

Masterarbeit

# **THERMOMANAGEMENT EINES LASTKRAFTWAGENS MIT BRENNSTOFFZELLENANTRIEB**

Verfasser:  
Sebastian Roiser, BSc

zur Erlangung des akademischen Grades Diplomingenieur  
Masterstudium Wirtschaftsingenieurwesen - Maschinenbau

Eingereicht am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und  
Thermodynamik der Technischen Universität Graz

Betreuer:

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder  
Dipl.-Ing BSc Peter Reithuber  
Dipl.-Ing Dr.techn. Eberhard Schutting

Graz, März 2021





## **Vorwort**

Diese Arbeit entstand am Institut für Verbrennungsmaschinen und Thermodynamik (IVT) an der TU Graz. Aus einigen schon am Institut durchgeführten Untersuchungen zum Thermomanagement einer Brennstoffzelle ist die Idee entstanden eine Gesamtfahrzeugsimulation eines LKW mit Brennstoffzellenantrieb zu erarbeiten. Daraus resultierte die hier niedergeschriebene Masterarbeit.

Zu allererst will ich mich beim Institutsvorstand des IVT, Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder, für die Möglichkeit bedanken mein Masterstudium mit so einem spannenden Thema abzuschließen.

Des Weiteren gebührt ein großer Dank meinen Betreuern, Peter Reithuber und Eberhard Schutting, die mich in allen Belangen sowohl fachlich, als auch zwischenmenschlich bestmöglich unterstützt haben. Besonders wertgeschätzt habe ich den Austausch bei unseren zweiwöchentlichen Meetings, welche in Zeiten von Homeoffice und Kontaktbeschränkungen aufgrund der Corona-Pandemie umso wertvoller waren.

Zusätzlich möchte ich mich bei allen Bürokollegen für die fachlichen Diskussionen, kurzweiligen Mittagspausen und die Hilfeleistungen bei etwaigen Schwierigkeiten bedanken.

An dieser Stelle will ich mich bei meinen Eltern bedanken, die mir das Studieren an der Technischen Universität Graz überhaupt erst ermöglicht haben. Danke für eure Unterstützung!

Zu allerletzt möchte ich meiner Freundin danken, die mich schon während des Studiums, aber auch bei dieser Arbeit in jeder Sekunde und allen Belangen unterstützt hat.

# Inhaltsverzeichnis

FORMELZEICHEN, INDIZES UND ABKÜRZUNGEN .....	VI
EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG .....	XI
ZUSAMMENFASSUNG .....	XII
ABSTRACT.....	XIII
<b>1 EINLEITUNG .....</b>	<b>1</b>
MOTIVATION.....	1
ANTEIL DER EMISSIONEN VON SCHWEREN NUTZFAHRZEUGEN AN DEN GESAMTEMISSIONEN IN ÖSTERREICH....	1
ENERGIEDICHTE UND KOSTEN DER ENERGIETRÄGER DIESEL, WASSERSTOFF UND LITHIUM-IONEN-BATTERIE .	2
WELL-TO-TANK ANALYSE.....	3
TANK-TO-WHEEL ANALYSE .....	4
WELL-TO-WHEEL ANALYSE .....	5
BERECHTIGUNG EINES LKW MIT BRENNSTOFFZELLENANTRIEB GEGENÜBER EINES LKW MIT KONVENTIONELLEM DIESELMOTOR .....	5
THERMOMANAGEMENT EINES LKW MIT BRENNSTOFFZELLENANTRIEB .....	6
AUFGABENSTELLUNG .....	7
KAPITELÜBERSICHT .....	7
<b>2 THEORETISCHE GRUNDLAGEN – KOMPONENTEN .....</b>	<b>8</b>
2.1 POLYMERELEKTROLYTMEMBRAN (PEM) BRENNSTOFFZELLE.....	8
2.1.1 <i>Aufbau und Arbeitsprinzip</i> .....	8
2.1.2 <i>Strom-Spannungs-Kennlinie und Wirkungsgrad</i> .....	9
2.1.3 <i>Einflüsse der Betriebsparameter</i> .....	11
2.1.4 <i>Brennstoffzellenstapel (Stack)</i> .....	12
2.1.5 <i>Brennstoffzellensystem</i> .....	13
2.1.6 <i>Thermomanagement der Brennstoffzelle</i> .....	15
2.1.7 <i>Alterung der Brennstoffzelle</i> .....	17
2.2 LITHIUM-IONEN-BATTERIE.....	17
2.2.1 <i>Aufbau und Arbeitsweise</i> .....	18
2.2.2 <i>Definition wichtiger Kenngrößen</i> .....	20
2.2.3 <i>Einfluss der Temperatur</i> .....	20
2.2.4 <i>Gehäuseform</i> .....	21
2.2.5 <i>Alterung der Batterie</i> .....	23
2.2.6 <i>Thermomanagement der Batterie</i> .....	23
2.3 ELEKTRISCHE MASCHINEN .....	26
2.4 WECHSELRICHTER .....	28
2.5 KÜHLMITTELKÜHLER .....	28
2.6 DAUERBREMSYSTEME .....	30
<b>3 THEORETISCHE GRUNDLAGEN – SIMULATIONSMODELL .....</b>	<b>33</b>
3.1 ARCHITEKTUR DES SIMULATIONSFAHRZEUGS .....	33
3.2 LÄNGSDYNAMIKMODELL .....	34
3.2.1 <i>Luftwiderstand</i> .....	34
3.2.2 <i>Rollwiderstand</i> .....	34
3.2.3 <i>Steigungswiderstand</i> .....	35
3.2.4 <i>Beschleunigungswiderstand</i> .....	35
3.3 GANGSCHALTMODELL UND MODELLIERUNG DES ANTRIEBSSTRANGS .....	36
3.4 AUSLEGUNG DER BRENNSTOFFZELLE UND DER BATTERIE .....	36
3.4.1 <i>Brennstoffzelle</i> .....	37
3.4.2 <i>Batterie</i> .....	38
3.5 MODELLIERUNG DES KABINENLUFTPFADDES .....	39
3.6 MODELLIERUNG DES RETARDERS.....	41
3.6.1 <i>Thermisches Modell des Retarders</i> .....	41
3.7 KOPPELUNG DER KO-SIMULATION ZWISCHEN MATLAB UND KULI .....	42
3.8 MODELLIERUNG DER BRENNSTOFFZELLE.....	43
3.8.1 <i>Spannungsmodellierung</i> .....	44
3.8.2 <i>Berechnung der Leistung der BoP-Komponenten, Abwärmen der Brennstoffzelle und Verbrauch</i>	

<i>des Wasserstoffs in der Brennstoffzelle</i> .....	45
3.8.3 <i>Thermische Modellierung der Brennstoffzelle</i> .....	46
3.8.4 <i>Kühlkreislauf der Brennstoffzelle in KULLI</i> .....	47
3.9 MODELLIERUNG DER LITHIUM-IONEN-BATTERIE.....	50
3.9.1 <i>Spannungsmodellierung</i> .....	51
3.9.2 <i>Thermische Modellierung der Batterie</i> .....	52
3.9.3 <i>Kühlkreislauf der Batterie</i> .....	53
3.10 MODELLIERUNG DER E-MASCHINE UND DES INVERTERS .....	54
3.10.1 <i>Thermische Modellierung der E-Maschine</i> .....	55
3.10.2 <i>Kühlkreislauf der E-Maschine</i> .....	55
3.11 MODELLIERUNG DES KÄLTEMITTELKREISLAUFS .....	56
3.12 BERÜCKSICHTIGUNG DER ELEKTRISCHEN NEBENVERBRAUCHER .....	56
3.13 MODELLIERUNG DES LUFTPFADDES FÜR DIE WÄRMETAUSCHER VON BRENNSTOFFZELLE, BATTERIE UND E-MASCHINE .....	57
3.14 MODELLIERUNG DES VEREINFACHTEN KÜHLKREISLAUFS FÜR DIE PARAMETERVARIATION UND DIE KÜHLER AUSLEGUNG.....	58
3.15 BETRIEBSSTRATEGIE.....	60
3.15.1 <i>Brennstoffzellendynamische Betriebsstrategie</i> .....	60
3.15.2 <i>Brennstoffzellenstationärer Betrieb</i> .....	61
3.16 REGELSTRATEGIEN DER KÜHLKREISLÄUFE .....	61
3.16.1 <i>PI-Regelung</i> .....	62
3.16.2 <i>Kreislauf der Brennstoffzelle</i> .....	62
3.16.3 <i>Kreislauf der Batterie</i> .....	63
3.16.4 <i>Kreislauf der E-Maschine</i> .....	64
3.16.5 <i>Luftpfad der Kabine</i> .....	64
<b>4 ERKENNTNISSE.....</b>	<b>66</b>
4.1 VERWENDETE FAHRZYKLEN .....	66
4.2 TRAKTIONSLEISTUNGEN .....	67
4.3 ANALYSE DER BETRIEBSSTRATEGIEN.....	69
4.4 PARAMETERVARIATION DER KÜHLERFLÄCHE .....	74
4.5 AUSLEGUNG DER WÄRMETAUSCHER DER BRENNSTOFFZELLE UND DER E-MASCHINE .....	75
4.6 ERGEBNISSE DES BRENNSTOFFZELLENKREISLAUFS.....	77
4.6.1 <i>Thermisches Verhalten des Brennstoffzellenkreislaufs mit dem ausgelegten Kühler</i> .....	77
4.6.2 <i>Thermisches Verhalten des Brennstoffzellenkreislaufs mit einem standardmäßigen LKW-Kühler</i> .....	81
4.6.3 <i>Leistungsbilanz des Brennstoffzellensystems</i> .....	83
4.7 ERGEBNISSE DES BATTERIEKREISLAUFS.....	83
4.7.1 <i>Thermisches Verhalten der Lithium-Ionen-Batterie im Sommer</i> .....	84
4.7.2 <i>Thermisches Verhalten der Lithium-Ionen-Batterie im Winter</i> .....	86
4.7.3 <i>Variation der Orientierung des Aktivmaterials</i> .....	89
4.8 ERGEBNISSE DES KÜHLKREISLAUFS DER E-MASCHINE .....	91
4.8.1 <i>Thermisches Verhalten</i> .....	91
4.9 THERMISCHES VERHALTEN DES FAHRGASTRAUMS .....	93
4.9.1 <i>Thermisches Verhalten der Fahrgastzelle im Sommer</i> .....	94
4.9.2 <i>Thermisches Verhalten der Fahrgastzelle im Winter</i> .....	95
4.10 GESAMTFAHRZEUGBETRACHTUNG .....	97
4.10.1 <i>Energiebilanz im Sommer</i> .....	97
4.10.2 <i>Energiebilanz im Winter</i> .....	99
4.10.3 <i>Energiebilanz im Winter mit adaptierter Traktionsleistung</i> .....	101
<b>5 SCHLUSSFOLGERUNGEN UND AUSBLICK .....</b>	<b>103</b>
<b>LITERATURVERZEICHNIS .....</b>	<b>106</b>
<b>ANHANG.....</b>	<b>116</b>
PARAMETER DES FAHRZEUGS .....	116
PARAMETER DER BRENNSTOFFZELLE .....	116
PARAMETER DER BATTERIE .....	118
PARAMETER DER E-MASCHINE .....	119
PARAMETER DER FAHRGASTZELLE .....	120

---

**Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen**
**Lateinische Formelzeichen**

$a$	m/s <sup>2</sup>	Beschleunigung
$A$	m <sup>2</sup>	Fläche, Oberfläche, Querschnittsfläche
$c_p ; c_v$	J/(kg·K)	spezifische isobare; isochore Wärmekapazität
$C$	div	Konstante
$C_{\text{Dis}}$	Ah	Ladungsmenge Entladen
$C_N$	Ah	Aktuelle Ladungsmenge
$C_N$	Ah	Nennkapazität
$c_w$	-	Luftwiderstandsbeiwert
$d$	m	Durchmesser
$D$	m	Abstand
$E$	V	Zellspannung, elektrisches Potential, elektromotorische Kraft
$E^0$	V	Standardpotential
$E_H$	V	Heizwertspannung
$E_N$	V	Nernstspannung
$E_Z$	V	Zellspannung
$f_R$	-	Rollwiderstandsbeiwert
$F$	N	Kraft
$F_B$	N	Beschleunigungswiderstand
$F_L$	N	Luftwiderstand
$F_R$	N	Rollwiderstand
$F_S$	N	Steigungswiderstand
$\Delta_R G_m$	J	molare freie Bildungsenthalpie
$\Delta_R G_m^0$	J	Molare freie Bildungsenthalpie bei Standarddruck
$\Delta_R H_m^0$	J	molare Reaktionsenthalpie beim Standarddruck $p^0$
$H_u$	kJ/kg	spezifischer Heizwert (früher: unterer Heizwert)
$i$	A/cm <sup>2</sup>	Stromdichte
$I$	A	Stromstärke
$k$	W/(m <sup>2</sup> ·K)	Wärmedurchgangskoeffizient
$l$	m	Länge
$m$	kg oder mol	Masse
$\dot{m}$	kg/s	Massenstrom
$M$	g/mol	molare Masse
$M_d$	N·m	Drehmoment
$n$	(k)mol	Stoffmenge, Molzahl
$n$	-	Laufvariable; Anzahl
$N$	-	Anzahl der Teilchen
$p$	bar, Pa	Druck
$p^0$		Standarddruck / $p^0 = 1 \text{ atm} = 1,013 \text{ bar}$ häufig auch $p^0 = 1 \text{ bar}$
$p_i$	bar, Pa	Partialdruck der Komponente $i$
$P$	(k)W	Leistung
$Q$	C	elektrische Ladung
$Q$	J	Wärme
$R$	J/(kg·K)	spezifische Gaskonstante
$R$	$\Omega$	elektrischer Widerstand
$s$	m	Weg

$t$	°C	Celsius-Temperatur
$T$	K	thermodynamische Temperatur
$U$	V	elektrische Spannung
$v$	A	Überspannung
$v$	m/s	Geschwindigkeit
$V$	m <sup>3</sup>	Volumen
$V_m$	m <sup>3</sup> /kmol	Molvolumen
$W$	J	Arbeit
$W_{el}$	J	Elektrische Arbeit
$z$	-	Ladungszahl
$Z$	Ω	Impedanz

### Konstanten

$F = N_A \cdot e_0 = 96485$	As/mol	Faraday Konstante
$g = 9,8067$	m/s <sup>2</sup>	Erdbeschleunigung
$\sigma = 1,3807 \cdot 10^{-23}$	J/K	Boltzmann-Konstante
$R_m = N_A \cdot k_B = 8,3145$	J/(mol·K)	allgemeine (molare) Gaskonstante

### Griechische Formelzeichen

$\alpha$	W/(m <sup>2</sup> ·K)	Wärmeübergangskoeffizient
$\alpha$	°; rad	Steigung
$\delta$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte
$\varepsilon$	-	Leistungszahl; Emissionskoeffizient
$\eta$	-	Wirkungsgrad
$\eta_A$	V	Aktivierungsüberspannung
$\eta_D$	V	Diffusionsüberspannung
$\eta_e$	-	Effektiver Wirkungsgrad
$\eta_m$	-	mechanischer Wirkungsgrad
$\eta_R$	V	Reaktionsüberspannung
$\eta_{System}$	-	Systemwirkungsgrad
$\eta_{Stack}$	-	Stackwirkungsgrad
$\eta_{th}$	-	thermodynamischer Wirkungsgrad
$\eta_v$	-	Wirkungsgrad des vollkommenen Motors
$\eta_W$	V	Widerstandsüberspannung
$\eta_v$	-	Zellwirkungsgrad
$\lambda$	W/(m·K)	Wärmeleitfähigkeit
$\lambda_{Drehmasse}$	-	Drehmassenzuschlagsfaktor
$\mu$	J/mol	chemisches Potential
$v$	-	Geschwindigkeitsfunktion
$\nu = \eta/\rho$	m <sup>2</sup> /s	kinematische Zähigkeit, Viskosität
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte
$\tau$	s	Zeit
$\omega$	s <sup>-1</sup>	Winkelgeschwindigkeit
$\Phi$	-	Betriebscharakteristik
$\psi$	-	Druckzahl
$\emptyset$	-	Volumenstromzahl

## Operatoren und Bezeichnungen

$\sum$	Summe
$\Delta$	Differenz zweier Größen; Laplace-Operator
$\cdot$	zeitliche Ableitung

