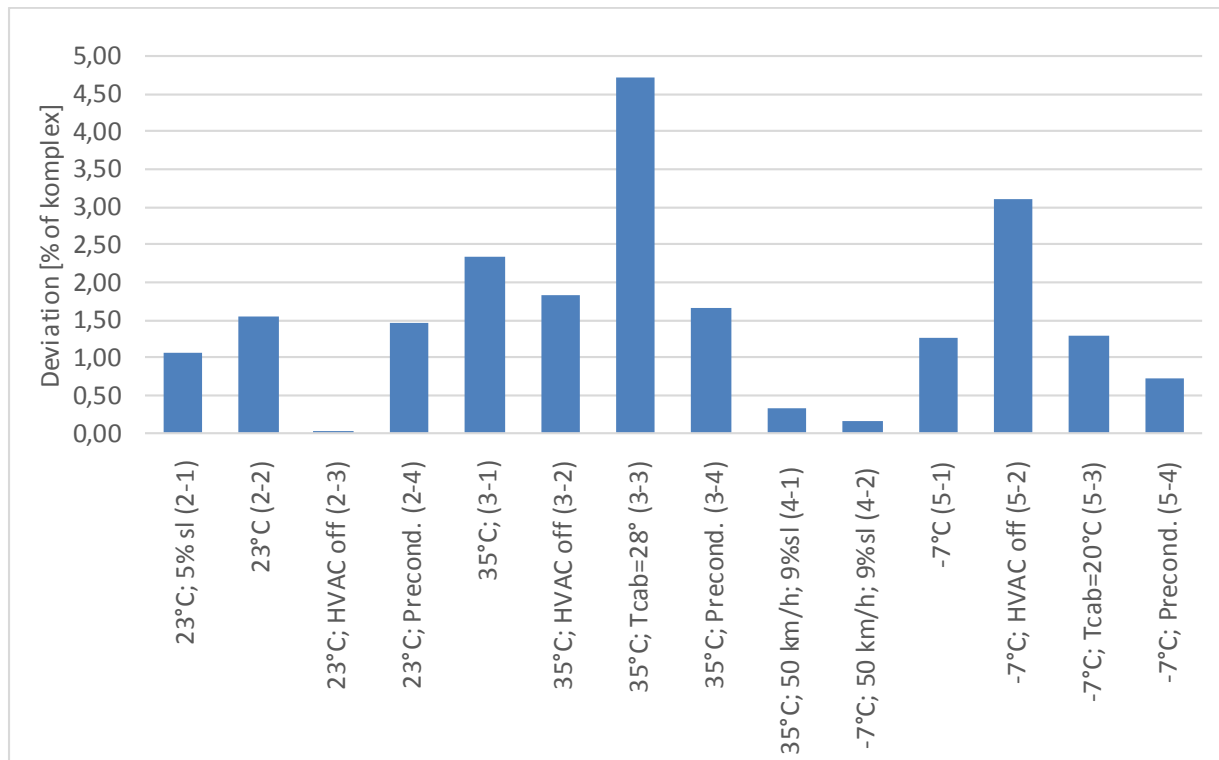


Abbildung 4-23: Abweichungen vereinfachtes Modell vom komplexen Modell

4.2.2 Betriebsstrategien

Die Anwendung der Betriebsstrategien, die in Kapitel 3.7 beschrieben sind, ist nur am vereinfachten Modell vorgenommen worden. Die Simulation der Anwendung von verschiedenen Konfigurationen ist einmal mit dem WLTP bei 23°C Umgebungstemperatur (2-2), und einmal mit dem Streckenprofil Graz – Wien durchgeführt worden. Für die Untersuchungen sind die drei verschiedenen Betriebsstrategien in den in Abbildung 4-24 angeführten Konfigurationen gerechnet worden. Hier zeigt sich, dass das Rekuperationsmanagement im WLTP nicht den gewünschten Einsparungseffekt erzielt. Dies zeigt, dass die Speicherung der Rekuperationsenergie in diesem Modell effizienter ist, als der direkte Verbrauch in den Nebenverbrauchern. Alle anderen Strategien lassen im WLTP eine Einsparung zu.

Für die Auswertung werden die Strategien mit Nummern bezeichnet, wobei „0“ für keine Betriebsstrategie steht, „1“ für Prädiktives Thermalmanagement, „2“ für Rekuperationsmanagement und „3 (Reichweite in km)“ für den Reichweitenregler mit der eingestellten Reichweite.