## Weitere Indices und Abkürzungen

$^0$	Standardzustand (z. B. $p^0 = 1$ bar Standarddruck)
$_0$	Bezugszustand (z. B. $p_0 = 1$ atm Bezugsdruck)
3D	dreidimensional
a	aus, außen, äußere
ab	abgeführt(e Wärme)
abs	absolut
akt	aktuell
Akt	Aktivierung
Bat	Batterie
BEV	Battery Electric Vehicle
BoP	Balance of Plant
BZ	Brennstoffzelle
chem	chemisch
CFD	Computational Fluid Dynamics
CO <sub>2</sub>	Kohlenstoffdioxid
COP	Coefficient of Performance
DIN	Deutsches Institut für Normung
Dis	Discharge (Entladen)
DOD	Depth of Discharge
e	ein, (Behälter-) Eintritt; eingebracht, effektiv
e <sup>-</sup>	Elektron
el	elektrisch, Elektron
eq	equivalent
E-Maschine	Elektrische Maschine
EM	Elektrische Maschine
EU	Europäische Union
FCEV	Fuel Cell Electric Vehicle
ges	gesamt
GDL	Gasdiffusionsschicht
CGH <sub>2</sub>	compressed gaseous hydrogen
Gegen	Gegenstromwärmetauscher
HSM	Hybrideregte Synchronmaschine
HT	Hochtemperatur
i	Laufvariable (1, 2, ..., k), innere
Init	Initial
k	Kilo (10 <sup>3</sup> ); Anzahl der Komponenten
km	Kilometer
konst	konstant
kWh	Kilowattstunde
K	Kabine
KM	Kühlmittel
Kond	Konduktion

---

Konv	Konvektion
Konz	Konzentration
Kreuz	Kreuzstromwärmetauscher
l	flüssig (liquid), Luft, Längen-
LCO	Lithium-Cobalt-Oxid
LFP	Lithium-Eisenphosphat
LH	Long Haul
Li-Ion	Lithium-Ionen
LKW	Lastkraftwagen
LTO	Lithium-Titanat
m	mittel; molar
max	maximal
min	minimal
m	Membran
MEA	Membrane Electrode Assembly
MOSFET	Metall-Oxid-Halbleiter-Feldeffekttransistor
n	nach
N	Nenn-
NCA	Lithium-Nickel-Cobalt-Aluminium-Oxid
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
NT	Niedertemperatur
o	obere
OCV	Offene Zellspannung
Ohm	Ohm'sch
pot	potentiell
PAFC	Phosphorsaure-Brennstoffzelle
PEMFC	Polymerelektrolytmembran-Brennstoffzelle
PSM	Permanenterregte Synchronmaschine
real	real
rel	relativ
s	fest (solid)
SEI	Solid Electrolyte Interface
SOC	State of Charge
SOFC	Oxidkeramik-Brennstoffzelle
SSM	Selbsterregte Synchronmaschine
st	stöchiometrisch
St	Stack
Str	Strahlung
THG	Treibhausgas
Transient,p	Transient, parallel
Transient,s	Transient, seriell
TtW	Tank-to-Wheel
u	untere, Umgebung
U	Umgebung
v	vor
vol	volumetrisch
VECTO	Vehicle Energy Consumption Tool
WLTP	Worldwide Harmonized Light-Duty Vehicles Test Procedure
WtT	Well-to-Tank
WtW	Well-to-Wheel
zu	zugeführt(e) (Wärme)



## **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.

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

Sebastian Roiser

Graz, Datum

## Zusammenfassung

Um den Klimawandel zu verlangsamen, werden durch die europäische Gesetzgebung ab 2025 die CO<sub>2</sub>-Emissionen schwerer Nutzfahrzeuge geprüft. Bis 2030 müssen die durch die Flotte emittierten CO<sub>2</sub>-Emissionen um 30 % reduziert werden. Eine Möglichkeit dieses Ziel zu erreichen, kann der Einsatz eines LKWs mit Brennstoffzellenantrieb darstellen. Dieses Antriebskonzept produziert lokal keine Emissionen. Der für den Brennstoffzellenantrieb benötigte Brennstoff, Wasserstoff, kann dabei im besten Fall emissionsfrei aus Sonnenenergie gewonnen werden.

Die Anwendung eines Brennstoffzellenantriebes im schweren Nutzfahrzeugbereich ist noch nicht ausgiebig erforscht und bringt einige Herausforderungen mit sich. Die zwei größten Herausforderungen im Thermomanagement der Brennstoffzelle sind dabei die hohen abzuführenden Wärmemengen und das niedrige Temperaturniveau des Kühlmittels. Die durch das Kühlmittel abzuführenden Wärmemengen können im schlechtesten Fall genauso hoch sein wie die durch die Brennstoffzelle bereitgestellte Effektivleistung. Dabei muss das Temperaturniveau des Kühlmittels im Bereich von 60-80 °C gehalten werden. Eine weitere Herausforderung ist die Betriebsstrategie der Brennstoffzelle. Lastwechsel, wie auch Start-Stop Operationen schädigen die Brennstoffzelle übermäßig, wodurch ein stationärer Betrieb vorzuziehen ist. Da die Leistungsanforderung am Rad jedoch dynamisch vorliegt, muss die von dem stationären Betrieb der Brennstoffzelle fehlende Leistung durch eine Batterie bereitgestellt werden. Im Falle einer Lithium-Ionen-Batterie ist zur Vermeidung einer übermäßigen Alterung die Einhaltung des Temperaturbereichs von 20-40 °C essenziell. Um dies zu gewährleisten, ist der Einsatz eines aufwendigen Thermomanagements notwendig.

Ziel dieser Arbeit ist es aus öffentlich zugänglicher Literatur eine Gesamtfahrzeugsimulation aufzubauen. Die Simulation ist dabei als Ko-Simulation mit den Programmen MATLAB Simulink und KULI ausgeführt. Die rückwärtsrechnende Fahrzeugsimulation errechnet die an der E-Maschine anliegende Leistung aus dem Geschwindigkeitsprofil und der Steigung des Fahrzyklus. Je nach Betriebsstrategie wird die elektrische Leistung der E-Maschine und der Nebenaggregate auf die Brennstoffzelle oder die Batterie aufgeteilt. In der Gesamtfahrzeugsimulation werden die Temperierung von E-Maschine, Brennstoffzelle, Batterie und der Fahrgastkabine berücksichtigt. Alle vier Teilsysteme erfordern eine Temperierung auf verschiedenen Temperaturniveaus und dadurch auch unterschiedliche Betriebsstrategien. Dadurch wird auch für jedes Subsystem ein eigener Kreislauf modelliert. Die Kopplung einiger Kreisläufe ermöglicht beispielsweise die Abwärmenutzung der Brennstoffzelle zur Beheizung der Fahrgastkabine.

Die Fahrzeugsimulation wird mit zwei klimatischen Randbedingungen, eine für den Sommer und eine für den Winter ausgeführt. Dabei werden zwei Fahrzyklen berücksichtigt. Zum einen ein Überlandzyklus und zum anderen ein Hochlast Zyklus, der eine lange Bergaufpassage beinhaltet. Es wird eine Analyse der Betriebsstrategie der Brennstoffzelle durchgeführt. Dabei wird zwischen einer brennstoffzellendynamischen und einer brennstoffzellenstationären Strategie unterschieden. Letztere erwies sich als vorteilhafter und wurde zur Evaluierung der Kühlkreisläufe verwendet. Die Wärmetauscher und Kühlmittelpumpen der Kreisläufe wurden mittels einer Optimierung in KULI ermittelt. Dabei muss die Kühlerfläche der Brennstoffzelle rund 1,3 m<sup>2</sup> betragen. Die Evaluierung der Kühlkreisläufe bestätigte die Leistungsfähigkeit des Thermomanagement-Konzepts. In einer abschließenden Energiebilanz wurde ein Gesamtfahrzeugwirkungsgrad von 40,19 % Prozent im Sommer und 40,39 % im Winter festgestellt.

---

## Abstract

To slow down climate change, European legislation has decided to examine the CO<sub>2</sub>-emissions of heavy-duty trucks from 2025 on. As a result of this, the fleet consumption must be reduced by 30% until 2030. One way to achieve this goal is to use a truck with a fuel cell drive, since this concept does not produce any emissions locally. The fuel required for the fuel cell drive, which is hydrogen, can be obtained emission-free from solar energy in the best case.

The use of a fuel cell drive in heavy-duty trucks is still fairly new and brings some challenges with it. The two biggest challenges in thermal management of the fuel cell are the high amounts of heat to be dissipated and the low temperature level of the coolant. In the worst case, the amounts of heat, dissipated by the coolant, can be just as high as the effective power provided by the fuel cell. The temperature level of the coolant must be kept in the range of 60-80 °C. Another challenge is the fuel cell operating strategy. Load changes as well as start-stop operations damage the fuel cell excessively, therefore favours a stationary operation. However, since the power demand on the wheel is dynamic, the power missing from stationary operation of the fuel cell must be provided by a lithium-ion-battery. This battery must be operated in the temperature range of 20-40 °C to avoid excessive aging and thus implies the use of a complex thermal management.

The aim of this work is to build a complete vehicle simulation from publicly available literature. The simulation is carried out as a co-simulation with both programs MATLAB Simulink and KULI. The backward-calculating vehicle simulation computes the power applied to the electric motor from the speed profile and the gradient of the driving cycle. Depending on the operating strategy, the electrical power of the electric motor and the auxiliary components is divided between the fuel cell and the battery. The temperature control of the electric motor, fuel cell, battery and the truck cabin are considered in the overall vehicle simulation. All of the subsystems require temperature control at different levels and therefore also different operating strategies. This means that each subsystem has a separate cooling cycle. However, some circuits are coupled with one another, which enables for example to use the waste heat from the fuel cell to heat the truck cabin.

The vehicle simulation is carried out with two climatic boundary conditions, one for summer and one for winter. Two driving cycles are considered. On the one hand, an overland cycle and, on the other hand, a high-load cycle that includes a long uphill section. An analysis of the fuel cell's operating strategy has been carried out. A distinction has been made between a fuel cell dynamic and a fuel cell stationary strategy. The latter proved to be more beneficial and was used to evaluate the cooling circuits. The heat exchangers and coolant pumps of the circuits were determined by means of an optimization in KULI. The cooler surface of the fuel cell has to be around 1.3 m<sup>2</sup>. The evaluation of the cooling circuits confirmed the performance of the thermal management concept. In the final energy balance, an overall vehicle efficiency of 32.99 % in summer and 33.16 % in winter was determined.



# 1 Einleitung

## Motivation

Die Folgen des Klimawandels sind in Österreich schon heute deutlich spürbar. Hitzetage und Tropennächte nehmen zu, es kommt immer häufiger zu lokalen Starkniederschlägen und im Winter steigen Niederschläge in Form von Regen, um nur ein paar der zahlreichen Folgen zu erwähnen [83].

Im Schnitt stieg die durchschnittliche Temperatur in Österreich im Zeitraum von 2009-2019 um 1 °C gegenüber dem Mittel von 1981-2010 [50]. Seit 1880 ist der Temperaturanstieg in Österreich etwa mit 2 °C doppelt so hoch wie das globale Mittel. Die Ursache dafür ist, dass sich die Lufttemperatur über Landflächen rascher erwärmt als über den thermisch trägeren Ozeanen. [83]

Der Temperaturanstieg in Österreich führt auch zu ökonomischen Folgen. Diese sind unter anderem im Wintertourismus spürbar. In dieser Branche müssen durch die erhöhten Temperaturen Pisten beschneit werden, was zu Mehrkosten führt [83].

Steininger beziffert die Folgekosten durch klimawandelbedingte Schäden und Verluste in Österreich im Jahresdurchschnitt mit zumindest €2 Milliarden. Diese werden laut Steininger noch signifikant steigen, sollte es nicht zu markanten Emissionsreduktionen kommen [74].

Die schweren Nutzfahrzeuge tragen nicht unwesentlich zu den Treibhausgas-Emissionen bei. Eine detaillierte Aufschlüsselung wird im nächsten Absatz beschrieben.

## Anteil der Emissionen von schweren Nutzfahrzeugen an den Gesamtemissionen in Österreich

Laut Umweltbundesamt der Republik Österreich war der Sektor Verkehr 2018 für 30,4 % der gesamten Treibhausgas-Emissionen in Österreich verantwortlich. Der Anteil des Güterverkehrs lag 2018 bei 11,1 % der gesamten Treibhausgasemissionen in Österreich. Wird der Anteil des Güterverkehrs weiter in leichte und schwere Nutzfahrzeuge aufgeteilt, ergibt sich eine Verteilung von 19 zu 81 %. Somit verursachten die schweren Nutzfahrzeuge 2018 in Österreich 9 % der gesamten Treibhausgasemissionen. In absoluten Zahlen emittieren schwere Nutzfahrzeuge im Jahr 2018 7.081.000 t Treibhausgas-Emissionen [83].

Daraus lässt sich ableiten, dass die Reduktion der emittierten Emissionen im schweren Nutzfahrzeuggbereich einen nicht unwesentlichen Einfluss auf die Senkung der Gesamtemissionen hat.

Bei Betrachtung der LKW-Antriebssysteme, werden aktuell 92,9 % der LKWs in Deutschland mit Diesel betrieben. Der Anteil an LKW mit elektrischem oder hybridem Antrieb liegt mit 1. Jänner 2020 bei 0,76 % [41].

## Energiedichte und Kosten der Energieträger Diesel, Wasserstoff und Lithium-Ionen-Batterie

Ein Grund, warum der Großteil der Lastkraftwagen mit Diesel betrieben wird, ist in Abbildung 1-1 dargestellt. Im linken Balkendiagramm sind die Kosten in Euro pro Kilowattstunde aufgetragen. Diesel und Strom sind hier beinahe auf demselben Preisniveau. Für Wasserstoff erhob [46] 2019 einen Preis von 8 \$/kg, nimmt jedoch an, dass sich der Wasserstoffpreis bis 2029 aufgrund von Entwicklungen in der Speicherung und dem Transport, wie auch der Hochskalierung der Erzeugung halbiert. Eine weitere Studie analysierte den Wasserstoffpreis nach der Herstellungsart. Im Jahre 2018 kostet laut [28] Wasserstoff aus fossilen Quellen im Schnitt 2 \$/kg, aus Solarenergie 6 \$/kg und aus Windenergie 4,5 \$/kg. Bis 2050 wird der Preis für Wasserstoff aus fossilen Quellen gleichbleiben, die Herstellung aus Solarenergie wird sich auf 2 \$/kg und aus Windenergie auf 1 \$/kg verringern. Für den Vergleich in Abbildung 1-1 wird der Wasserstoffpreis mit 4,5 \$/kg angenommen.

Bei Betrachtung des rechten Balkendiagramm, erschließt sich der Vorteil von Diesel gegenüber Wasserstoff bzw. Lithium-Ionen-Batterien in dessen überlegener volumetrischer Energiedichte. Im mittigen Diagramm weist Wasserstoff die höchste Energiedichte auf, dieser Wert ist jedoch nur bedingt aussagekräftig. Eine bessere Vergleichbarkeit der volumetrischen Energiedichte liefert das rechte Balkendiagramm in Abbildung 1-1. Unter anderem wird hier die Problematik der Speicherung von Wasserstoff sichtbar, was die ähnliche volumetrische Energiedichte zur Lithium-Ionen-Batterie verdeutlicht.

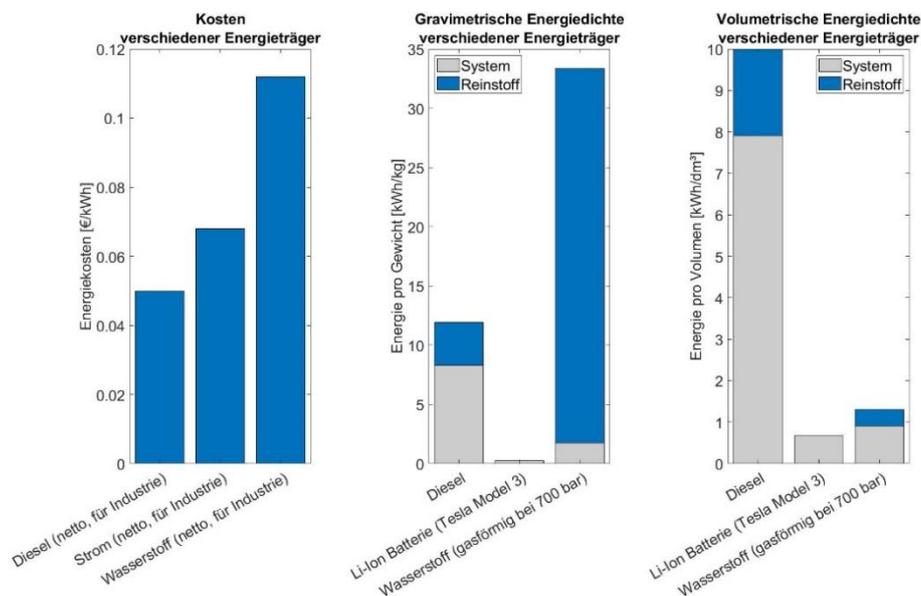


Abbildung 1-1 Vergleich der Energiedichten und Kosten [38], [17], [73]

Die Vergleiche in Abbildung 1-1 zeigen nicht wie die Energie im jeweiligen Fahrzeug umgesetzt wird. Da sich in der Energieumsetzung deutliche Unterschiede ergeben wird im folgenden Kapitel eine Well-to-Wheel Analyse für schwere Nutzfahrzeuge durchgeführt. Dabei wird ein Diesel-LKW mit einem schweren BEV (Battery Electric Vehicle) und einem schweren FCHEV (Fuel Cell Hybrid Electric Vehicle) verglichen. Relevante technische Daten der Fahrzeuge sind in Tabelle 1-1 ersichtlich. Das BEV hat dabei ein höheres Leergewicht aufgrund der großen Batterie [63].

Tabelle 1-1 Technische Daten der Vergleichsfahrzeuge

	Diesel LKW	BEV	FCHEV
Leergewicht Zugmaschine [kg] (90 % Kraftstoff + Fahrer)	7550	12761	6867
Leergewicht Anhänger [kg]	7500	7500	7500
Maximale Nutzlast [kg]	24950	19739	25633
Leistung [kW]	325	325	325
Verwendeter Kraftstoff	Diesel B7*	Strommix EU28	CGH <sub>2</sub> **
Größe der Traktionsbatterie [kWh]	-	840	20
Quelle	[63]	[63]	[63]

\*Diesel nach EN590 mit bis zu 7 % Biodieselanteil

\*\*Gasförmiger Wasserstoff auf 700 bar verdichtet

Die Well-to-Wheel (WtW) Analyse wird zur besseren Nachvollziehbarkeit in eine Well-to-Tank (WtT) und Tank-to-Wheel (TtW) Analyse unterteilt. Die CO<sub>2</sub>-equivalenten Emissionen werden in den kommenden Analysen als Treibhausgas (THG) Emissionen bezeichnet.

### Well-to-Tank Analyse

Well-to-Tank bedeutet im Falle des Diesel-LKW vom Bohrloch bis zum Tank. Im Falle des BEV bedeutet WtT von der Erzeugung des Stromes bis zur Ladesäule. Es wird dabei der europäische Strommix zur Berechnung der THG Emissionen herangezogen. Im Falle des FCHEV bedeutet WtT die Erzeugung des Stromes, gefolgt von einer Elektrolyse und der Komprimierung des Wasserstoffs auf 700 bar. Es wird ebenso der europäische Strommix zur Emissionsberechnung herangezogen und davon ausgegangen, dass die Elektrolyse an der Tankstelle erfolgt. Somit werden Verluste und Emissionen durch Transporte vermieden.

Analysiert wird zum einen der Wirkungsgrad bzw. der Energieverbrauch der Wirkkette WtW, zum anderen jedoch auch die THG Emissionen, die beim Bereitstellen des Energieträgers emittiert werden.

In Abbildung 1-2 ist die WtT Analyse grafisch dargestellt. Laut [38] schneidet der Energieträger Diesel mit bis zu 85 % Wirkungsgrad und etwa 54 g/kWh THG Emissionen am besten ab. Am zweitbesten schneidet der Strom ab. Die Erzeugung des Stromes erfolgt laut [38] im europäischen Strommix mit 48 % Wirkungsgrad. Treibhausgase werden bei der Stromerzeugung laut [21] 275 g/kWh emittiert. Dieser Wert entspricht dem europäischen Strommix im Jahr 2019. Der Wirkungsgrad der Elektrolyse beträgt laut [69] rund 80 % und die Verluste durch das Verdichten des Wasserstoffs auf 700 bar entsprechen laut [38] rund 7 % des Heizwerts. Die Treibhausgase des Stromes für die Elektrolyse entsprechen dem europäischen Strommix. Aufgrund der zusätzlichen Aufwände durch die Elektrolyse und das Verdichten sinkt der Gesamtwirkungsgrad der Wasserstoffherstellung und die THG-Emissionen steigen.

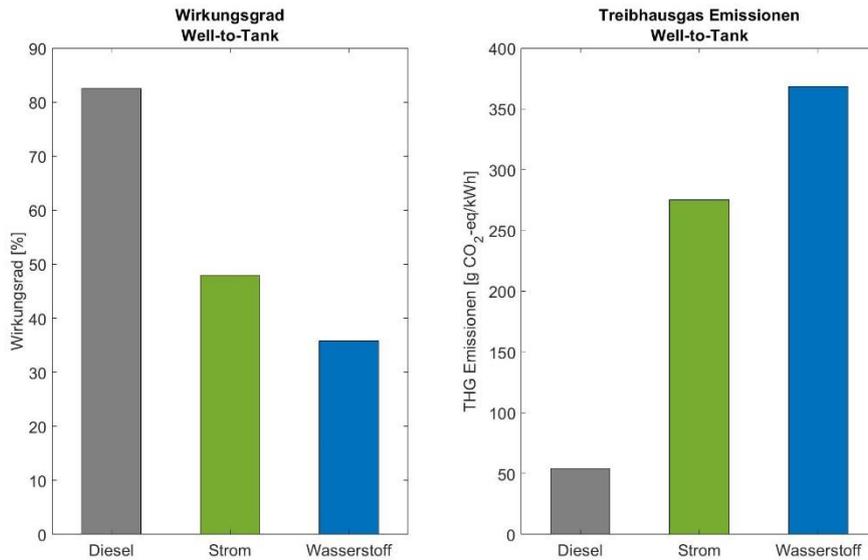


Abbildung 1-2 Well-to-Tank Analyse [38],[21]

### Tank-to-Wheel Analyse

Die Tank-to-Wheel Analyse bezieht sich laut [38] bei Diesel-Fahrzeugen oder FCHEVs auf die Energieumsetzung vom Tank auf die Straße und bei BEVs von der Ladesäule auf die Straße. Der Wirkungsgrad aller Antriebskonzepte lässt sich gleich definieren, nämlich als Verhältnis von geleisteter Arbeit zu aufgewendeter Energie. Die THG Emissionen sind die lokal emittierten Emissionen während der Fahrt. Laut [15] werden BEV, wie auch FCHEV gemäß Gesetzgebung mit THG Emissionen von 0 g CO<sub>2</sub>-eq/km im NEFZ (Neuer europäischer Fahrzyklus) -, bzw. WLTP (Worldwide Harmonized Light-Duty Vehicles Test Procedure) - Fahrzyklus abgenommen.

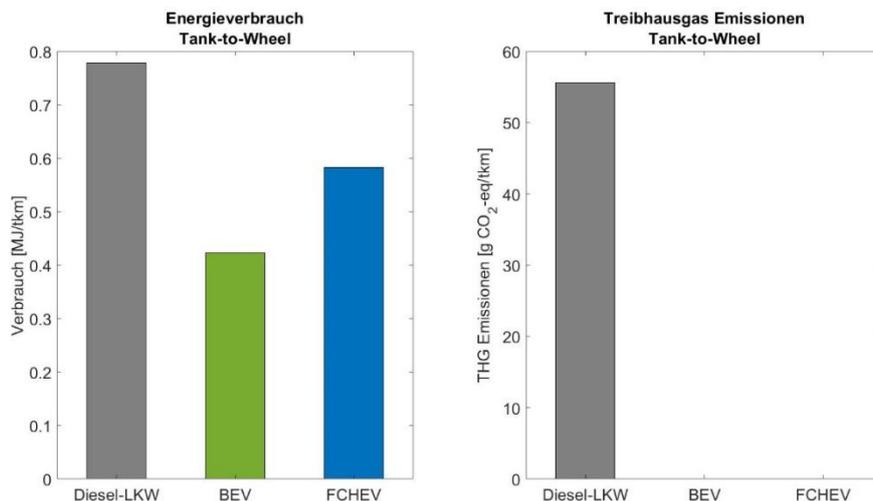


Abbildung 1-3 Tank-to-Wheel Analyse [63]

In Abbildung 1-3 sind aus [63] zum einen der Energieverbrauch in Megajoule pro Tonnen Kilometer, zum anderen die THG-Emissionen in g CO<sub>2</sub>-equivalent pro Tonnen Kilometer angegeben. Wie im letzten Absatz beschrieben, emittieren BEV und FCHEV keine CO<sub>2</sub>-Emissionen. Der in [63] verwendete Prüfzyklus ist für alle drei Fahrzeugtypen gleich. Die Nutzlast fällt mit 13064 kg für das BEV und 14290 kg für das FCHEV und den Diesel-LKW unterschiedlich aus. Der Diesel-LKW emittiert in der Betrachtung von [63] 50,66 g CO<sub>2</sub>-eq/tkm.

## Well-to-Wheel Analyse

Aus der Kombination der WtT und der TtW Analyse ergeben sich die in Abbildung 1-4 dargestellten Werte des Energieverbrauchs und der Treibhausgase für die WtW Analyse. An dieser Stelle ist noch anzumerken, dass bei der WtW Analyse die Emissionen der Produktion oder dem Recycling der Produkte anfallen, nicht berücksichtigt werden.

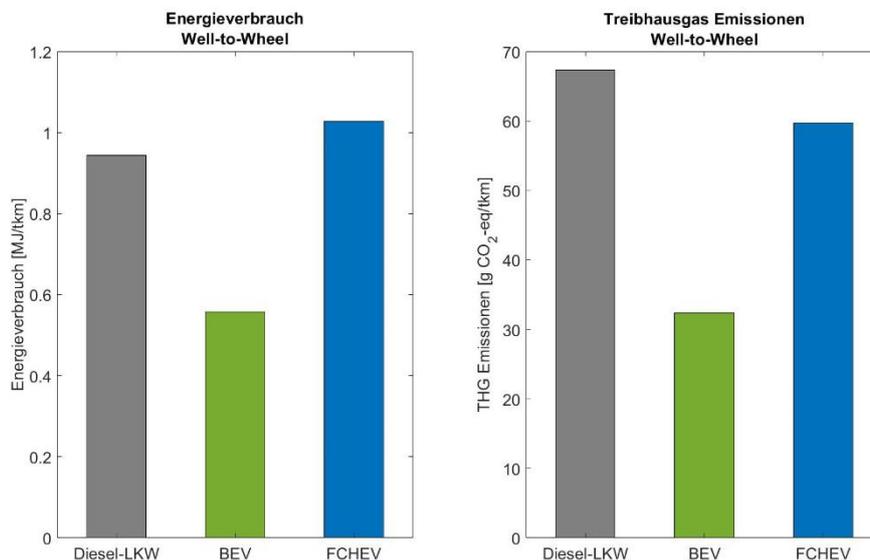


Abbildung 1-4 Well-to-Wheel Analyse [38],[21],[63]

## Berechtigung eines LKW mit Brennstoffzellenantrieb gegenüber eines LKW mit konventionellem Dieselmotor

Bei einem Vergleich der Well-to-Wheel Analyse entsteht der Eindruck, dass das FCHEV dem Diesel-LKW überlegen ist. Dies hängt jedoch stark von der Herstellung des Wasserstoffs ab. Würde der Strom für die Elektrolyse von Braunkohlekraftwerken bereitgestellt werden, wären die Well-to-Wheel Emissionen des FCHEV laut [38] 4,5 Mal so hoch wie bei Strom aus dem europäischen Mix. Im weiteren Vergleich des FCHEV mit dem BEV, erweist sich der batterieelektrische Antrieb als beste Option.

Wird die gravimetrische Energiedichte der jeweiligen Speicher berücksichtigt, ist der batterieelektrische Antrieb die schlechteste Option. Bei dem reinelektrischen Antrieb müsste der Energiespeicher rund 7 t wiegen. Verglichen dazu muss der Energiespeicher (Reinstoff+System) des Diesel-Antriebes rund 0,5 t und der des Brennstoffzelle-Antriebes rund 1,9 t wiegen. Das Volumen des Energiespeichers (Reinstoff+System) müsste bei einem reinelektrischen Antrieb rund 2,6 m<sup>3</sup>, bei einem Diesel-Antrieb rund 0,5 m<sup>3</sup> und bei einem Brennstoffzellen-Antrieb rund 3,6 m<sup>3</sup> betragen. Diesen Berechnungen liegt die Annahme zugrunde, dass eine mittlere mechanische Leistung von 150 kW am Motor während einer Strecke von 800 km anliegt. Die mittlere Geschwindigkeit auf dieser Strecke wird mit 72 km/h angenommen. Des Weiteren ergibt sich laut [30] für den Diesel-Motor eines vollbeladenen Sattelzuges ein mittlerer Wirkungsgrad von 44,2 %. Für den Wirkungsgrad des Elektromotors ergibt sich laut [58] ein mittlerer Wirkungsgrad von 96 %. Ein Wirkungsgrad von 96 % wurde für die Batterie aus [65] errechnet. Der maximale Systemwirkungsgrad einer Brennstoffzelle beträgt laut [31] 53,8 %.

Des Weiteren spricht auch der Brennstoff, Wasserstoff, für die Brennstoffzelle, welcher lokal keine THG Emissionen freisetzt. Die Herstellung von Wasserstoff ist dagegen emissionsbehaftet. Je nach Typ der Herstellung variieren die Emissionen zwischen 1000 g CO<sub>2</sub>-eq/kWh, wenn der Strom für die Elektrolyse aus Braunkohle gewonnen wird und 20 g

CO<sub>2</sub>-eq/kWh bei Strom aus Windenergie. [38] Bei der Dampfreformierung aus Erdgas betragen die THG-Emissionen laut [35] 30 bis 35 g CO<sub>2</sub>-eq/kWh bei Berücksichtigung des europäischen Gas-Mix.

Darüber hinaus kann die Erzeugung von Wasserstoff durch Elektrolyse dazu beitragen überschüssige elektrische Energie aus dem Stromnetz zu puffern. Dies ist allgemein als Power-to-Gas bekannt und kann einen wesentlichen Beitrag leisten die auftretende Fluktuation im Stromnetz besser zu beherrschen [38].

Ab 2025 werden die Abgasnormen für schwere LKWs verschärft. Laut [22] müssen die durch die Flotte emittierten CO<sub>2</sub>-Emissionen bis 2025 um 15 % und bis 2030 um 30 % gesenkt werden. Die Aufnahme von FCHEV in die LKW-Flotte kann maßgeblich dazu beitragen dieses Ziel zu erreichen, da ein FCHEV per Definition im WLTP-Fahrzyklus keine Emissionen ausstößt [15].

### **Thermomanagement eines LKW mit Brennstoffzellenantrieb**

Das Thermomanagement eines LKW mit Brennstoffzelle ist besonders fordernd, da nicht nur die abzuführende Wärmemenge der Brennstoffzelle hoch ist, sondern auch das Temperaturgefälle zwischen dem Brennstoffzellenkühlmittel und der Umgebung deutlich geringer als bei der Verbrennungskraftmaschine ist [33].

PEM (Polymerelektrolytmembran) Brennstoffzellen erreichen einen Stack-Wirkungsgrad von 50-75 % und einen System-Wirkungsgrad von 45-60 %. So muss im ungünstigsten Fall 50% der zugeführten Energie in Form von Wärme abgeführt werden. Da die Arbeitstemperatur der Brennstoffzelle zwischen 60 und 85 °C liegt, kann nur ein kleiner Anteil der Wärme über die Abgasenthalpie abgeführt werden [38].

Im Vergleich dazu beträgt der Wärmeanteil, der bei der Diesel-Verbrennungskraftmaschine durch das Abgas abgeführt wird, laut [80] 30-36 % der zugeführten Brennstoffleistung. Der Anteil, der über das Kühlmittel abgeführt wird beträgt 10-18 % der zugeführten Brennstoffleistung. Daraus geht hervor, dass durch das Thermomanagement der Brennstoffzelle ein sehr großer Wärmeanteil über das Kühlmittel und in weiterer Folge über die Kühler an die Umgebung abgegeben werden muss.

Bei einem Vergleich der Betriebstemperatur der Brennstoffzelle aus [38] mit der maximal zulässigen Betriebstemperatur einer Diesel-Verbrennungskraftmaschine, fällt diese laut [33] bei Nutzfahrzeugen mit bis zu 110 °C in der Teillast deutlich höher aus. Demnach beträgt das Temperaturgefälle bei einer Umgebungstemperatur von 40 °C bei der Diesel-Verbrennungskraftmaschine um rund 67 % mehr als bei der Brennstoffzelle.

Folglich der hohen Abwärmemengen der Brennstoffzelle, die durch das Kühlsystem abgeführt werden müssen, und dem geringeren Temperaturgefälle zur Umgebung wird der Einsatz eines standardmäßigen LKW-Kühlsystems im LKW mit Brennstoffzellenantrieb nicht ausreichen.

In dieser Arbeit werden Ansätze erarbeitet, mit denen die höheren Abwärmemengen durch das Kühlsystem bewältigt werden können und eine grobe Auslegung für einen LKW mit Brennstoffzellenantrieb durchgeführt.

## **Aufgabenstellung**

Ziel dieser Arbeit ist die Entwicklung einer Gesamtfahrzeugsimulation eines LKWs mit Brennstoffzellenantrieb in MATLAB Simulink. Dabei sollen thermische Modelle der Brennstoffzelle, der Batterie, der E-Maschine und der Fahrgastkabine mit den dazugehörigen Kühlkreisläufen erarbeitet und analysiert werden. Das Fahrzeugmodell muss echtzeitfähig sein um das Thermomanagement der Kühlkreisläufe, für die es nötig ist, eine Regelstrategie zu entwickeln, bewerten zu können. Um die Leistungsanforderung der Batterie und der Brennstoffzelle zu berechnen, bedarf es einem Längsdynamikmodell. Betriebsstrategien sollen außerdem für die Brennstoffzelle entwickelt werden, um diese hinsichtlich Effizienz und Schädigung zu bewerten. Alle relevanten elektrischen Verbraucher werden im Fahrzeug miteinbezogen, um die Effizienz des Gesamtfahrzeugs zu evaluieren.