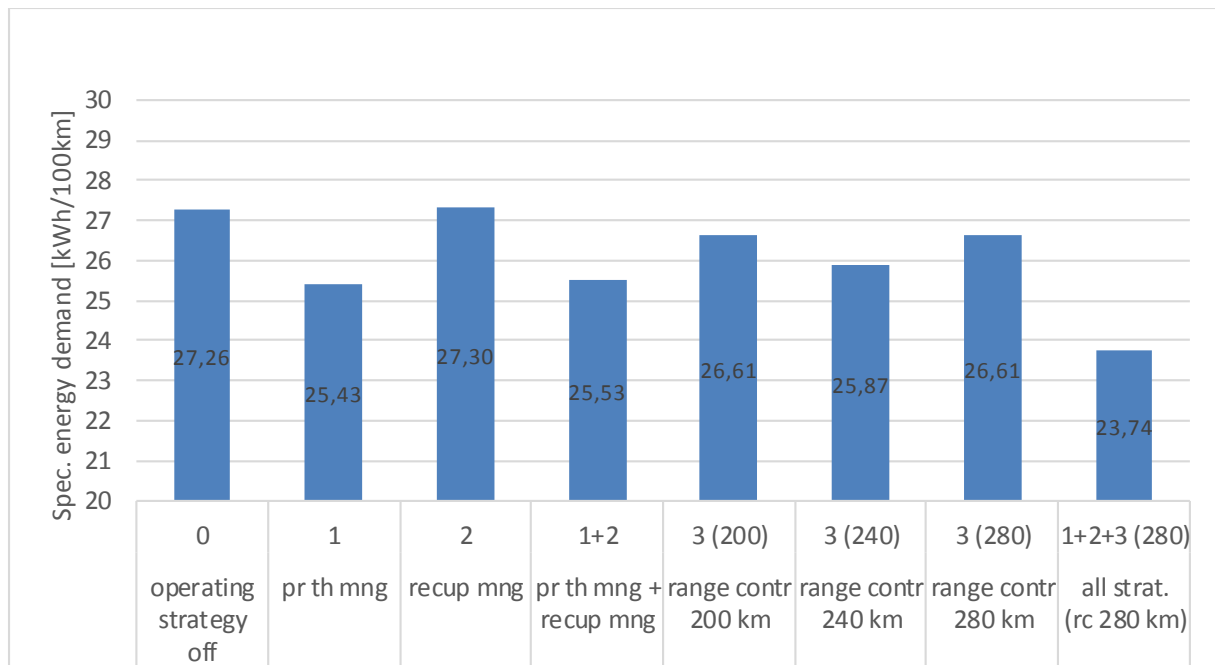


Abbildung 4-24: Spezifische Verbräuche WLTP

Weitere Simulationen wurden mit dem Geschwindigkeitsprofil der Strecke Graz- Wien durchgeführt. Der Reichweitenregler ist dabei auf eine Reichweite von 250km eingestellt, was einer verbleibenden Reichweite von ca. 50km nach Absolvierung der Fahrstrecke Graz- Wien entspricht. Aufgrund der höheren durchschnittlichen Fahrgeschwindigkeiten im Vergleich zum WLTP sind die spezifischen Verbräuche entsprechend höher. Diese sind in Abbildung 4-25 gegenübergestellt. Anders als beim WLTP bringt die Strategie prädiktives Thermalmanagement in diesem Autobahnzyklus eher eine Verschlechterung. Das liegt in erster Linie daran, dass der entsprechende Regler auf den WLTP abgestimmt wurde. Eine Optimierung auf höherlastige Zyklen kann hier Vorteile bringen. Auch das Rekuperationsmanagement bringt gleich wie im WLTP keine Verbesserung, da es in der gesamten Auslegung der Steuerung noch Optimierungsbedarf gibt.