## **Kapitelübersicht**

Im zweiten Kapitel werden die theoretischen Grundlagen der in der Simulation eingesetzten Komponenten näher erläutert. Dabei wird auf die Brennstoffzelle, sowie die Lithium-Ionen-Batterie vertieft eingegangen. Neben dem Aufbau und der Arbeitsweise von Brennstoffzelle und Batterie wird auch auf die benötigten Betriebsbedingungen eingegangen.

Kapitel drei beinhaltet den eigentlichen Aufbau der Gesamtfahrzeugsimulation. Dabei werden der Aufbau der Simulation in MATLAB Simulink, wie auch in KULI beschrieben. Ein besonderes Augenmerk wird auf die Brennstoffzelle und die Batterie gelegt. Zudem wird eine Betriebsstrategie für die Brennstoffzelle und eine Regelstrategie für die Kühlkreisläufe erarbeitet.

Im vierten Kapitel werden zwei unterschiedliche Betriebsstrategien der Brennstoffzelle verglichen und eine optimale Strategie erarbeitet. Auf Grundlage dieser Betriebsstrategie erfolgt eine Auslegung des Kühlkreislaufes für die Brennstoffzelle und E-Maschine. Mit dem ausgelegten System werden die Kühlkreisläufe der verschiedenen Systeme analysiert und interpretiert. Zu allerletzt wird eine Energiebilanz des Gesamtfahrzeugs durchgeführt mit der Aussagen über den Gesamtwirkungsgrad des Fahrzeugs getroffen werden können.

Im letzten Kapitel wird die Masterarbeit zusammengefasst und ein Ausblick auf weitere Arbeitsschritte gegeben.

## 2 Theoretische Grundlagen – Komponenten

Im zweiten Kapitel werden die Grundlagen zu einigen Komponenten, die für die Simulation benötigt werden, nähergebracht.

### 2.1 Polymerelektrolytmembran (PEM) Brennstoffzelle

Eine Brennstoffzelle ist ein elektrochemischer Energiewandler, welcher die chemische Energie eines Brennstoffs in einem Oxidationsprozess in elektrische Energie umwandelt. Die Reaktanten werden kontinuierlich zu- und abgeführt. In der Zelle findet eine Redoxreaktion statt, bei der durch einen Elektronenfluss elektrische Arbeit verrichtet wird. Neben der in dieser Arbeit verwendeten Brennstoffzellenart, der Polymerelektrolytmembran Brennstoffzelle, die mit Wasserstoff betrieben wird, gibt es auch Brennstoffzellen, die mit Methanol oder Erdgas betrieben werden. Die PEM Brennstoffzellen wird weiter in Niedertemperatur (NT)- und ab 200 °C Hochtemperatur (HT)-PEM Brennstoffzellen unterschieden [38].

In mobilen Anwendungen werden vorwiegend NT-PEM Brennstoffzellen eingesetzt. Da sich diese Arbeit auf eine Brennstoffzelle bezieht, die in einem LKW eingesetzt wird, wird nur auf die NT-PEM Brennstoffzelle in den nächsten Kapiteln näher eingegangen.

Die Grundlagen der Brennstoffzellentechnologie werden dabei aus [38] und [42] entnommen.

#### 2.1.1 Aufbau und Arbeitsprinzip

Eine Brennstoffzelle besteht generell aus Anode und Kathode, die mittels eines Elektrolyten getrennt sind. Der Elektrolyt ist, wie in Abbildung 2-1 ersichtlich, als protonenleitfähige Membran ausgeführt. An den Elektrolyten grenzen die zwei Elektroden Kathode und Anode, die jeweils mit einem Katalysator beschichtet sind. Zwischen Strömungskanal und Elektrode befindet sich die Gasdiffusionsschicht, über die der Wasserstoff und Sauerstoff zu- und das Produktwasser abgeführt werden. In Serie geschaltete Brennstoffzellen werden mittels Mono- oder Bipolarplatten getrennt, in denen in der Regel auch der Kühlkanal verläuft.

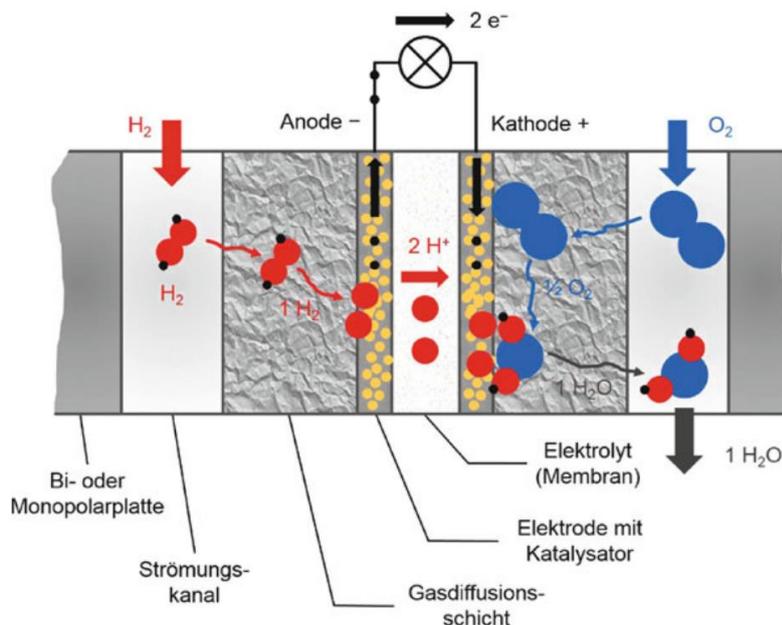


Abbildung 2-1 Aufbau und Prinzip einer Brennstoffzelle [38]

An der Anodenseite wird der Wasserstoff über die Strömungskanäle zugeführt und diffundiert über die Gasdiffusionsschicht bis an die Anode. Dort wird der Wasserstoff mittels des Katalysators zu zwei  $H^+$ -Ionen oxidiert, wobei zwei Elektronen abgegeben werden. Die zwei Wasserstoff-Protonen werden durch die protonendurchlässige Membran auf die Kathodenseite

transportiert, die zwei Elektronen werden von der Anode abgeleitet und gelangen über den äußeren Stromkreis zur Kathode.

Die Oxidation an der Anode lautet:



An der Kathodenseite wird das Oxidationsmittel Sauerstoff über die Strömungskanäle zugeführt und über die Gasdiffusionsschicht an die Kathode diffundiert. An der Kathode wird der Sauerstoff mithilfe eines Katalysators durch Aufnahme von zwei Elektronen reduziert und mit den zwei Wasserstoff Protonen zu einem Wassermolekül verbunden.

Die Reduktion an der Kathode lautet:



Die Reaktion an der Kathode läuft, wie in Abbildung 2-2 dargestellt, in der Dreiphasengrenze ab. Hier treffen der sauerstoffhaltige Gasraum, der Katalysator (Beschleunigung der Reaktion und Elektronenleitung) und das Ionomer ( $H_2$ -Protonen) aufeinander. Als Katalysator-Material wird meist Platin oder Palladium eingesetzt. Diese müssen zudem eine hohe Porosität aufweisen, um die Fläche der Dreiphasengrenze zu maximieren.

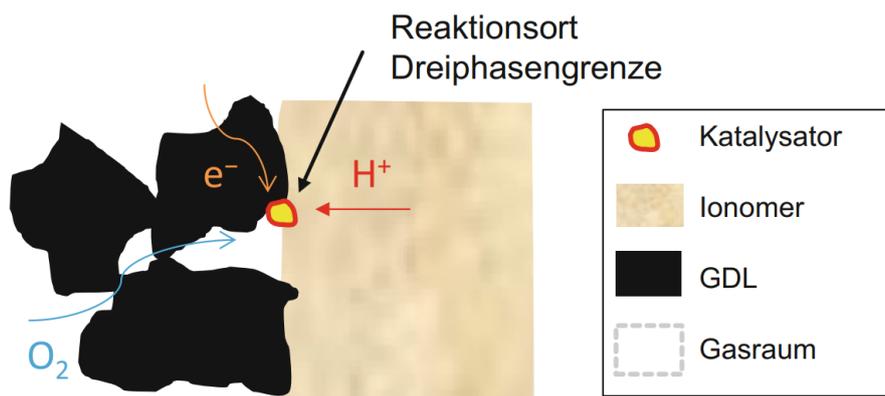


Abbildung 2-2 Reduktion an der Dreiphasengrenze

Das Wassermolekül, das an der Dreiphasengrenze entsteht, diffundiert durch die Gasdiffusionsschicht in die Strömungskanäle und wird dort als Produktwasser an die Umwelt abgeführt.

Die Gesamtreaktion bei einem Strom von  $2 e^-$  je Molekül lautet:



### 2.1.2 Strom-Spannungs-Kennlinie und Wirkungsgrad

Um den Wirkungsgrad und die theoretische Spannung herzuleiten muss zunächst auf die Beziehung zwischen elektrischer Arbeit und der Spannung eingegangen werden. Die maximal abgegebene elektrische Arbeit  $W_{el}$  entspricht der Änderung der freien Reaktionsenthalpie  $\Delta_R G$ .

$$\Delta_R G_m = W_{el} = -F * z * E_Z \quad 2-4$$

Die elektrische Arbeit kann außerdem als Produkt von Faraday-Konstante  $F$ , der Ladungszahl  $z$  und der **Zellspannung**  $E_Z$  errechnet werden. Die Faraday-Konstante steht hier für die Ladung eines Elektronen-Mols und die Ladungszahl steht für die Anzahl der Elektronen die von einem Mol Wasserstoff freigesetzt werden.

Aus Gleichung 2-5 lässt sich das **Standardpotential**  $E^0$  (auch reversible Zellspannung im Standardzustand) errechnen. Für die Brennstoffzellenreaktion mit Wasserstoff und Produktwasser in flüssiger Form ergibt sich für das Standardpotential:

$$E^0 = -\frac{\Delta_R G_m^0}{z * F} = -\frac{-237,13 * 10^3 \text{ J/mol}}{2 * 96485 \text{ As/mol}} = 1,229 \text{ V} \quad 2-5$$

Die **Thermoneutralspannung**  $E_H^0$  oder Heizwertspannung errechnet sich analog zur reversiblen Zellspannung. Die Heizwertspannung ist jedoch nur theoretisch erreichbar, da bei einer chemischen Reaktion die Entropie immer steigt und die Thermoneutralspannung eine Reaktion ohne Entropiesteigerung voraussetzen würde.

$$E_H^0 = -\frac{\Delta_R H_m^0}{z * F} = -\frac{-285,83 * 10^3 \text{ J/mol}}{2 * 96485 \text{ As/mol}} = 1,481 \text{ V} \quad 2-6$$

Die Zellspannung und Thermoneutralspannung liegen der Annahme zugrunde, dass die Reaktionskomponenten im Standardzustand vorliegen. Dies ist im Realfall üblicherweise nicht der Fall. Die Abweichung der Zellspannung von der Realspannung wird in Gleichung 2-7 ausgeführt und führt zur **Nernstspannung**  $E_N$ .

$$E_N = E^0 - \frac{R_m * T}{z * F} * \sum v_i * \ln\left(\frac{p_i}{p^0}\right) \quad 2-7$$

Dabei steht  $T$  für die Temperatur und  $v_i$  für den Molanteil der Reaktanten.  $p_i$  steht für die Partialdrücke der Reaktanten und  $p^0$  für den Gesamtdruck des Systems. Aus Gleichung 2-7 geht hervor, dass die Nernstspannung linear mit der Temperatur abfällt und logarithmisch mit dem Partialdruck der Reaktanten steigt.

Die nun schon beschriebenen Spannungen sind in Abbildung 2-3 eingezeichnet. Die noch nicht erwähnte **Offene Zellspannung** (OCV) unterscheidet sich von der Nernstspannung durch Diffusionsverluste des Wasserstoffs von der Anode zur Kathode, Nebenreaktionen und Elektronenflüsse trotz offener Klemmen, die zu elektrischen Verlusten führen.

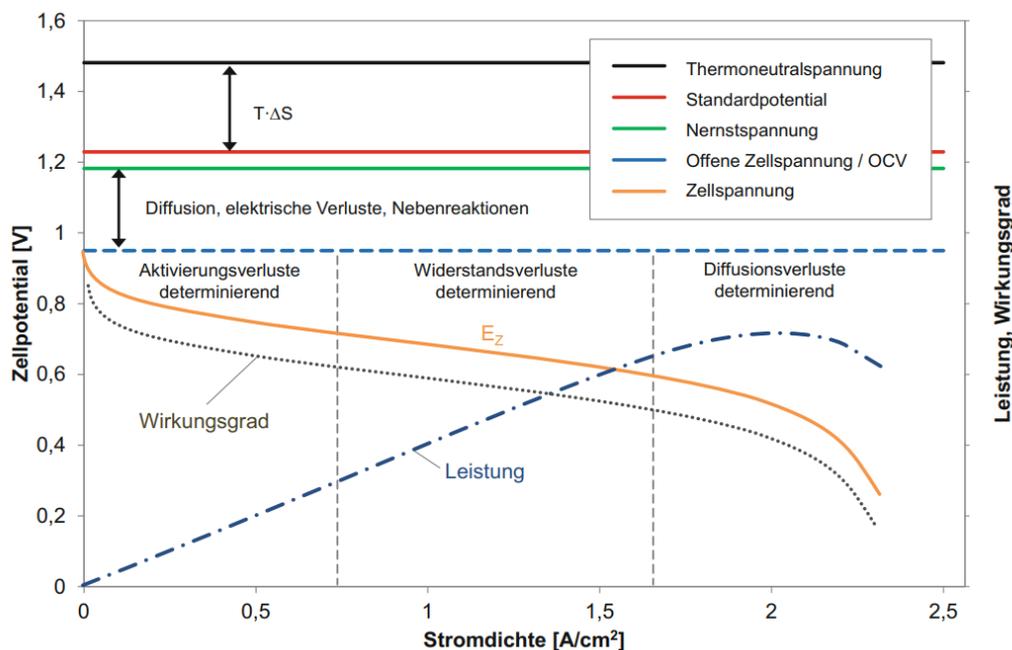


Abbildung 2-3 Strom-Spannungs-Kennlinie (Polarisationskurve) einer Brennstoffzelle [38]

Ausgehend von der offenen Zellspannung verringert sich die Zellspannung bei Belastung, also bei Anschluss eines elektrischen Verbrauchers, aufgrund zahlreicher Verluste in Folge irreversibler Prozesse. Die irreversiblen Verluste werden als Überspannung bezeichnet, die unter Stromfluss die offene Zellspannung auf die Zellspannung reduzieren.

$$E_Z = OCV - \eta_A - \eta_W - \eta_D - \eta_R \quad 2-8$$

Die Verluste können, wie in Abbildung 2-3 ersichtlich, in drei Bereiche gegliedert werden, wobei das Verhältnis von realer zu idealer Spannung jeweils als Überspannung definiert wird:

- Bereich der niedrigen Stromdichte  
In diesem Bereich sind die **Aktivierungsüberspannungen** ( $\eta_A$ ) vorherrschend. Diese werden durch die Durchtrittsreaktionen ausgelöst, bei denen Elektronen durch die Phasengrenzfläche zwischen Elektrode und Elektrolyt fließen. Weil die Reduktionsreaktion auf der Kathodenseite deutlich langsamer als auf der Anodenseite ist, treten die Aktivierungsüberspannungen hauptsächlich auf der Kathodenseite auf.
- Bereich der mittleren Stromdichte  
In diesem Bereich sind die **Widerstandsüberspannungen** ( $\eta_W$ ) vorherrschend. Diese bilden den Innenwiderstand der Zelle ab und beinhalten die ohmschen Widerstände der Elektronen- und Ionenleitung. Der mittlere Bereich ist durch eine lineare Abnahme bei steigender Stromdichte gekennzeichnet. In diesem Bereich wird eine Brennstoffzelle hauptsächlich betrieben.
- Bereich der hohen Stromdichte  
In diesem Bereich sind die **Diffusionsüberspannungen** ( $\eta_D$ ) vorherrschend. Diese lassen sich durch die unzureichenden Transportprozesse erklären, die bei höheren Strömen auftreten. Die Zufuhr der Reaktanten zur Reaktionszone beziehungsweise die Abfuhr der Reaktionsprodukte laufen dabei zu langsam ab und bewirken ein deutliches Absinken der Zellspannung. Die Verfügbarkeit der Reaktanten ist dabei durch die Diffusion begrenzt.

Über allen Bereichen der Strom-Spannungs-Kennlinie treten außerdem **Reaktionsüberspannungen** ( $\eta_R$ ) auf. Diese ergeben sich aufgrund der eingeschränkten Reaktionsgeschwindigkeiten von gekoppelten Reaktionen, wie vor- und nachgelagerte Teilreaktionen.