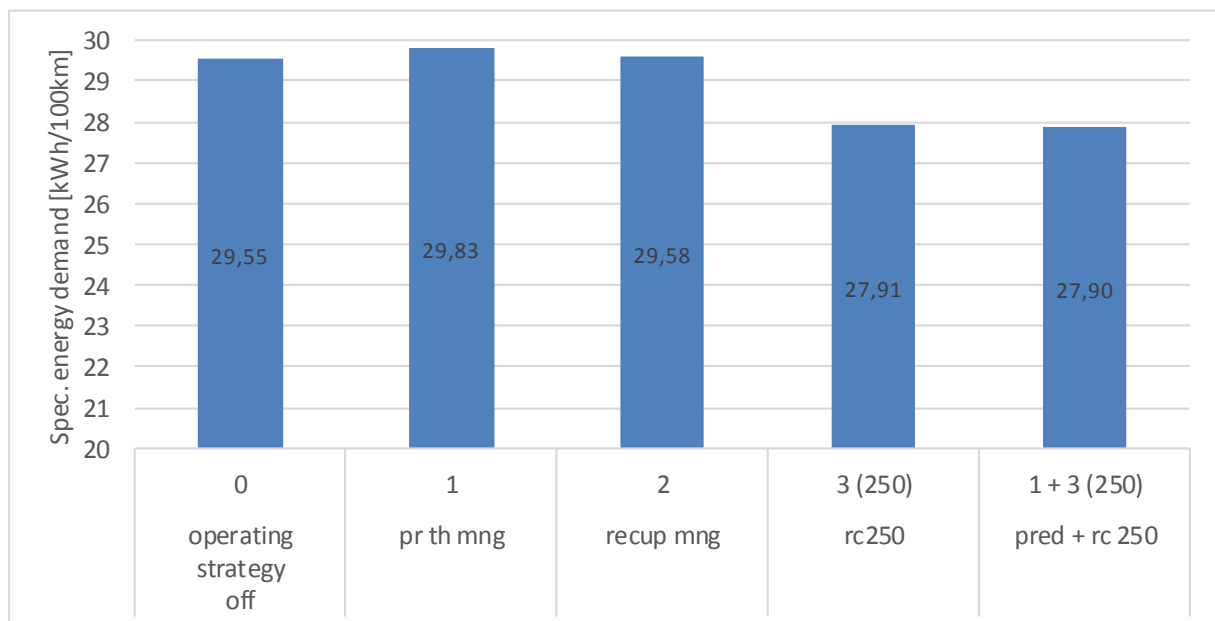


Abbildung 4-25: Spezifische Verbräuche Graz- Wien 23°C

Das prädiktive Thermalmanagement bringt bei niedrigen Umgebungstemperaturen Vorteile, wie in Abbildung 4-26 ersichtlich ist. Bei der Simulation der Strecke Graz- Wien bei -7°C Umgebungstemperatur kann mit dieser Betriebsstrategie eine Verbesserung erzielt werden. Alle anderen Betriebsstrategien verhalten sich gleich wie bei den andern Simulationsbedingungen. Die Strategie Rekuperationsmanagement hat in keinem der betrachteten Zyklen eine Verbesserung erwirkt und benötigt daher noch Optimierungen. Der Reichweitenregler kann immer eine Verbesserung erzielen, da er die Leistungsbedarfe nicht nur auf andere Zeitpunkte verlagert, so wie das prädiktive Thermalmanagement und das Rekuperationsmanagement, sondern weil durch die längerfristige Leistungsreduktion, die verbrauchte Energiemenge reduziert wird. Das geht aber zulasten des Komforts, da die Leistung für die Innenraumkonditionierung über längere Zeiträume reduziert wird, und auch die Fahrleistung herabgesetzt wird. Der Einfluss auf die Fahrgastzellentemperatur vom Reichweitenregler ist in Abbildung 4-27 gezeigt. Hier ist eindeutig ersichtlich, wie nach dem Zuschalten des Reichweitenreglers, nach 150s, die Heizleistung reduziert wird, um die vorgegebene Reichweite zu erreichen. Da die Leistung sehr stark reduziert wird fällt die Temperatur T_Cab „3 (250)“ ca. auf Umgebungstemperatur ab. Ohne Reichweitenregler ergibt sich der Verlauf von T_Cab „0“. Die gleichen Tendenzen lassen sich in Abbildung 4-28 für den Verlauf der Batterietemperatur erkennen. Durch das Zuschalten des Reichweitenreglers wird die Batterieheizung reduziert, was den Temperaturverlauf T_Batt „3(250)“ der Batterie ergibt. Im Vergleich zu der Batterietemperatur T_Batt „0“ erfolgt der Anstieg sehr viel langsamer, da die thermische Masse der Batterie nur durch die Verlustleistung aufgeheizt wird.

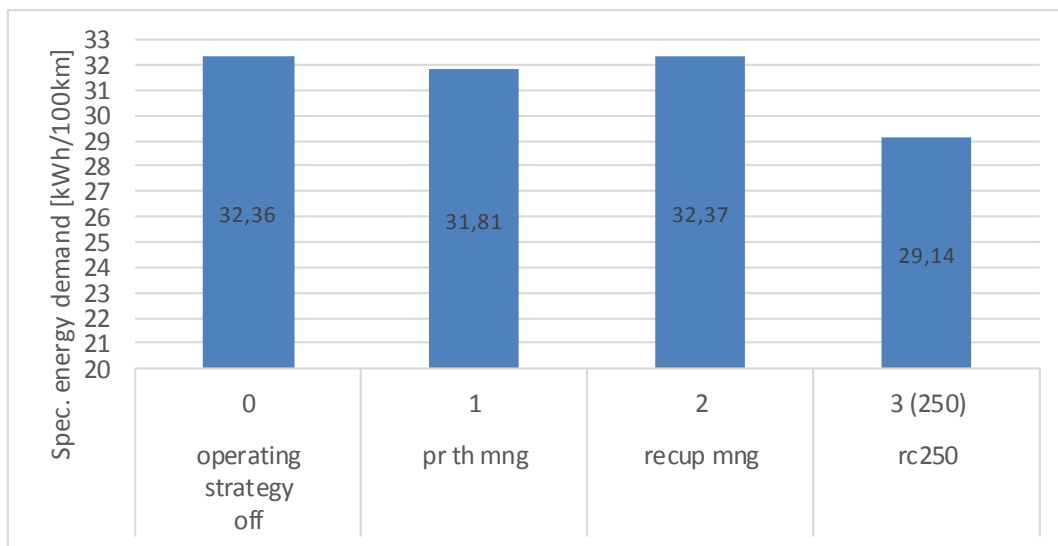


Abbildung 4-26: Spezifische Verbräuche Graz- Wien -7°C

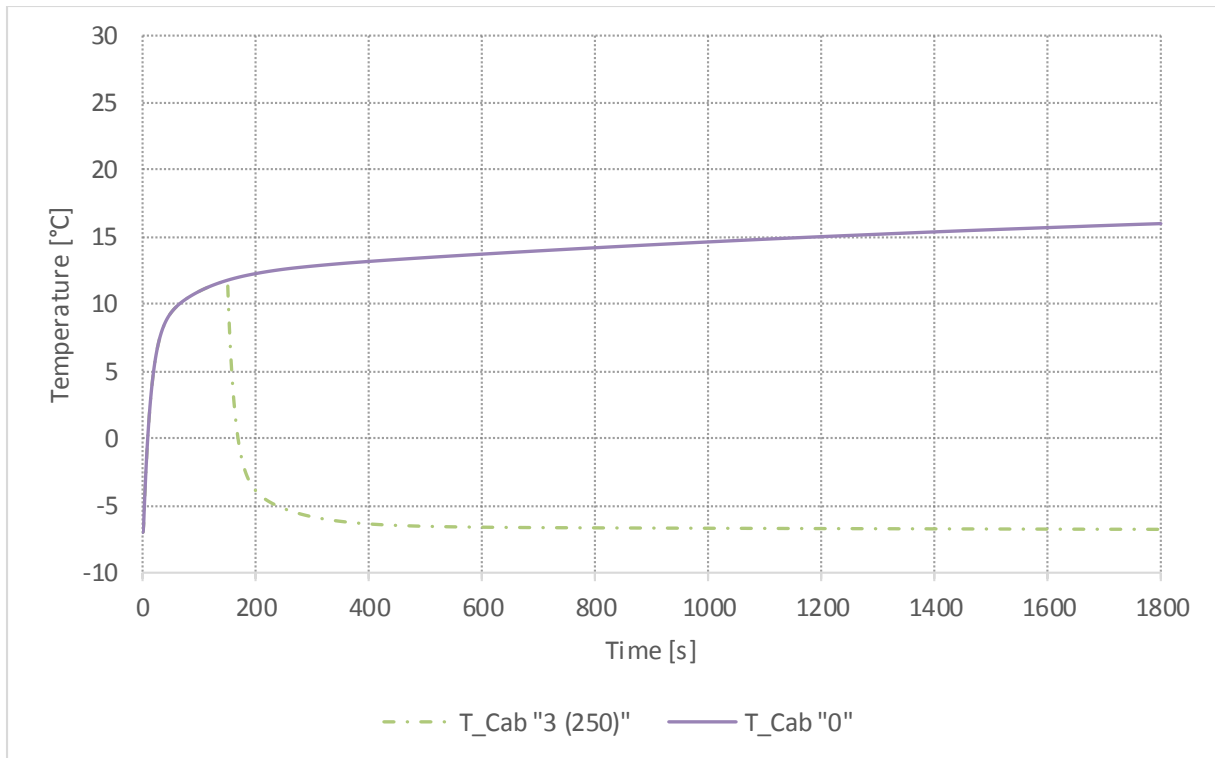


Abbildung 4-27: Fahrgastzellentemperatur Betriebsstrategie

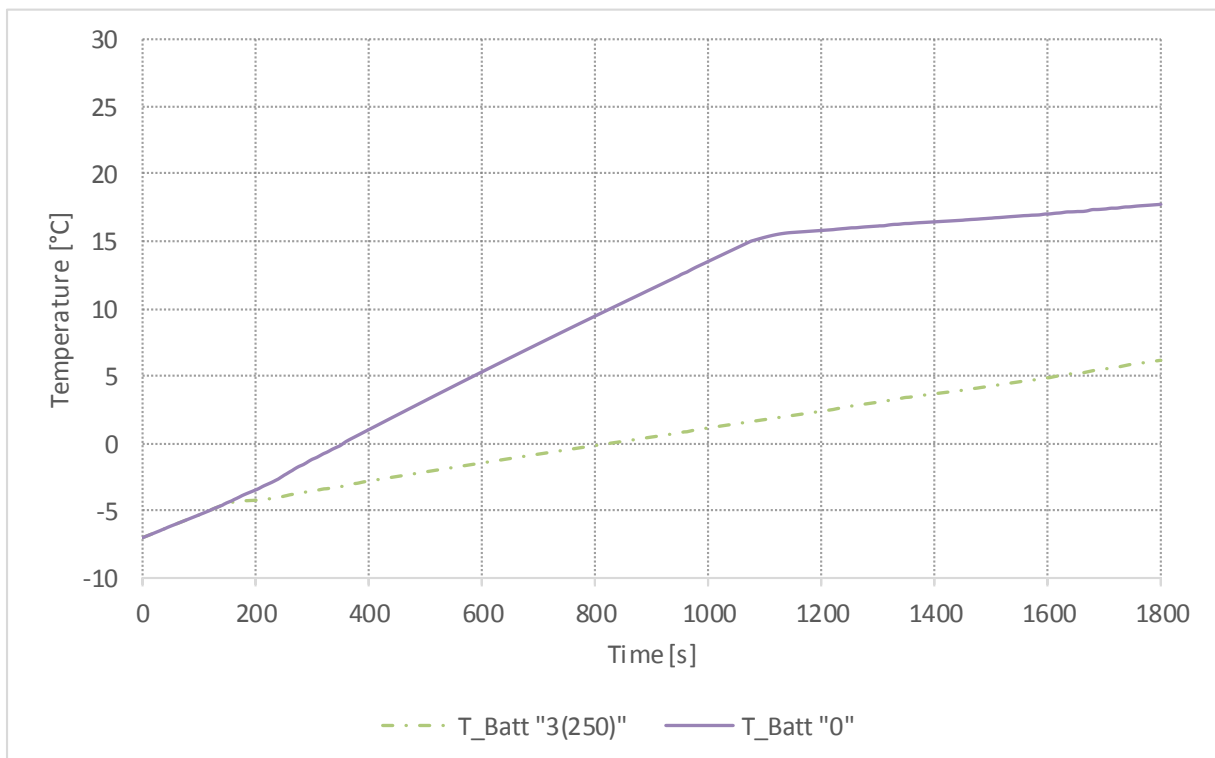


Abbildung 4-28: Batterietemperatur Betriebsstrategie

4.2.3 Wärmepumpe

Für die Untersuchung des Einflusses der Wärmepumpe wurde die Umgebungstemperatur -7°C bei allen Simulationen eingestellt. Die Ergebnisse der verschiedenen Wärmepumpenkonfigurationen sind

in Abbildung 4-29 gegenübergestellt. Die Simulationen sind mit dem Fahrzyklus WLTP durchgeführt worden. Die Variation der Randbedingungen erfolgt jeweils über den gewünschten COP der Wärmepumpe, die Umluftrate (α_r) und die Kombination mit dem PTC Heizer. Bei Hinzuziehen des PTC erhöht sich der spezifische Verbrauch dadurch, dass die gesamte Heizleistung um die Leistung des PTC erhöht wird, und weil dieser einen schlechteren Wirkungsgrad besitzt. Der größte Verbrauchsanstieg kommt jedoch aus dem Verstellen der Umluftrate von null auf 100%. Hier muss die einströmende Luft immer erst von -7°C auf 23°C erwärmt werden, während die bereits erwärmte Abluft verloren geht. Der Einsatz der Wärmepumpe bringt jedoch in jedem Fall eine Einsparung gegenüber dem reinen Betrieb mit dem PTC Heizer. Die unterschiedlichen Konfigurationen der relevanten Parameter und Komponenten, sind in Tabelle 4-2 aufgelistet. Mit dieser Nummerierung sind auch die spezifischen Verbräuche in Abbildung 4-29 bezeichnet.