Der in Abbildung 2-3 ersichtliche Verlauf des Wirkungsgrades einer Brennstoffzelle wird als Zellenwirkungsgrad  $\eta_Z$  bezeichnet. Dieser wird als Verhältnis der Zellspannung zur Thermoneutralspannung definiert.

$$\eta_Z = \frac{E_Z}{E_H^0} \quad 2-9$$

Zu erwähnen ist, dass sich der Wirkungsgrad unterscheidet, je nachdem ob das Produktwasser in flüssiger oder gasförmiger Form vorliegt.

### 2.1.3 Einflüsse der Betriebsparameter

Verschiedenste Betriebsparameter haben Einfluss auf die Polarisationskurve der Brennstoffzelle. [82] und [76] haben dazu einige Betriebsparameter variiert und analysiert. In Abbildung 2-4 werden die Betriebsparameter dargestellt und im Folgenden erläutert.

Laut [76] hat ein steigender Kathodendruck einen positiven Einfluss auf die Polarisationskurve, die in Abbildung 2-3 dargestellt ist. Dieser Einfluss ist nicht proportional und dadurch nimmt bei höheren Drücken die Leistung nur mehr gering zu. Der gesteigerte Luftdruck wirkt sich auch auf die Leistungsaufnahme der Luftversorgungseinheit aus. So ist es wichtig in der

Auslegung ein Optimum aus Luftdruck für die Brennstoffzellenleistung und Leistungsaufnahme der Luftversorgungseinheit zu finden.

Laut [82] wirkt sich eine hohe relative Luftfeuchtigkeit der Kathodenseite positiv auf die Polarisationskurve der Brennstoffzelle aus. So führt eine hohe relative Luftfeuchtigkeit zu einer Abnahme des ohmschen Widerstands in der Membran, da deren Leitfähigkeit direkt proportional zum Wassergehalt ist. Eine hohe relative Luftfeuchtigkeit führt auch zu weniger Begrenzungen in den auftretenden Diffusionsprozessen. Eine zu hohe relative Luftfeuchtigkeit kann den Sauerstofftransport jedoch verhindern, da ein Fluten der Diffusionsschicht einsetzt. Dies führt zu einem Anstieg des Massentransportwiderstands. Wie in Abbildung 2-4 ersichtlich liegt die optimale relative Luftfeuchtigkeit der Kathodenluft nicht bei 100 %, sondern laut [82] bei 60-80 %.

Laut [82] führt eine hohe Luftstöchiometrie zu einer Steigerung der Polarisationskurve. Bei einer geringen Luftstöchiometrie sinkt die Sauerstoffkonzentration der Kathodenluft, was in weiterer Folge den Massentransport limitiert. Des Weiteren kann das Produktwasser, das bei der Reaktion in der Brennstoffzelle entsteht, nicht mehr komplett abtransportiert werden. Dies beeinflusst den Transport von Sauerstoff in der Diffusionsschicht wie auch in der Katalysatorschicht.

Laut [82] steigt mit der Temperatur auch die Polarisationskurve. Der Temperaturanstieg führt zu einem Anstieg der Protonenmobilität und verbessert dadurch die Membranleitfähigkeit. Somit sinken die ohmschen Widerstände der Membran mit steigender Temperatur. Höhere Temperaturen führen auch zu aktiveren Gasmolekülen, womit der Molekültransport beschleunigt wird. Dies führt zu einer Minderung des Massentransportwiderstands. Die Kinetik des Katalysators wird mit steigender Temperatur schneller, was zu einer Reduzierung des Ladungswechselwiderstandes führt.

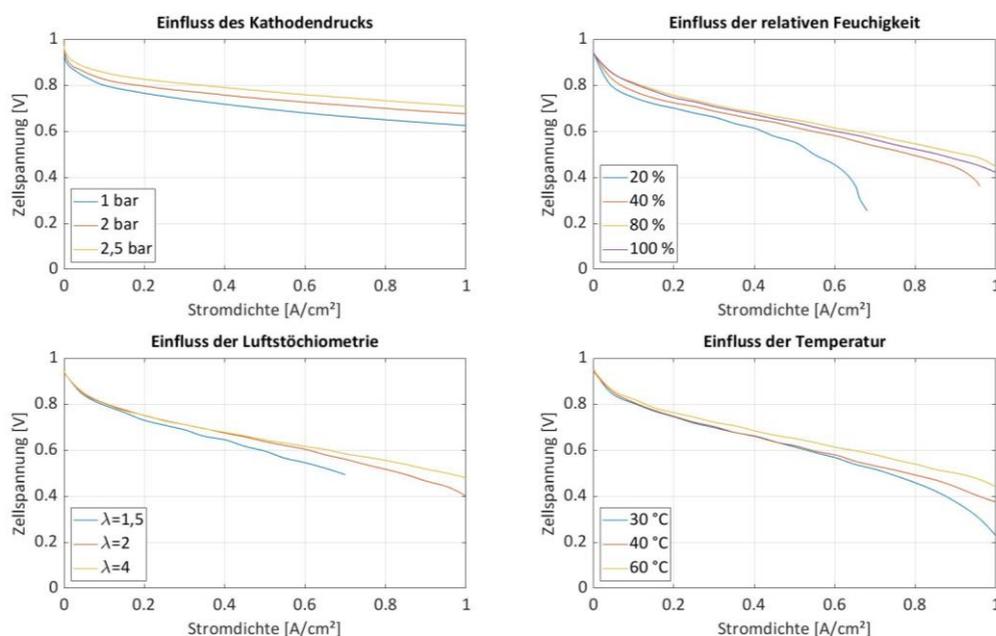


Abbildung 2-4 Einflüsse der Betriebsparameter auf die Strom-Spannungs-Kennlinie [82], [76]

#### 2.1.4 Brennstoffzellenstapel (Stack)

Im Kapitel 2.2.1 wurde auf den Aufbau einer einzelnen Zelle eingegangen. Da mit Einzelzellen nur geringe Spannungen erreichbar sind werden mehrere Einzelzellen zu Stacks seriell verschalten. Damit addieren sich die Spannungen und es lassen sich hohe Leistungen in einer kompakten Bauweise bewerkstelligen.

Hinsichtlich der Kontaktierung zwischen den Einzelzellen wird zwischen Mono- und Bipolarplatten unterschieden. Monopolarplatten weisen nur einen elektrischen Pol auf, wodurch eine externe Verschaltung der Einzelzellen notwendig wird. Der große Vorteil der Monopolarplatten ist jedoch, dass eine fehlerhafte Zelle einfach überbrückt werden kann.

Die Bipolarplatten weisen zwei elektrische Pole auf. Dadurch können sie zwischen zwei Einzelzellen seriell geschaltet werden, leiten den Strom von einer Einzelzelle zur nächsten und die externe Kontaktierung entfällt. Dies führt zu einer kompakteren Bauweise des Brennstoffzellenstapels. Ein Brennstoffzellenstapel mit Bipolarplatten ist in Abbildung 2-5 anhand einer PEM-Brennstoffzelle dargestellt. Die Elektronen fließen von der Anode der einen Zelle zur Kathode der nächsten Zelle. Die Anordnung der Bipolarplatten und Membran-Elektrolyten-Einheiten (MEA) wiederholt sich bis zu den Endplatten, an denen der Strom abgenommen wird. Die Leistung des Brennstoffzellenstapels wird durch die schwächste Einzelzelle limitiert, die auch im schlimmsten Fall den Ausfall des Stacks verursacht. Vorteile der Brennstoffzelle mit Bipolarplatten sind neben der kompakten Bauweise der geringe Einsatz leitfähiger Materialien und die hohe erzielbare Stromdichte.

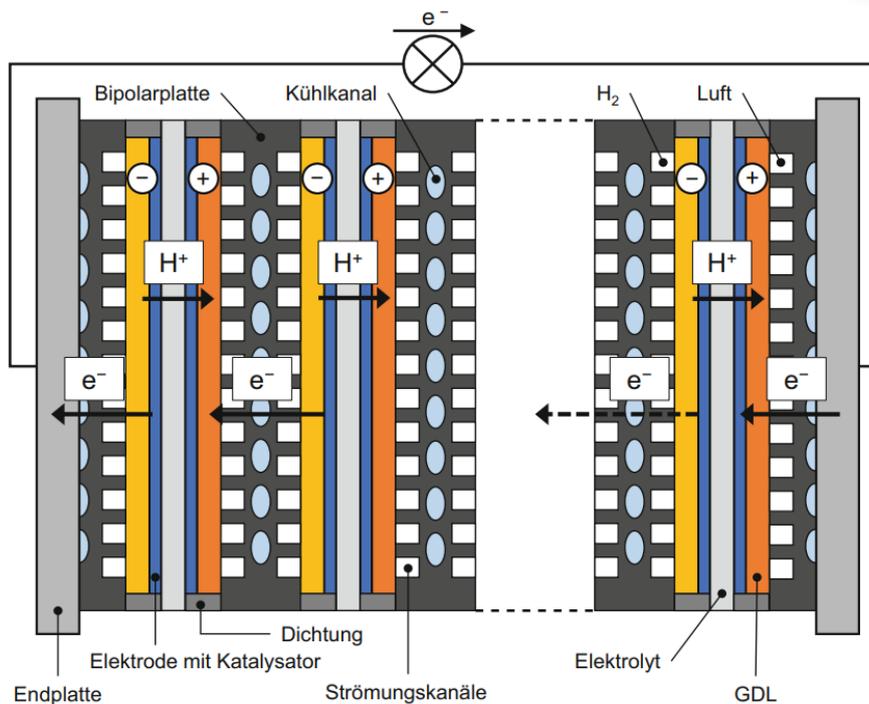


Abbildung 2-5 Aufbau eines Brennstoffzellenstapels mit Bipolarplatten [38]

### 2.1.5 Brennstoffzellensystem

Für einen sicheren Betrieb eines Brennstoffzellenstapels sind verschiedene Nebenaggregate, wie auch Steuerungs- und Regelungssysteme notwendig. Die Nebenaggregate eines Brennstoffzellenstapels werden allgemein unter dem englischen Begriff Balance of Plant (BoP) -Komponenten zusammengefasst.

Die effektive Leistung des Brennstoffzellensystems  $P_e$  ergibt sich aus der Leistung des Brennstoffzellenstapels  $P_{BZ,St}$  abzüglich der Leistung der BoP-Komponenten  $P_{BoP}$ . Der effektive Wirkungsgrad  $\eta_e$  des Brennstoffzellensystems lautet demnach:

$$\eta_e = \frac{P_{BZ,St} - P_{BoP}}{\dot{m}_{H_2} * H_u} = \frac{P_e}{\dot{m}_{H_2} * H_u} \quad 2-10$$

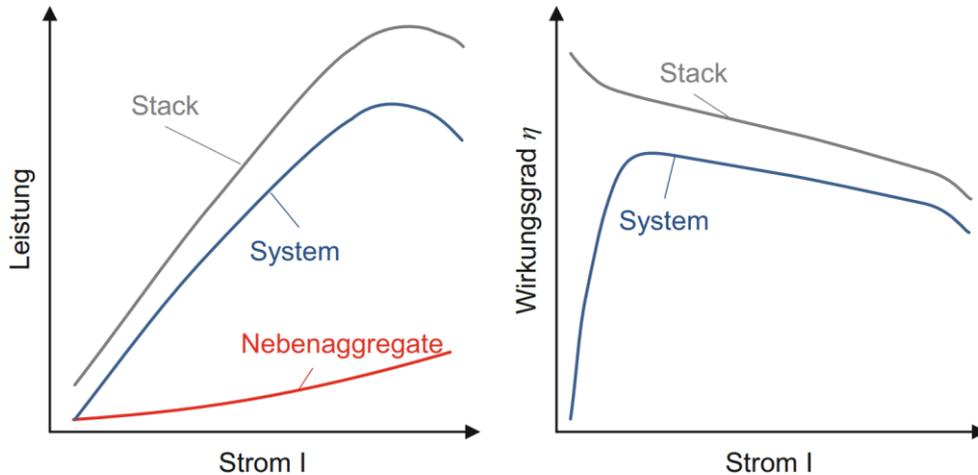


Abbildung 2-6 Leistung und Wirkungsgrad des Brennstoffzellenstacks und -systems [38]

Der höchste Effektive Wirkungsgrad wird in der Teillast erreicht, da hier der Wirkungsgrad des Brennstoffzellenstacks noch günstig und die Verluste der BoP moderat sind. In der Volllast sinkt der effektive Wirkungsgrad, da hier der Wirkungsgrad des Brennstoffzellenstacks abnimmt und der Leistungsbedarf der BoP-Komponenten zunimmt.

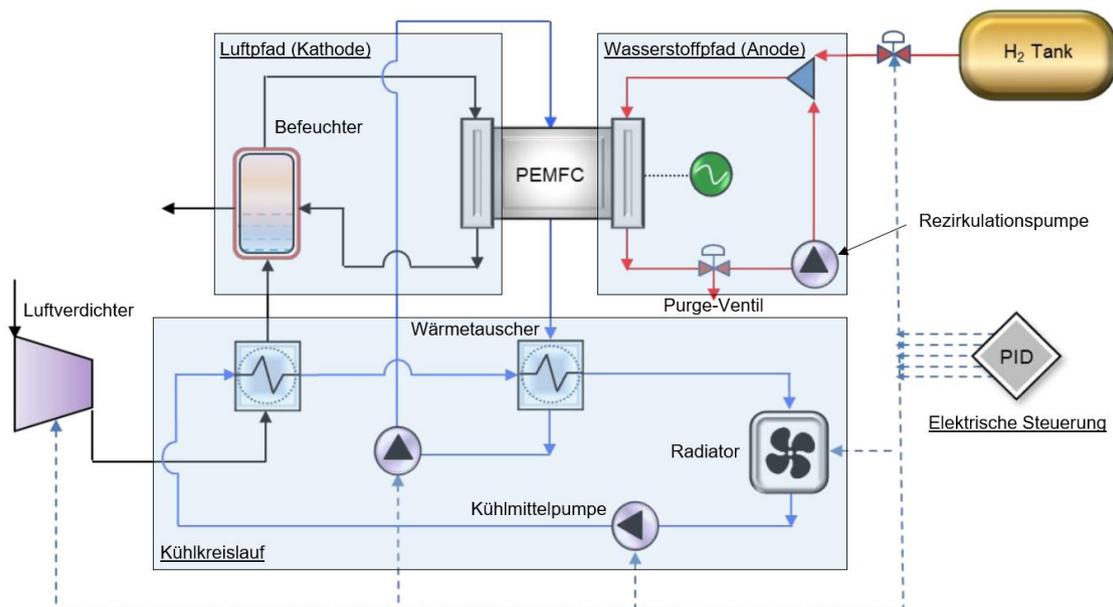


Abbildung 2-7 Schematischer Aufbau eines PEM Brennstoffzellensystem [61]

Ein Brennstoffzellensystem besteht generell, wie in Abbildung 2-7 dargestellt, aus mehreren Subsystemen:

- Wasserstoffpfad an der Anodenseite:

Im Wasserstoffpfad wird Wasserstoff aus einem Tank mittels eines Ventils auf den Betriebsdruck reguliert. Dabei ist zu beachten, dass der Druck zwischen Anode und Kathode möglichst gleich sein soll, um Schädigungen an der Membran zu vermeiden. Üblicherweise wird der Brennstoffzelle mehr Wasserstoff zugeführt als verbraucht wird, um eine Wasserstoffunterversorgung zu vermeiden. Der überschüssige Wasserstoff wird über die Rezirkulationspumpe rezirkuliert. Der Wasserstoff der Anode wird durch Diffusion von Fremdgasen wie Stickstoff und Produktwasser durch die Membran angereichert. Dies verringert den Wasserstoffpartialdruck und hemmt damit die Reaktion auf der Anodenseite,

was zu einem Leistungsverlust der Brennstoffzelle führen kann. Das Produktwasser wird dabei über einen Wasserabscheider, der nach dem Anodenaustritt angebracht ist, abgetrennt. Im Wasserstoffpfad ist zudem ein elektronisch angesteuertes Purge-Ventil integriert, mit dem das Wasserstoff-Fremdgasgemisch bei Bedarf abgeblasen wird, um die Konzentration an Fremdgasen zu vermindern.

- Luftpfad an der Kathodenseite:

Der Luftpfad versorgt die Kathode der Brennstoffzelle mit dem nötigen Sauerstoff aus der Umgebung, der für die Reaktion benötigt wird. Die Umgebungsluft wird mittels Luftverdichter, Wärmetauscher und Befeuchter auf den benötigten Zustand vorkonditioniert, der für einen optimalen Betrieb der Brennstoffzelle benötigt wird. Der Verdichter ist üblicherweise der größte Verbraucher der BoP-Komponenten. Eine Erhöhung des Kathodendrucks wirkt sich, wie schon in Kapitel 2.1.3 erwähnt, positiv auf die Brennstoffzellenleistung aus, muss jedoch mit dem Energieverbrauch des Verdichters abgewogen werden. Die Kathodenseite wird üblicherweise mit einem Luftüberschuss betrieben, um eine Sauerstoffunterversorgung zu vermeiden und überschüssiges Wasser besser aus der Zelle zu bringen

- Elektrische Steuerung:

Die elektrische Steuerung regelt, steuert und überwacht die Brennstoffzelle. Es sind verschiedene Betriebsstrategien, wie der Startvorgang, Lastwechsel oder der Abschaltvorgang hinterlegt. Betriebsparameter, wie Temperatur, relative Luftfeuchtigkeit oder Kathodenstöchiometrie werden entsprechend der Betriebsstrategie und der Lastvorgabe angepasst. Meist ist eine Kompensation der Umgebungsbedingungen notwendig.