Tabelle 4-2: Wärmepumpenkonfigurationen

Nr.	COP	PTC	Heatpump	Air ratio [%]
1	1	ON	ON	100
2	2	ON	ON	100
3	2	ON	OFF	100
4	2	OFF	ON	100
5	2	OFF	ON	0
6	2	ON	ON	0
7	2	< 15°C	ON	100
8	2	< 15°C	ON	0
9	2	ON	OFF	0

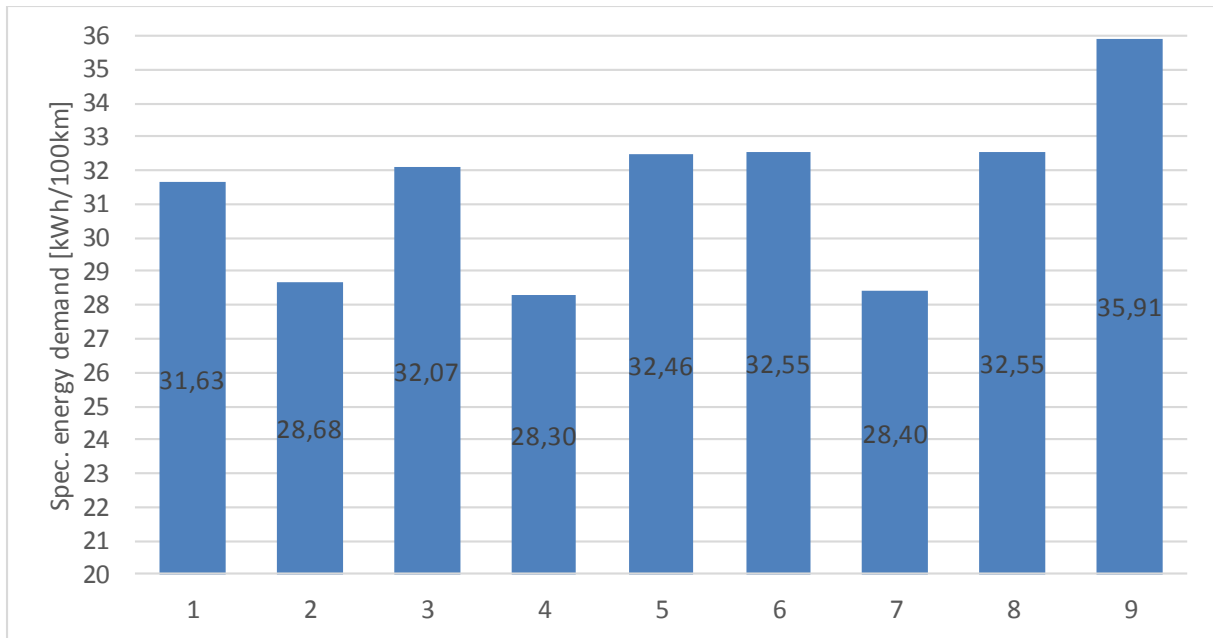


Abbildung 4-29: Spezifische Verbräuche Wärmepumpe

5 Zusammenfassung und Ausblick

Die schäfer werdenden Gesetzgebungen hinsichtlich Schadstoffausstoß von Fahrzeugflotten und drohende Fahrverbote für Fahrzeuge mit Verbrennungsmotoren machen die Entwicklung von emissionsfreien Fahrzeugmodellen, wie z.B. batterieelektrische Fahrzeuge, in einer breiten Produktpalette nötig. Dadurch steigt der Entwicklungsaufwand für die Antriebsstrangkomponenten und das Thermalmanagementsystem, das bei Elektrofahrzeugen wesentlich aufwändiger ist, als bei Fahrzeugen mit konventionellem Antrieb. Um den Entwicklungsaufwand besser zu beherrschen sind leistungsfähige Simulationsmodelle erforderlich.

Bei der Simulation von Energie- und Thermalmanagement kann für Betrachtungen in frühen Entwicklungsphasen ein 1D Simulationsmodell verwendet werden, das viele Einflussgrößen noch unberücksichtigt lässt. Mit zunehmenden Entwicklungsfortschritt, steigt damit einhergehend auch der Informationsgehalt, und im Simulationsmodell können damit auch immer mehr Zusammenhänge berücksichtigt werden, da schon weitere Parameter und ausgewählte Komponenten bekannt sind. In diesem Prozess kommen auch die beiden Simulationsmodelle dieser Arbeit zum Einsatz.

Das vereinfachte Modell soll hier die Basis für eine grobe Komponentenauslegung, und eine Abschätzung des Fahrzeugverhaltens bieten, während das komplexe Modell die Auslegung untermauern soll und mit Kennfeldern und Parametern der ausgewählten Baugruppen bedatet werden kann. Ein weiterer Fokus liegt beim vereinfachten Modell, auf der Rechenzeit für die Simulation. Diese soll möglichst kurz sein, um aus der Einfachheit des Modells, auch im Rechenaufwand Vorteile zu haben. Dafür sind einige Fluidkreisläufe in vereinfachter Form aufgebaut, die dessen Funktion in ausreichender Genauigkeit abbildet. Die Einsparung der Rechenzeit um durchschnittlich 80% ergibt sich durch die Nichtbeachtung der genauen Fluidwechselwirkungen, die aber in diesem Stadium der Entwicklung noch keinen großen Einfluss auf das Fahrzeugkonzept haben.

Die Grundlage für das vereinfachte Modell ist in dieser Arbeit das komplexe Modell, das auf einem Basismodell aufbaut. Der Aufbau wurde in dieser Arbeit schrittweise erweitert, und beinhaltet Fahrzeugfunktionen, die einen Betrieb in unterschiedlichen Umgebungsbedingungen ermöglicht, sowie die Erweiterung des Fahrzeugsteuergerätes. Konkret sind die Heizungsfunktionen und Reglermodelle. Diese sind im Modell allgemein gehalten und entsprechend parametrisiert. Für eine genaue Auslegung müssen Bauteile mit bekannten Parametern und Kennfeldern ausgewählt werden. Weitere Erweiterungen sind eine Energieflussanzeige und eine Reichweitenanzeige.

Am vereinfachten Modell sind diese Erweiterungen bereits inbegriffen, wobei an diesem noch zusätzlich die theoretische Funktion einer Wärmepumpe dargestellt ist, und ein Regler für Betriebsstrategien. Damit die korrekte Funktion des vereinfachten Modells sichergestellt ist, ist dieses mit dem komplexen Modell abgeglichen. Dadurch liefert es bei gleichen Simulationsrandbedingungen dieselben Ergebnisse, wie das komplexe Modell. Die Aufgabe des vereinfachten Modells liegt darin, für Untersuchungen schnellere Ergebnisse liefern zu können und damit Aussagen, wie z.B. über den Einfluss der Betriebsstrategien, schnell machen zu können.