- Kühlkreisläufe:

Die Kühlkreisläufe oder das Thermomanagement der Brennstoffzelle stellen einen elementaren Anteil dieser Arbeit dar und werden somit separat im folgenden Kapitel behandelt.

### 2.1.6 Thermomanagement der Brennstoffzelle

Wie schon in der Einführung erwähnt, stellt das Thermomanagement der Brennstoffzelle im Nutzfahrzeugbereich eine große Herausforderung dar. Eine davon ist die niedrige Abgasenthalpie mit der Wärme durch das Abgas aus der Brennstoffzelle abgeführt wird.

Laut [38] erreicht der Wärmeanteil, der über das Abgas abgeführt wird, maximal 5-15 % der zugeführten Brennstoffleistung. Nach [3] beträgt der durch das Abgas abgeführte Wärmeanteil nur 5-10 %.

Eine weitere Herausforderung stellt die maximal zulässige Arbeitstemperatur der Brennstoffzelle dar. Diese ist laut [37] mit 80 °C begrenzt. Oberhalb dieser Temperatur kommt es zu einer Zersetzung der Membran. Auf der anderen Seite soll die Arbeitstemperatur der Brennstoffzelle nicht unter 60 °C sinken, da es hier zur Wasserkondensation und zur Flutung der Elektroden kommen kann. Bei niedrigen Temperaturen kommt es zudem auch zu verminderter Protonenleitfähigkeit und einer Verlangsamung der elektrochemischen Reaktionskinetik. [37] führt weiter aus, dass der Temperaturgradient über die Kathode der Einzelzelle 5 °C nicht übersteigen darf.

Laut [3] befindet sich der optimale Betriebspunkt der Brennstoffzelle zwischen 60 und 65 °C Kühlmittelintrittstemperatur im Stack. In diesem Betriebspunkt ist eine Temperaturspreizung von bis zu 5,5 °C über den Brennstoffzellenstack einzuhalten. In Ausnahmefällen ist kurzzeitig (< 5 Minuten) eine Kühlmittelintrittstemperatur im Stack von 78 °C bei einer

Temperaturspreizung von 12 °C zulässig.

[23] beziffert die maximal zulässige Temperaturdifferenz zwischen Kühlmitelein- und austritt des Stacks mit 5 °C.

Brennstoffzellen werden in der Regel über die Bi-, beziehungsweise Monopolarplatten gekühlt. In Abbildung 2-5 sind die Kühlkanäle in der Bipolarplatte ersichtlich. Da die auftretenden Wärmemengen sehr groß sind und im Brennstoffzellenstack nur geringe Temperaturspreizungen zulässig sind, wird in der Regel eine Wasserkühlung realisiert. Der Kühlkreislauf eines Brennstoffzellenstacks ist, wie in Abbildung 2-8 ersichtlich, ähnlich dem Kühlkreislauf eines Verbrennungskraftmotors aufgebaut. Mit dem Kühlkreislauf des Brennstoffzellenstacks wird auch der Fahrzeuginnenraum mitgeheizt. Einen großen Unterschied zur Verbrennungskraftmaschine ist im Kühlmedium zu finden. Da die Bipolarplatten stromführend sind, würde mit einem konventionellen Kühlmedium der ganze Kreislauf unter Strom stehen und die Stromleitung zwischen den Einzelzellen wäre mit Verlusten behaftet oder kann sogar bis zum Kurzschluss führen. Um dem entgegenzuwirken gibt es für Kühlkreisläufe von Brennstoffzellen eigene Kühlmedien, die durch Additive nicht bis wenig leitend sind. Der im Kühlkreislauf integrierte Ionentauscher trägt zur Aufrechterhaltung der geringen Kühlmittelleitfähigkeit bei.

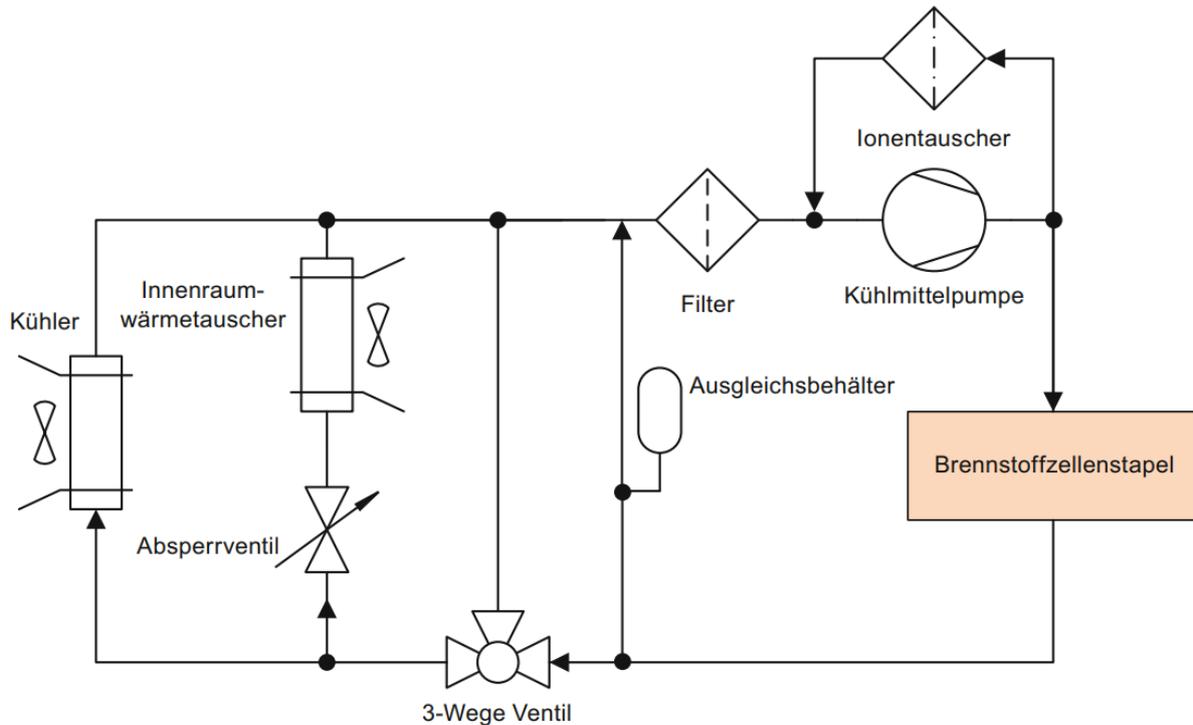


Abbildung 2-8 Kühlkreislauf eines Brennstoffzellenstacks [38]

### 2.1.7 Alterung der Brennstoffzelle

Im Betrieb der Brennstoffzelle führen zahlreiche Prozesse zur Alterung. Diese Alterung wird auch Degradation der Brennstoffzelle genannt und führt mit fortlaufender Zyklenanzahl zur Abnahme der Zellspannung und zur Zunahme der Verluste in der Brennstoffzelle. Meist sind Strukturänderungen der Elektroden für die Degradation zuständig. Bei PEM-Brennstoffzellen wird diese Degradation durch Platinauflösungen oder durch Korrosion des Kohlenstoffträgers hervorgerufen.

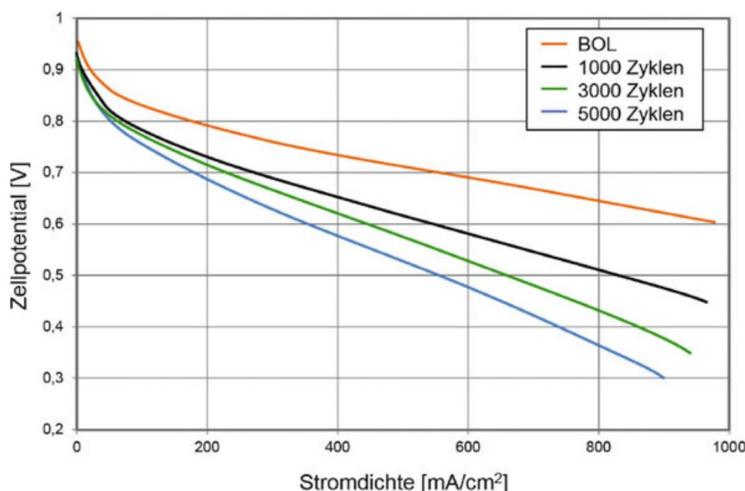


Abbildung 2-9 Auswirkung der Alterung auf die UI-Kennlinie

Laut [10] tragen Lastwechsel, Start-Stop-Zyklen, geringe oder zyklische Befeuchtung der Membran und Temperaturen über 90 °C zu einer beschleunigten Alterung bei. Geringe wie auch eine zyklische relative Luftfeuchtigkeit führen so zu einer Zersetzung der Membran. Lastwechsel führen zur Platinauflösung und Start-Stop Zyklen führen zur Korrosion der Kohlenstoffelektroden. Die Zersetzung der Membran führt zu kleinen Löchern in der Membran und somit zum Übertritt von Wasserstoff auf die Kathodenseite. Auf der Kathodenseite reagieren Wasserstoff und Sauerstoff miteinander und setzen Wärme frei.

Beobachtete Degradationsraten sind laut [10] in einem Bereich von 1 – 210  $\mu\text{V}/\text{h}$ , wobei es sehr davon abhängt ob die Brennstoffzelle zyklisch oder stationär betrieben wird. Weitere Einflussparameter sind die Membrandicke, Betriebstemperatur und die relative Luftfeuchtigkeit auf Anoden- und Kathodenseite.

[13] entwickelte und validierte ein Modell zur Simulation einer Brennstoffzelle abhängig von deren Betriebsbedingung. So wurde herausgefunden, dass ein Start-Stop Zyklus rund 30 Mal so viel Degradation wie ein Lastwechsel verursacht. Beobachtet wurde auch, dass unter Vollast die Degradation nur um 15 % mehr als im Leerlauf beträgt.

## 2.2 Lithium-Ionen-Batterie

Lithium-Ionen-Batterien finden seit geraumer Zeit vermehrt Anwendung in der Elektromobilität. Im automotiven Bereich werden Lithium-Ionen-Batterien für verschiedene Arten von Hybrid-Fahrzeugen, sowie für reine Elektrofahrzeuge verwendet.

In diesem Kapitel soll ein Überblick über ausgewählte Bereiche der Lithium-Ionen-Batterie gegeben werden. Die Grundlagen dazu wurden aus [66] und [12] entnommen.

### 2.2.1 Aufbau und Arbeitsweise

Die Lithium-Ionen-Zelle ist eine galvanische Zelle. Die galvanische Zelle zeichnet sich dadurch aus, dass in ihr eine chemische Redoxreaktion spontan abläuft wobei über die Elektroden ein äußerer Strom fließt. Die Elektroden sind räumlich durch einen Separator getrennt und über einen Elektrolyten ionisch leitend verbunden. Die Gesamtreaktion lässt sich in zwei Halbzellenreaktionen unterteilen, die Oxidation an der Anode und die Reduktion an der Kathode. Bei Akkumulatoren, sogenannten Sekundärzellen lässt sich die Reaktion durch Anlegen eines entgegengesetzten Stromes umkehren. Ist dies nicht möglich, wird von einer Primärzelle gesprochen. In dieser Arbeit werden nur Sekundärzellen behandelt und als Batterie bezeichnet.

Eine Lithium-Ionen Zelle besteht generell aus den folgenden Komponenten:

#### **Anode:**

Als Aktivmaterial an der Anode werden vorwiegend Kohlenstoffe eingesetzt. Von den Kohlenstoffen erreicht Graphit derzeit die höchste spezifische Kapazität und wird in den meisten Fällen in der Form des Mesocarbon Microbeads (MCMB) eingesetzt. Der Ableiter der Anode besteht in der Regel aus einer mindestens 10 µm starken Kupfer-Folie. Neben Graphit wird in der Praxis auch  $\text{Li}_4\text{Ti}_5\text{O}_{12}$  (LTO) als Anodenaktivmaterial eingesetzt, da bei diesem das sogenannte Lithium-Plating deutlich später auftritt. Lithium-Plating ist das Abscheiden von metallischem Lithium und tritt bevorzugt bei niedrigen Temperaturen und hohen Ladezuständen mit hohen Ladestömen auf. Das Lithium-Plating führt zu einer irreversiblen Reduktion der Zellkapazität und kann im schlimmsten Fall zum inneren Kurzschluss führen.

#### **Kathode:**

Die Elektrode der Kathode besteht aus einem Ableiter aus Aluminium, auf dem das Aktivmaterial aufgebracht wird. Der Ableiter ist wegen dessen geringerer elektrischer Leitfähigkeit dicker als bei der Anode gewählt. So liegt die Dicke des Kathodenableiters bei über 15 µm. Als Aktivmaterial werden verschiedene Materialien mit unterschiedlichen Strukturen verwendet. Die Struktur hat dabei einen wesentlichen Einfluss auf die Stabilität der Materialien gegen Überladung und auf dessen thermisches Verhalten. Eingesetzt werden Materialien wie  $\text{LiCoO}_2$  (LCO),  $\text{LiNi}_{0,8}\text{Co}_{0,15}\text{Al}_{0,05}\text{O}_2$  (NCA),  $\text{LiFePO}_4$  (LFP) oder auch Andere.

#### **Elektrolyt:**

In Lithium-Ionen-Zellen kommen gewöhnlich flüssige, aprotische Elektrolyte zum Einsatz, die aus mindestens zwei Bestandteilen, dem Lösungsmittel und dem Leitsalz, bestehen. Als Lösungsmittel werden Carbonate wie Ethylencarbonat, Propylencarbonat oder Dimethylcarbonat eingesetzt. Oft werden diese Carbonate auch gemischt wodurch die Viskosität und das Temperaturverhalten beeinflusst werden kann. Als Leitsalze werden besonders häufig  $\text{LiPF}_6$  eingesetzt.

#### **Separator:**

Der Separator trennt Anode und Kathode mechanisch voneinander, muss jedoch so porös sein, dass eine ausreichende Ionenleitung durch den Elektrolyten gewährleistet ist. Die mechanische Festigkeit ist einerseits wichtig, um einen internen Kurzschluss zu verhindern und andererseits ist diese für die Zellfertigung von gewickelten Zellen der beschränkende Faktor für höhere Durchsätze. In den meisten Fällen besteht der Separator aus einem Polymer (Polyethylen oder Polypropylen) mit einer Dicke von 10 bis 25 µm.

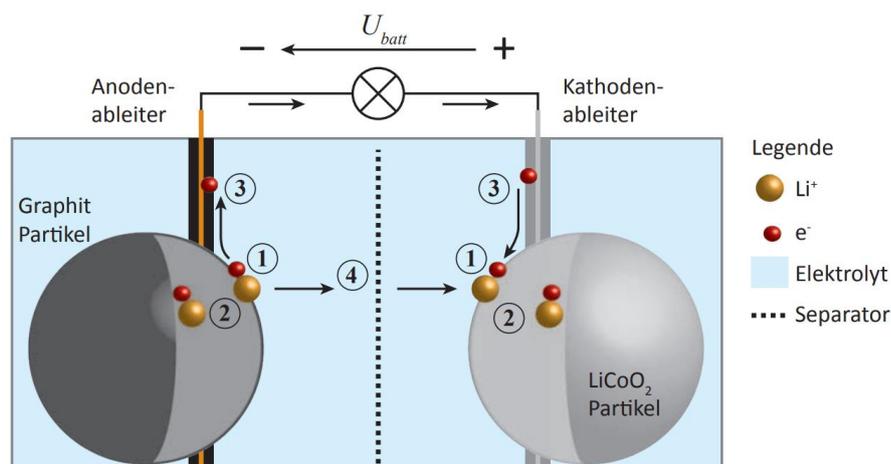


Abbildung 2-10 Galvanische Zelle am Beispiel Graphit/Lithiumkobaltoxid [66]

In Abbildung 2-10 ist der Aufbau einer Lithium-Ionen Zelle mit einer Graphit-Anode und einer Lithiumkobaltoxid-Kathode ersichtlich. Im Betrieb laufen in der Zelle folgende Vorgänge ab:

#### Ladungsdurchtritt (1):

Hiermit wird die Ein- und Auslagerung des Lithiums im Aktivmaterial bezeichnet. Dieser Vorgang ist verlustbehaftet, wobei die Durchtrittsüberspannung abfällt.

#### Festkörperdiffusion (2):

Die eingelagerten Lithium-Ionen diffundieren vom Rand des Aktivmaterials ins Innere. Auch hier fällt eine Überspannung ab, die Diffusionsüberspannung.

#### Elektronenleitung (3):

Dieser Vorgang bezeichnet die Leitung der Elektronen über den äußeren Stromkreis bis zum Aktivmaterial wo sie in die Lithium-Ionen eingebaut werden. Der hier entstehende Verlust wird als Ohm'sche Überspannung bezeichnet.