Anhand der Simulationsergebnisse lässt sich erkennen, dass die Betriebsstrategien prädiktives Thermalmanagement und Rekuperationsmanagement nicht immer den gewünschten Einsparungseffekt erzielen, was eine bessere Parametrierung, oder eine andere Auslegung eventuell verbessern könnte. Die Modellierung der Wärmepumpe ist in dieser Arbeit auf Basis einer einfachen

Überlegung erfolgt, wodurch noch Optimierungspotenzial vorhanden ist. Die Leistungsziffer der Wärmepumpe ändert sich nicht, wie in realen Anwendungen, mit den sich ändernden Randbedingungen. Hier wäre es möglich, mit einem Kennfeld diesen Einfluss einzubinden, um die Genauigkeit des vereinfachten Modells weiter zu erhöhen, ohne den Rechenaufwand wesentlich zu steigern. Ein solches Kennfeld kann mit Parametern aus einer realen Wärmepumpe bedatet werden. Dafür sind Daten der Wärmepumpe erforderlich, sowie Prüfstandsmessungen zur Validierung. Des Weiteren wäre auch ein Aufbau einer Wärmepumpe im komplexen Modell, mit einem Kältemittelkreislauf erforderlich, woran sich der Aufbau und die Parametrierung des vereinfachten Modells richten kann.

Für andere Antriebs- und Fahrzeugkonfigurationen ist es, durch die verwendeten Schnittstellen, relativ einfach möglich, einzelne Modelle auszutauschen. Damit können in weiteren Schritten beispielsweise andere Antriebsstrangkonfigurationen, wie z.B. Hybridantriebe im Modell implementiert werden, ohne größere Veränderungen vornehmen zu müssen. Die benötigten Komponenten können einfach über die vorhandenen Schnittstellen in das Modell eingebunden werden. Auch die Erweiterung um verschiedene Konditionierungssysteme ist durch die Schnittstellen einfach durchführbar. Dadurch weist das Modell eine hohe Flexibilität auf, und kann in vielen Anwendungsgebieten eingesetzt werden, was die Anforderungen des Energiemanagements in hohem Maße erfüllt.

Mit den Ergebnissen der vorgestellten Masterarbeit steht dem Industriepartner eine Einwicklungsmethodik zur Verfügung, mit der das komplexe Thema des Thermalmanagements von batterieelektrischen Fahrzeugen in frühen Entwicklungsphasen bewertbar und in den weiter folgenden Phasen detailliert auslegbar ist.

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1-1: Reichweite von BEF mit zugeschalteter Heizungs- und Klimaanlage (Siebenpfeiffer, 2013)	1
Abbildung 1-2: Entwicklungsschritte Simulationsmodelle	2
Abbildung 1-3: Einflussparameter im Gesamtfahrzeug- Entwicklungsprozess von xEV- Betriebsstrategien (Gutruf, Martin, & Eibler, 2018).....	3
Abbildung 1-4: Insellösungen (Zimmer, 2015).....	4
Abbildung 1-5: gekoppelte Simulation (Zimmer, 2015).....	4
Abbildung 1-6: Thermisches Fahrzeugmodell Stuttgart (Karras, 2017).....	6
Abbildung 1-7: Kopplung TheFaMoS mit KULI (Karras, 2017).....	6
Abbildung 1-8: Koppelung PowerFLOW und PowerTHERM (Karras, 2017).....	7
Abbildung 1-9: Koppelung Matlab/ Simulink mit GT- Suite (Auer, 2016)	7
Abbildung 1-10: Systemarchitektur LMS Amesim (Siemens Industry Software NV, 2016)	8
Abbildung 1-11: Elektromotor (Siemens Industry Software NV, 2016)	9
Abbildung 1-12: Überblick verwendeter Schnittstellen	10
Abbildung 2-1: Längswiderstände (Pischinger & Seiffert, 2016).....	12
Abbildung 2-2: Fahrwiderstandskräfte (Liebl, et al., 2014).....	12
Abbildung 2-3: Energieströme im Elektrofahrzeug (Wiebelt & Wawzyniak, 2013)	13
Abbildung 2-4: Konditionierkreisläufe BEF (Wawzyniak, Art, Jung, & Ahmed, 2017)	14
Abbildung 2-5: Aufbau Klimagerät Innenraumklimatisierung (Bubb, et al., 2016).....	15
Abbildung 2-6: Energietransport (Stegmann, 2015).....	15
Abbildung 2-7: Verbraucherübersicht (Kampker, Vallee, & Schnettler, 2013)	17
Abbildung 2-8: Komplexes Fahrzeugmodell.....	18
Abbildung 2-9: HV Batterie (Siemens Industry Software NV, 2016)	19
Abbildung 2-10: Batterieschaltplan (Siemens Industry Software NV, 2016).....	20
Abbildung 2-11: Spannungsverlauf (Siemens Industry Software NV, 2016).....	20
Abbildung 2-12: Widerstandsverlauf (Siemens Industry Software NV, 2016).....	21
Abbildung 2-13: Batteriekühlkreis.....	22
Abbildung 2-14: Fluidkreisläufe Fahrzeugmodell.....	23
Abbildung 2-15: Kältekreislauf	24
Abbildung 2-16: Kühlkreislauf Antriebstrang	25
Abbildung 2-17: Fahrgastzellenmodell.....	26
Abbildung 3-1: Verbrauchermodell	27
Abbildung 3-2: Elektrische Last (Siemens Industry Software NV, 2016).....	28
Abbildung 3-3: PTC Heizer Batterie	28

Abbildung 3-4: PTC Heizer Fahrgastzelle	29
Abbildung 3-5: elementarer Regelkreis.....	30
Abbildung 3-6: Regelkreis (Glöckler, 2017).....	30
Abbildung 3-7: PID Regler Amesim (Siemens Industry Software NV, 2016).....	32
Abbildung 3-8: Regler Batteriekühlpumpe	33
Abbildung 3-9: Regler Klimakompressor	34
Abbildung 3-10: Regler Batterieheizer.....	34
Abbildung 3-11: Regler Fahrgastzellenheizer	35
Abbildung 3-12: Regler Expansionsventile	36
Abbildung 3-13: Regler Kühlmittelpumpe HT Kühlkreis	37
Abbildung 3-14: Pumpensignal für EM front.....	37
Abbildung 3-15: Geschwindigkeitssummierung.....	38
Abbildung 3-16: Regler Sauglüfter	40
Abbildung 3-17: Reichweitenermittlung	41
Abbildung 3-18: Kälteanlage schematisch (Dohmann, 2016).....	44
Abbildung 3-19: vereinfachter HT Kühlkreis	44
Abbildung 3-20: Temperaturverläufe um Traktionsmotor Hinterachse	46
Abbildung 3-21: Kühleranordnung	47
Abbildung 3-22: Verläufe Inverter vorne komplex und vereinfacht	48
Abbildung 3-23: Verläufe Motortemperatur Hinterachse komplex und vereinfacht.....	48
Abbildung 3-24: Grundidee vereinfachte Kälteanlage	49
Abbildung 3-25: vereinfachte Kälteanlage.....	50
Abbildung 3-26: Wärmeeintragsmodell (Siemens Industry Software NV, 2016)	52
Abbildung 3-27: Temperaturverlauf Fahrgastzelle.....	53
Abbildung 3-28: Temperaturverlauf HV Batterie	53
Abbildung 3-29 Kühlkreislauf Batterie.....	54
Abbildung 3-30: Blockschaltbild Amesim	55
Abbildung 3-31: Renault ZOE Klimasystem (Renault, 2018).....	56
Abbildung 3-32: Wärmepumpe	57
Abbildung 3-33: Kompressorregelung erweitert.....	58
Abbildung 3-34: Kompressor vereinfacht	59
Abbildung 3-35: Schnittstellen Fluidfluss Kompressor	59
Abbildung 3-36: Wärmetauscher Kühlkreislauf	60
Abbildung 3-37: Maßnahmen zur Reichweitensteigerung (Basler, 2015).....	61
Abbildung 3-38: Eingriff in das Drehzahlsignal Kompressor	62
Abbildung 3-39: Blockschaltbild Signaleingriffe	63

Abbildung 3-40: Beschleunigungslimitierung	64
Abbildung 3-41: Geschwindigkeitsbereich WLTP	64
Abbildung 3-42: Geschwindigkeitsanstiege	65
Abbildung 3-43: Lastermittlung	66
Abbildung 3-44: Funktionsblöcke Lastermittlung	66
Abbildung 3-45: Reichweitenermittlung für Optimierung	67
Abbildung 3-46: Reichweitenregler Modell	68
Abbildung 3-47: Gesamtleistungsverlauf.....	68
Abbildung 3-48: Optimiertes Lademanagement.....	69
Abbildung 4-1: WLTP Geschwindigkeitsprofil.....	71
Abbildung 4-2: Wien- Graz Geschwindigkeitsprofil	72
Abbildung 4-3: Fahrgastzelle Abkühlung	72
Abbildung 4-4: Fahrgastzelle Aufheizung	73
Abbildung 4-5: Fahrgastzelle vorkonditioniert	74
Abbildung 4-6: Bauteiltemperaturen.....	74
Abbildung 4-7: Verlauf Batterieheizung	75
Abbildung 4-8: Verläufe Kühlerlüfter	76
Abbildung 4-9: Lüfterfunktion	76
Abbildung 4-10: Leistungsverläufe WLTP	77
Abbildung 4-11: Leistungsaufteilung Fahrgastzelle	78
Abbildung 4-12: Leistungen Nebenverbraucher Antriebsstrang thermal.....	78
Abbildung 4-13: Spezifische Energieverbräuche.....	79
Abbildung 4-14: Verbleibende Reichweite	80
Abbildung 4-15: Reichweite verschiedener Zyklen.....	81
Abbildung 4-16: Rechendauer der Simulation.....	81
Abbildung 4-17: Gegenüberstellung Fahrgastzelle.....	82
Abbildung 4-18: Gegenüberstellung Batterie.....	82
Abbildung 4-19: Gegenüberstellung Gleichspannungswandler	83
Abbildung 4-20: Gegenüberstellung Inverter Hinterachse	83
Abbildung 4-21: Gegenüberstellung Leistungsverlauf thermal	84
Abbildung 4-22: Gegenüberstellung spez. Verbrauch.....	84
Abbildung 4-23: Abweichungen vereinfachtes Modell vom komplexen Modell	85
Abbildung 4-24: Spezifische Verbräuche WLTP	86
Abbildung 4-25: Spezifische Verbräuche Graz- Wien 23°C	86
Abbildung 4-26: Spezifische Verbräuche Graz- Wien -7°C.....	87
Abbildung 4-27: Fahrgastzellentemperatur Betriebsstrategie	88

Abbildung 4-28: Batterietemperatur Betriebsstrategie	88
Abbildung 4-29: Spezifische Verbräuche Wärmepumpe	90

Tabellenverzeichnis

Tabelle 3-1: Zuordnung Energieverbraucher.....	41
Tabelle 3-2: Ausgewertete Parameter	42
Tabelle 3-3: energierelevante Verbraucher	61
Tabelle 4-1: Parameter für Simulation.....	70
Tabelle 4-2: Wärmepumpenkonfigurationen.....	89
Tabelle A.1-1: Korrekturfaktoren Kälteanlage.....	X
Tabelle A.2-1: Korrekturfaktoren Betriebsstrategie	XI