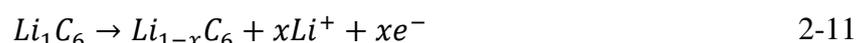
#### Ionenleitung im Elektrolyten (4):

Die Ionenleitung im Elektrolyten basiert auf Diffusion, baut sich jedoch im Gegensatz zur Festkörperdiffusion sehr schnell auf. Daher werden die Verluste aus der Ionenleitung zur Ohm'schen Überspannung gezählt.

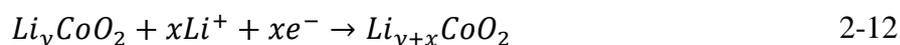
Die Überspannungen, die durch einen Stromfluss verursacht werden, können generell als Widerstände beschrieben werden. Wenn diese Überspannungen eine Dynamik besitzen, so müssen jedoch Impedanzen herangezogen werden.

Die chemischen Reaktionen einer Lithium-Ionen Zelle mit einer Graphit-Anode und einer Lithiumkobaltoxid-Kathode können folgendermaßen beschrieben werden:

Die Halbzellenreaktion an der Anode beim Entladen lautet:



Die Halbzellenreaktion an der Kathode beim Entladen lautet:



Der Ausgleich der Lithium-Ionen erfolgt über den Elektrolyten, wobei die Elektronen über den äußeren Stromkreis fließen. Lithium wird dabei je nach Lade- oder Entladezustand in die Elektroden ein- oder ausgelagert.

## 2.2.2 Definition wichtiger Kenngrößen

### Nennkapazität $C_N$

Die Nennkapazität einer Batterie wird direkt vom Hersteller angegeben und bezeichnet die Ladungsmenge die bei Nennbedingungen (Nennstrom, Nenntemperatur) aus einer Zelle mindestens entnommen werden kann.

### C-Rate

Unter der C-Rate wird der Wert verstanden, der sich ergibt, wenn der Strom der Auf- oder Entladung durch die Nennkapazität dividiert wird. Die Zeit der Auf- und Entladung kann mit einer Division der Nennkapazität durch den Strom  $I_{Bat}$  berechnet werden. So bedeutet beispielsweise eine C-Rate von 2 bei einer Batterie mit einer Nennkapazität von 60 Ah, dass ein Strom von 120 A bei einer Entladezeit von 0,5 h entnommen werden kann. Durch die Normierung der C-Rate wird erreicht, dass Zellen unterschiedlicher Kapazität miteinander verglichen werden können.

$$C - Rate = \frac{I_{Bat}}{C_N} \quad 2-13$$

### State of Charge (SOC)

Der State of Charge einer Batterie gibt dessen Ladezustand an. Der Wert gibt an wieviel Ladungsmenge  $C_{Dis}$  bezogen auf die tatsächliche Kapazität  $C_{act}$  noch mit dem Nennstrom bei Nenntemperatur entnommen werden kann bis die untere Abbruchspannung erreicht wird.

$$SOC = \frac{C_{Dis}}{C_{Act}} * 100 [\%] \quad 2-14$$

### Thermal Runaway

Ausgehend von einem Defekt steigt die Zelltemperatur, was zu weiteren thermischen Zersetzungen von Zellkomponenten und zu zusätzlicher Wärmeentwicklung führt. Dies kann wiederum weitere Zersetzungsreaktionen auslösen. Somit kommt es zu einem selbstbeschleunigten thermischen Durchgehen der Batterie, was als Thermal Runaway bezeichnet wird. Die Folgen können unkontrollierte Zellerhitzungen bis hin zum Zellbrand sein.

## 2.2.3 Einfluss der Temperatur

Die Lithium-Ionen-Batterie reagiert sehr sensitiv bezüglich Temperaturen, so können zu hohe Temperaturen zu einer übermäßigen Schädigung der Komponenten und eine zu niedrige Temperatur zu einer Steigerung des Innenwiderstands führen.

[84] beziffert die optimale Betriebstemperatur mit 15 bis 35 °C, obwohl viele Hersteller ihre Lithium-Ionen-Batterien zum Laden für 0 bis 45 °C und zum Entladen für -20 bis 60 °C freigeben.

Laut [84] führen Temperaturen unter 35 °C bei der Lithium-Ionen-Batterie zu einer Verlangsamung der chemischen Reaktionen, die zur Erzeugung von Strom nötig sind. Außerdem führt eine Temperaturabnahme zu einer Kontraktion der Elektrodenmaterialien, was die Ionenbewegungen bei der Ein- und Auslagerung verlangsamt. Bei einem weiteren Absenken der Temperatur können die Elektroden keinen Strom mehr aufnehmen. Somit wird zum einen die Leistung der Batterie reduziert und zum anderen tritt ein irreversibler Kapazitätsverlust an der Anode durch Lithium-Plating auf.

Ein Betrieb der Lithium-Ionen Batterie über 35 °C führt laut [84] zu einer Reihe von Problemen die im schlimmsten Fall zur Zerstörung der Zelle führen können. Die Leistungsfähigkeit und

die verfügbare Kapazität nehmen schon ab einer Temperatur von 35 °C ab. Ein Betrieb von über 50 °C führt zu erheblicher Alterung der Batterie und über 70 °C besteht die Gefahr eines „Thermal Runaway“.

[40] gibt die optimale Betriebstemperatur mit 20 bis 40 °C an. Hier soll die Lithium-Ionen-Batterie die höchste Leistungsfähigkeit bei gleichzeitigem tolerierbarem Alterungsverhalten haben.

Laut [40] steigt bereits unter 20 °C der Innenwiderstand der Zelle überproportional mit der sinkenden Temperatur, wodurch die Leistungsfähigkeit der Batterie abnimmt. Unter 0 °C kann dieses Leistungsdefizit bereits bis zu 30 % betragen. Bei Minustemperaturen tritt zudem Lithium-Plating auf, bei dem es beim Ladevorgang der Zelle zum Abscheiden von reinem Lithium an der Anode kommt.

Bei Betriebstemperaturen über 40 °C altern gemäß [40] Lithium-Ionen-Batterien überproportional schnell. Als Faustregel gilt hier, dass sich die Lebensdauer der Batterie halbiert, wenn die Betriebstemperatur um 10 °C angehoben wird. Bei höheren Temperaturen kann es zur thermischen Zersetzung des Elektrolyten kommen und als Folge daraus zur Entflammung der Zelle.

Als maximale Temperaturspreizung innerhalb einer Batterie gibt [40] einen Wert von 5 °C an. Werden die Einzelzellen der Batterie nicht homogen temperiert, altern die Zellen unterschiedlich schnell. Folglich steigt der Ausgleichs-Aufwand, um die einzelnen Zellen auf einem gleichen SOC-Level zu halten, und die Batteriekapazität reduziert sich.

#### **2.2.4 Gehäuseform**

Als Gehäuseformen für Lithium-Ionen-Batterien haben sich drei Varianten etabliert: zylindrische, prismatische und Pouch-Zellen.

Die am weitesten verbreitete Form der zylindrischen Zelle ist das Format 18650 (18 mm Durchmesser, 65 mm Länge). Die Elektroden sind zu einem Wickel aufgerollt und werden mit dem Ableiterfaden elektrisch mit dem Gehäuse und Pol verbunden. Das Gehäuse besteht aus einem tiefgezogenen Edelstahlblech. Im Gehäuse steht der Zellwickel und wird mittels einem Deckel gasdicht verschlossen. Ein Nachteil der zylindrischen Zelle ist das niedrige Verhältnis von Oberfläche zu Volumen, wodurch die Kühlung erschwert wird.

Ein besseres Verhältnis von Oberfläche zu Volumen bietet die prismatische Zelle. An den flachen Seiten ist eine effektive Wärmeabfuhr sehr gut möglich. Das Zellgehäuse ist bei den prismatischen Zellen meist aus Aluminium und dicker als bei den zylindrischen Zellen. Die Elektroden können als Stapel („stacked“) oder als Wickel („wound“) vorliegen. Die Fertigungsgeschwindigkeit ist bei Zellwickel gegenüber dem Zellstapel höher und gestaltet sich dadurch günstiger.

Bei der Pouch-Zelle besteht das Gehäuse lediglich aus einer mit Kunststoff beschichteten Aluminiumfolie. Durch das daraus resultierende Gewicht des Gehäuses werden besonders hohe Energiedichten und sehr flache Bauformen erreicht. Ein Nachteil ist die geringe mechanische Stabilität, insbesondere bei den Zellanschlüssen, die zum Gehäuse nur über einen Kunststoffkleber abgedichtet sind.



Abbildung 2-11 Gehäuseformen von Lithium-Ionen-Batterien [66]

Die Gehäuseformen sind in Abbildung 2-11 dargestellt. Links ist die zylindrische, mittig die prismatische und rechts die Pouch-Zelle dargestellt. Ein Vergleich verschiedener Parameter der drei Gehäuseformen wird in Tabelle 2-1 durchgeführt.

Die zylindrische Zelle hat dabei die höchste spezifische Energie, jedoch auch den höchsten Innenwiderstand. Die Pouch-Zelle hat gegenüber der prismatischen Zelle eine höhere spezifische Energie und einen geringeren Innenwiderstand, jedoch den Nachteil der geringeren mechanischen Stabilität.

Tabelle 2-1 Parameter von Lithium-Ionen-Batterien mit unterschiedlicher Gehäuseform

	Zylindrische Zelle	Prismatische Zelle	Pouch-Zelle
Hersteller	Samsung SDI	Samsung SDI	Kokam
Modelltyp	ICR18650-32A	94 Ah	SLPB120216216G2
Nominelle Spannung [V]	3,75	3,68	3,7
Nominelle Kapazität [Ah]	3,2	94	70
Innenwiderstand [ $m\Omega$ ]	6-14	0,99	0,7
C-Rate Entladen (-)	1	1,6	2
C-Rate Laden (-)	0,5	0,77	1
Gewicht [kg]	0,05	2,1	1,15
Spezifische Energie [Wh/kg]	240	165	225
Quelle	[68]	[65]	[52]

### 2.2.5 Alterung der Batterie

Das Altern bei Batterien macht sich einerseits durch einen Kapazitätsverlust und andererseits durch eine Steigerung des Innenwiderstands bemerkbar. Der Kapazitätsverlust kann durch zyklisches und kalendarisches Altern hervorgerufen werden. Das kalendarische Altern findet bei Nicht-Verwendung und das zyklische Altern bei der Verwendung der Batterie statt.

[59] analysierte mehrere Studien und fand heraus, dass Temperatur, C-Rate, Ladungsdurchsatz, und Depth of Discharge (DOD) die Hauptursachen für den zyklischen Kapazitätsverlust sind. Der kalendarische Kapazitätsverlust wird dagegen von der Temperatur und dem SOC bei der Lagerung beeinflusst.

[78] analysierte zylindrische 18650 Lithium-Ionen-Batteriezellen auf kalendarische und zyklische Alterung, sowie der Steigerung des Innenwiderstandes. Es wurde herausgefunden, dass der zyklische Kapazitätsverlust stark von der Temperatur abhängt und über die Zyklenanzahl nicht linear verläuft. So steigt der zyklische Kapazitätsverlust je höher die Temperatur ist. Der Kapazitätsverlust verläuft bei 25 °C über die Zyklenanzahl degressiv, bei 60 °C aber progressiv. Der kalendarische Kapazitätsverlust ist einerseits von der Temperatur und andererseits vom SOC der Batteriezelle abhängig. Wie beim zyklischen Kapazitätsverlust steigt auch der kalendarische Kapazitätsverlust mit der Temperatur. Der kalendarische Kapazitätsverlust war laut [78] bei 80 % SOC am höchsten und bei 20 % SOC am niedrigsten. Bei 100 % SOC wurde ein niedrigerer Kapazitätsverlust als bei 80 % SOC gemessen. Die Steigerung des Innenwiderstands verhält sich bei hoher sowie niedriger Temperatur über die Zyklenanzahl degressiv und ist bei höheren Temperaturen, wie beim zyklischen Kapazitätsverlust, höher.

Eine Schädigung und somit Alterung der Batteriezelle kann jedoch nicht nur auf die Umgebungsbedingungen, sondern auch auf einen unsachgemäßen Betrieb der Batterie zurückgeführt werden.

So erfolgt bei einer Überladung der Lithium-Ionen-Batterie laut [62] eine Überlagerung von Lithium an der Anode und das Lithium reagiert in weiterer Folge mit dem Elektrolyten. An der Kathodenseite wird der Elektrolyt oxidiert, wenn das Kathodenpotential das Potential des Elektrolyten übersteigt. Beide Mechanismen führen zur Schädigung der Batterie.

[2] hat herausgefunden, dass ab einem Kathodenpotential von über 4,5 V die Stabilität des Elektrolyten nicht mehr gegeben ist und eine Zersetzung des Elektrolyten stattfindet. Außerdem kommt es an der Kathode zu irreversiblen Strukturänderungen, die sich in einem Aktivmaterialschwund äußern. An der Anode kommt es zu Lithium-Plating, da die Anode mit Lithium übersättigt wird. In weitere Folge reagiert das Lithium mit dem Elektrolyten.

Auch bei der Überentladung findet eine irreversible Schädigung statt. Laut [26] steigt das Anodenpotential bei einer Überentladung sehr stark und so geht der Kupfer-Stromableiter in Lösung. Eine Überlagerung von Lithium führt auf der Anodenseite zur Zerstörung der SEI (Solid Electrolyte Interface).

Auch [36] bestätigt, dass der Kupfer-Stromableiter der Anode in Lösung geht. Dieser lagert sich in weiterer Folge an Separator, Kathode und Anode wieder an. Eine Kupfer-Zersetzung findet erst statt, wenn die Zellspannung negativ ist (Umpolung der Elektroden) und das Anodenpotential größer als 3,54 V ist.

### 2.2.6 Thermomanagement der Batterie

Da die Batterie, wie schon in Kapitel 2.2.3 ausgeführt, nur in einem sehr engen Temperaturfenster optimal arbeitet, ist das Thermomanagement der Batterie besonders gefordert. Dabei werden je nach Formfaktor unterschiedliche Kühlungsarten eingesetzt. Die Grundlagen dazu wurden aus [40] und [9] entnommen.

Alle Formfaktoren haben gemeinsam, dass die Wärmeleitung entlang der Elektroden sehr gut ist ( $20 \text{ W/m}^*\text{K} < \lambda_{\parallel} < 50 \text{ W/m}^*\text{K}$ ). Dies ergibt sich aus dem physikalischen Umstand, dass eine gute elektrische Leitfähigkeit auch eine gute Wärmeleitfähigkeit bedingt. Senkrecht zu den Elektroden ist die Wärmeleitung dagegen um zwei Größenordnungen schlechter ( $0,5 \text{ W/m}^*\text{K} < \lambda_{\perp} < 2 \text{ W/m}^*\text{K}$ ).

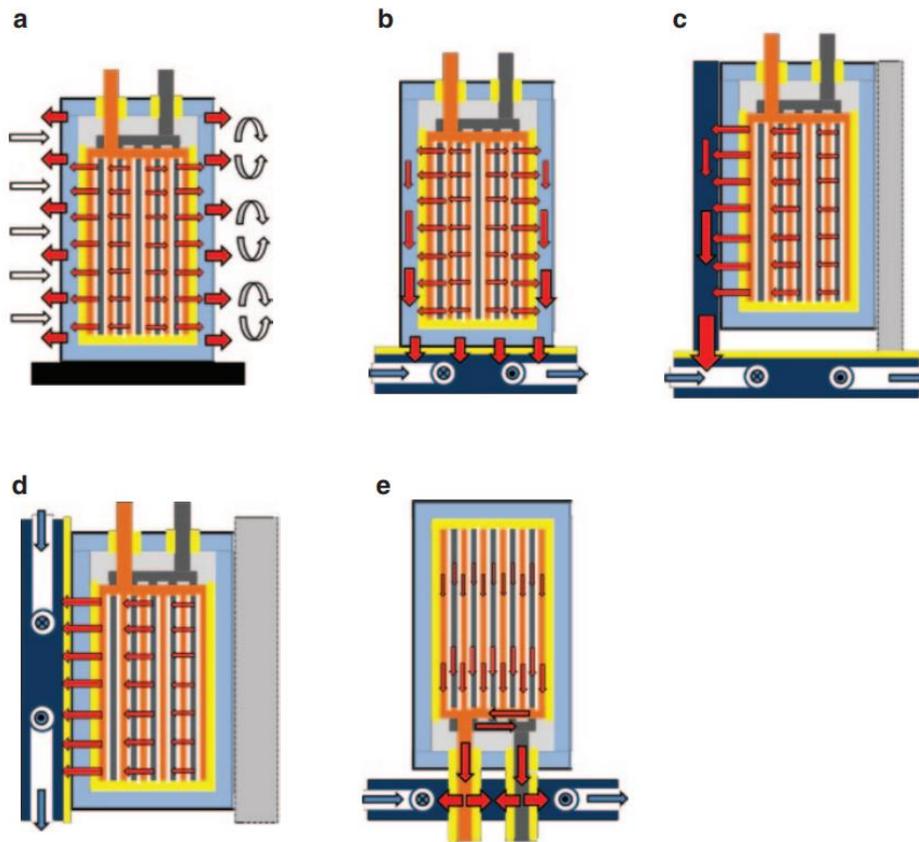


Abbildung 2-12 Prinzipielle Modellierung der Zellkühlung: **a** Luftkühlung, **b** Bodenkühlung, **c** passive Seitenkühlung, **d** aktive Seitenkühlung, **e** Ableiterkühlung [40]

In Abbildung 2-12 sind fünf grundsätzliche Temperierungsarten dargestellt. Bei der Luftkühlung (Abbildung 2-12 **a**) wird die Zelle von der Kühlluft umströmt und die frei zugängliche Oberfläche wird somit gekühlt. Da dieses System keine direkte thermische Kontaktierung erfordert, gestaltet sich das Kühlsystem relativ einfach, allerdings muss viel Platz zwischen den Zellen für die Kühlkanäle vorgesehen werden. Die Kühlungseffektivität, sowie Temperaturhomogenität ist oft nicht zufriedenstellend.