Literaturverzeichnis

- Auer, M. (2016). *Ein Beitrag zur Erhöhung der Reichweite eines batterieelektrischen Fahrzeuges durch prädiktives Thermomanagement*. Stuttgart: Springer Fachmedien Wiesbaden.
- Basler, A. (2015). *Eine modulare Funktionsarchitektur zur Umsetzung einer gesamtheitlichen Betriebsstrategie für Elektrofahrzeuge*. Karlsruhe: KIT Scientific Publishing .
- Braess, H. -H., & Seiffert, U. (2013). *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik 7. Auflage*. Deutschland: Springer Vieweg.
- Bubb, H., Großmann, H., Konorsa, R., Pecho, W., Plath, A., Reichhold, J., Wawzyniak, M. (2016). 6. Aufbau. In S. Pischinger, & U. Seiffert, *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik* (S. 709). Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden.
- Dohmann, J. (2016). *Thermodynamik der Kälteanlagen und Wärmepumpen*. Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg.
- Eck, B. (2013). *Ventilatoren*. Berlin Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg.
- EU Kommission. (2018). *EUR Lex*. Abgerufen am 29. März 2018 von <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/DE/TXT/?qid=1522252025906&uri=CELEX:32017R1151>
- Glöckler, M. (2017). *Grundlagen Automatisierung*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden.
- Gutruf, P., Martin, M., & Eibler, F. (1. Feber 2018). xEV-Betriebsstrategien im virtuellen Entwicklungsprozess. *ATZ-Automobiltechnische Zeitschrift*(2/2018), S. 47-48.
- Kampker, A., Vallee, D., & Schnettler, A. (2013). *Elektromobilität Grundlagen einer Zukunftstechnologie*. Berlin: Springer Vieweg.
- Karras, N. (2017). *Optimierung der Wärmeabfuhr eines Fahrzeug- Elektromotors und Auswirkungen auf den Gesamtkühlkreislauf*. Stuttgart: Springer Vieweg.
- Liebl, J., Lederer, M., Brandenburger, K. R., Biermann, J. W., Roth, M., & Schäfer, H. (2014). *Energiemanagement im Kraftfahrzeug*. Wiesbaden: Springer Vieweg.
- Magna. (12. April 2018). *KULI software*. Abgerufen am 12. April 2018 von <https://kuli.magna.com/index.php?id=33&L=2%27A%3D0>
- Pischinger, S., & Seiffert, U. (2016). *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik 8. Auflage*. Wiesbaden: Springer Vieweg.
- Renault. (2018). *My Renault ZOE electric car*. Abgerufen am 20. März 2018 von <http://myrenaultzoe.com/index.php/zoe-description/>.
- Rennsportshop. (2018). *Rennsportshop*. Abgerufen am 6. April 2018 von <https://www.rennsportshop.com/de-top-marken-spal-luefter-zubehoer-12v-fluegeldurchmesser-330mm-12S3601630-Spal-Khlerventilator-1630m-saugend.html>
- Siebenpfeiffer, W. (2013). *Energieeffiziente Antribstechnologien*. Stuttgart: Springer Vieweg.
- Siemens Industry Software NV. (2016). LMS Amehelp LMS Imagine.Lab Amesim 15.
- Stegmann, B. (2015). *Ein Beitrag zur Modellierungsgenauigkeit im Bereich eindimensionaler Simulation von PKW- Kühlsystemen*. Stuttgart: Springer Vieweg.

Literaturverzeichnis

- Wawzyniak, M., Art, L., Jung, M., & Ahmed, F. B. (1. September 2017). Thermomanagement als Grundvoraussetzung für die elektrische Mobilität . *Automobiltechnische Zeitschrift Ausgabe 9/2017*.
- Wiebelt, A., & Wawzyniak, M. (1. Juli 2013). Thermomanagement im elektrifizierten Antrieb. *MTZ-Motortechnische Zeitschrift, Ausgabe 7-8/2013*, S. 593.
- Zimmer, M. (2015). Durchgängiger Simulationsprozess zur Effizienzsteigerung und Reifegraderhöhung von Konzeptbewertungen in der Frühen Phase derProduktentstehung. Stuttgart: Springer Vieweg.

A. Anhang

A.1 Korrekturfaktoren Kälteanlage

Tabelle A.1-1: Korrekturfaktoren Kälteanlage

Untermmodell	Korrekturfaktor	Wert	Beschreibung
AC Circuit	H_pkt Compr out mean	10400	10400 ist der nach 1200s eingeschwingene Mittelwert des Enthalpiestromes nach Kompressor
	X_C_PWM_th_P	1,15	Korrekturfaktor für PWM to h_pkt Calc formel
	X_Cond_in_out	0,58526253	Enthalpiestromabfall in Kondensator
	X_Cond_to Cab	y_EXV1	Aufteilungsfaktor für Cabin Eingang, wird vom EXV1 Signal ersetzt
	X_Cab_in_out	1,54286349	Enthalpiestromabfall in Cabin
	X_Cond_to Batt	y_EXV2	Aufteilungsfaktor für Battery Eingang, wird vom EXV2 Signal ersetzt
	X_Batt_in_out	1,0783352	Enthalpiestromabfall in Batterie
Condenser	X_C_Cab	0,1	Gewichtungsfaktor für kabinentemperatur an für Wärmeabgabe an Radiator
	t_offset_cond out	4	Konstante für Temperaturanstieg im Kondensator
	X_C_Qext	0,33	Faktor für Enthalpiestromdifferenz die an Kühler HT abgeführt wird
Battery	X_Q_Batt	0,6	Korrektur des Wärmeeintrages vom chiller

A.2 Korrekturfaktoren Betriebsstrategie

Tabelle A.2-1: Korrekturfaktoren Betriebsstrategie

	increase	decrease	limit
Bauteil	X_C inc	X_C dec	X_C lim
Coolingpump powertrain	2	0,7	
Cooling pump Battery	2,1	0,8	
AC Compressor	2,2	0,7	
PTC Battery	3	0,9	
PTC Cabin	2	1	
Acceleration request			0,9