Kühlungsarten, die die Zelle thermisch kontaktieren und die Wärme über Wärmeleitung abführen, sind dagegen bezüglich Bauraumbedarf und Kühlungseffektivität der Luftkühlung deutlich überlegen. Sie führen aber zu einem komplexeren Kühlsystem. Bei Batteriezellen mit geringer Höhe reicht meist eine Bodenkühlung aus (Abbildung 2-12 **b**). Ist dies unzureichend, können zusätzlich Wärmeleitplatten zwischen den Zellen vorgesehen werden (Abbildung 2-12 **c**). Eine thermodynamisch sehr gute Lösung stellen fluidführende Kühlbleche zwischen den Zellen (Abbildung 2-12 **d**) dar. Durch einen kurzen Wärmeleitpfad wird eine hohe Kühlungseffektivität bei einer guten Temperaturhomogenität in der Zelle erreicht.

Eine besonders für die Pouch-Zelle praktikable Lösung stellt die Ableiterkühlung (Abbildung 2-12 **e**) dar, da die Pouch-Zellen relativ flache und somit gut kontaktierbare Ableiter verwenden. Hier wird das Zellinnere direkt über die Elektroden gekühlt. Da der Ableiter stromdurchflossen ist, muss hier auf eine ausreichende elektrische Isolierung zum Kühlsystem geachtet werden oder ein Dielektrikum als Kühlmedium eingesetzt werden.

Um die Wärme der Batteriezelle an die Umgebung abzuführen gibt es mehrere Ansätze. Der Einsatz von Umgebungsluft zur Kühlung der Batteriezellen ist gerade im Sommer nicht geeignet, da der Temperaturunterschied zwischen der maximal zulässigen Batterietemperatur und der Umgebungstemperatur zu gering oder sogar negativ ist. Eine im Fahrzeug schon zur Verfügung stehende Möglichkeit zur Wärmeabfuhr bietet der Kältekreislauf. Die Batterieabwärme kann dabei über konditionierte Luft, direkt über das Kältemittel des Kältekreislaufs der Klimaanlage oder einem eigenen Kühlmittelkreislauf abgeführt werden. In Abbildung 2-13 sind drei verschiedene Batteriekühlkonzepte ausgeführt, die nun näher erklärt werden.

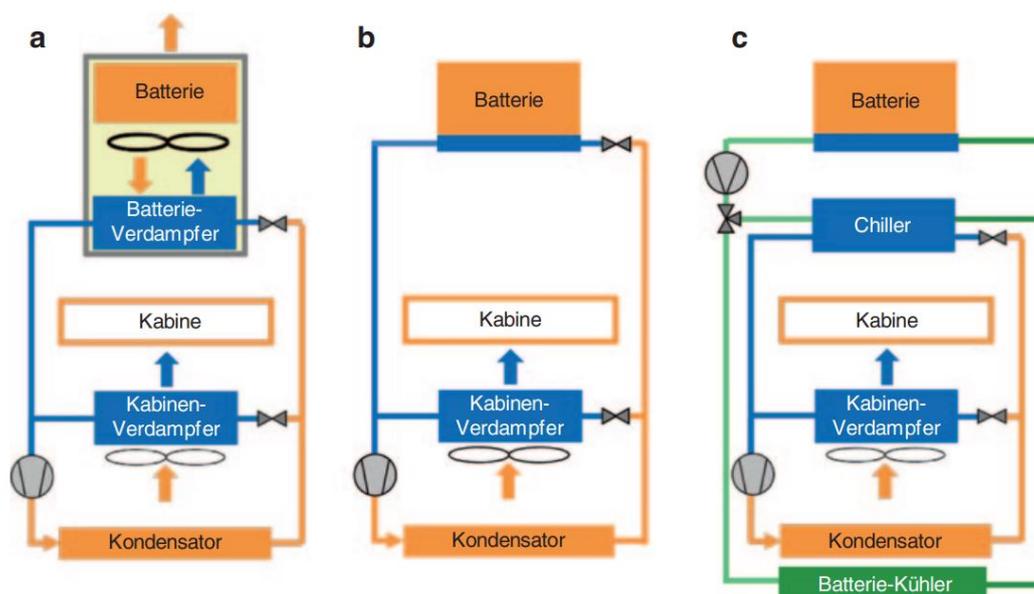


Abbildung 2-13 Batteriekühlkonzepte **a** mit Luftkühlung, **b** mit direkter Kältemittelkühlung, **c** mit Sekundärkreislauf [40]

Bei der Luftkühlung wird die Kühlluft über große Kanäle zu den Batteriezellen geführt. Nachdem sich die Luft durch Wärmeaufnahme entlang der Zellen erwärmt hat, wird sie oft direkt an die Umgebung abgegeben. Große Nachteile dieser Ausführung sind die großen Luftführungskanäle von und zur Batterie, das Gewicht des Gebläses und die störenden Geräusche durch das Gebläse. Die Luftkühlung wird vorwiegend in Fahrzeugen mit ausreichend Bauraum und niedrigen Kühlleistungsanforderungen eingesetzt. Das Batteriekühlkonzept mit Luftkühlung ist zudem das kostengünstigste der drei Systeme.

Das Kühlkonzept mit direkter Kältemittelkühlung ist die kompakteste Variante der Batteriekühlung. Eine Verdampferplatte befindet sich im Inneren der Batterie und steht in wärmeleitendem Kontakt mit den Lithium-Ionen-Zellen. Bei der Verdampfung des Kältemittels wird der Batterie Wärme entzogen, wodurch eine sehr effektive Kühlung sichergestellt ist. Die Auslegung der Verdampferplatte muss sicherstellen, dass der Wärmeentzug homogen über die Platte stattfindet, um Temperaturspreizungen in der Batteriezelle zu vermeiden. Durch die kompakte Bauweise wird die systemische Energiedichte der Lithium-Ionen-Batterie durch die Kühlung nur wenig verringert. Kältemittelgekühlte Batteriesysteme werden in Fahrzeugen eingesetzt, die eine kompakte Batteriekühlung verlangen.

Das Kühlkonzept mit Sekundärkreislauf ist die flexibelste Variante der Batteriekühlung und bei Verwendung eines zusätzlichen Luftkühlers gleichzeitig sehr energieeffizient. Die Batterie ist dabei mit einer Kühlplatte ausgestattet, die von einem Kühlmedium (meist Wasser-Glysantin-Mischung) durchflossen wird. Dabei muss durch eine sorgfältig ausgelegte Kanalführung eine möglichst homogene Temperaturverteilung über die Kühlplatte sichergestellt werden. Zur

Kühlung des Kreislaufs wird entweder der Kühler oder bei zu hohen Umgebungstemperaturen ein Chiller verwendet, der den Kältemittelkreislauf mit dem Sekundärkreislauf verbindet. Im Chiller wird das Kältemittel verdampft und die dazu notwendige Wärme dem Kühlmittel des Sekundärkreislaufes entzogen. Nachteil dieses Kühlkonzeptes ist der relativ hohe Platzbedarf der Komponenten außerhalb der Batterie, da neben dem Kühler noch ein Chiller, eine Pumpe, Ventile und Leitungen benötigt werden.

Bis jetzt wurde nur auf die Batteriekühlung eingegangen, da jedoch die Batterie erst ab einer Temperatur von 15-20 °C ([40],[84]) in seiner „Wohlfühltemperatur“ befindet, muss die Batterie bei Umgebungstemperaturen unter dieser „Wohlfühltemperatur“ beheizt werden. Die Beheizung kann daher als technische Notwendigkeit gesehen werden, die Energie kostet. Eine große Frage, die sich stellt, ist die der Energiequelle, da Wärme in Elektrofahrzeugen im Gegensatz zu verbrennungskraftangetrieben Fahrzeuge nicht zum Nulltarif zur Verfügung steht. Da die Energie zum Heizen von Batterie und Fahrgastzelle bei reinen Elektrofahrzeugen in der Regel aus der Batterie kommt, kann sich die Reichweite im Winter stark reduzieren.

Die Batterieheizung kann dabei ähnlich der Luftkühlung in Abbildung 2-13 a erfolgen, nur dass sich der Wärmestrom dabei umkehrt. Dabei kann die Ansaugluft zur Batterieheizung durch elektrische Luftheizelemente erhitzt werden. Eine weitere Möglichkeit stellt die Lufterwärmung mittels fossilen Luftheizelementen dar. Eine andere besonders einfache und kostengünstige Lösung ist die Zuleitung der vorgewärmten Kabinenluft zu den Batteriezellen.

Die Batterieheizung mit Sekundärkreislauf verwendet batterieseitig dieselben Wärmeübertragungselemente wie die Kühlmittelkühlung aus Abbildung 2-13 c. Die Energie zur Kühlmittelerwärmung kann durch einen Hochvolt-Flüssigkeitserhitzer in den Kreislauf eingebracht werden. Eine solche Ausführung ermöglicht auch eine Vorkonditionierung der Batterie vor der Fahrt. In höher entwickelten Thermokreisläufen findet sich zudem vermehrt die Verwendung von Wärmepumpen und Verlustwärmenutzung.

Eine gängige Methode um die Batteriezellen schnell und effektiv zu erwärmen bietet die Zellbeheizung mittels elektrischer Heizelemente. Hier werden in Zellnähe, beispielsweise flächig zwischen den Zellen, Thermofolien in das Zellpack eingebracht, die über eine Widerstandsheizung verfügen. Somit kann sehr effektiv und gezielt die Zelltemperatur erhöht werden.

## 2.3 Elektrische Maschinen

Elektrische Maschinen als Antriebsmotor haben gegenüber der Verbrennungskraftmaschine einen enormen Vorteil im Antriebsmomentenverlauf. So ist bei elektrischen Maschinen schon ab den untersten Drehzahlen das ganze Momentenpotential verfügbar. Elektrische Maschinen unterscheiden sich darüber hinaus in deren besseren Wirkungsgrad von der Verbrennungskraftmaschine, wobei berücksichtigt werden muss, dass in der Verbrennungskraftmaschine als zusätzlicher Prozess die Treibstoffenergie in mechanische Energie umgewandelt wird.

Für die in diesem Kapitel ausgeführten Grundlagen wird auf [12] und [72] verwiesen.

Der Drehzahl-Drehmoment Verlauf einer elektrischen Maschinen ist in Abbildung 2-14 dargestellt. Der Verlauf kann in zwei Bereiche untergliedert werden:

1. **Grundstellbereich:**

Dieser Bereich gilt vom Maschinenstillstand bis zur Nenndrehzahl. Strom, Drehmoment und der magnetische Fluss sind in diesem Bereich konstant. Die Spannung steigt proportional mit der Drehzahl an.

2. **Feldschwächebereich**

Dieser Bereich gilt ab der Nenndrehzahl bis zur Grenzdrehzahl. Strom und Spannung

bleiben in diesem Bereich annähernd konstant. Drehmoment und magnetischer Fluss verhalten sich indirekt proportional zur Drehzahl.

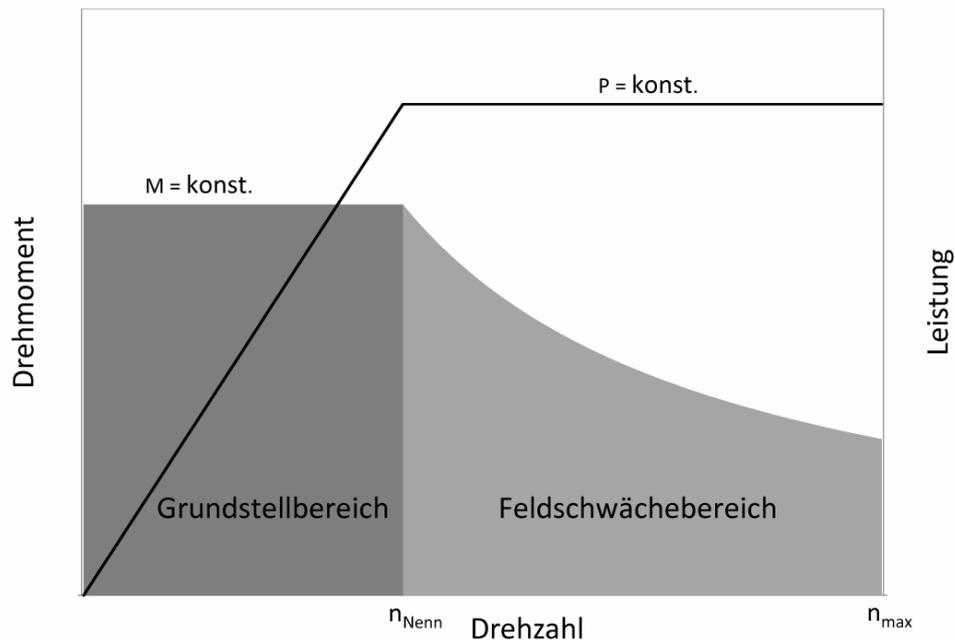


Abbildung 2-14 Drehzahl-Drehmoment Verlauf einer elektrischen Maschine [12]

Elektrische Maschinen weisen in deren Anforderungen durchaus Parallelen zu Wärmekraftmaschinen auf. So wird eine hohe gravimetrische, wie auch volumetrische Leistungsdichte, ein hoher Wirkungsgrad und niedrige Herstellkosten gefordert. Ein großer Unterschied der elektrischen Maschine zur Wärmekraftmaschine ist die Funktion zum Rekuperieren, also zur Energierückgewinnung, wenn ein negatives Moment an der Maschine anliegt.

Elektrische Maschinen funktionieren auf Basis elektrisch generierter elektromagnetischer Felder, die durch eine Induktion magnetische Kräfte hervorrufen. Das magnetische Feld kann dabei in der gleichen Lage verharren (Gleichstrommotoren) oder sich drehen (Drehstrommotoren). In Abhängigkeit der geforderten Leistung, Drehzahl und Wirkungsgrad wurden verschiedene Varianten der elektrischen Maschine bereits entwickelt und in Serie betrieben:

- Gleichstrommaschine
- Drehstrom-Asynchronmaschine
- Drehstrom-Synchronmaschine
- Geschaltete Reluktanzmaschine

Da für automotive Anwendungen vorwiegend die Drehstrom-Synchronmaschine eingesetzt wird, wird diese näher behandelt. Die Synchronmaschine kann dabei in drei verschiedenen Bauweisen ausgeführt sein:

- Permanentmagnet-Synchronmaschine (PSM)
- Stromerregte Synchronmaschine (SSM)
- Hybriderregte Synchronmaschine (HSM)

Die drei Maschinen unterscheiden sich in der Erzeugung des Rotormagnetfeldes. Bei der PSM wird dieses Magnetfeld durch die im Rotor beinhaltenen Permanentmagneten erzeugt. Bei der SSM wird das Magnetfeld durch Rotorwicklungen erzeugt. Die HSM stellt eine Kombination dar, bei deren Rotor die Grunderregung durch Permanentmagneten und die Zusatzerregung

durch Wicklungen erzeugt wird. Die Synchronmaschine dreht sich im Gegensatz zur Asynchronmaschine synchron mit dem Statorfeld. Die Momentenbildung erfolgt aufgrund der vom Rotor-Magnetfeld auf die Statorwicklung wirkenden Kraft (Lorentz-Kraft).

Die PSM zeichnet sich durch gute Wirkungsgrade im niedrigen Drehzahlbereich und durch eine kompakte Bauweise aus. Der Wirkungsgrad beträgt laut [4] 80 bis zu 95 %. Elektrisch bedingt treten Schleppverluste im Leerlauf auf und die Herstellkosten sind etwa 30% höher, verglichen zur Asynchronmaschine. Ein zukünftiges Problem wird auch die Bereitstellung der Magneten darstellen, da diese seltene Erden beinhalten, welche vorwiegend in China abgebaut werden.

Im Gegensatz zur PSM treten bei der SSM keine Schleppverluste auf. Hier werden Wirkungsgrade von bis zu 96 % erreicht. [34] Ein Nachteil der SSM ist jedoch, dass für die Rotorwicklungen ein zusätzliches Bürstensystem mit Schleifring nötig ist und die Feldwicklungen am Rotor durch geeignete Maßnahmen gekühlt werden müssen.

Laut [53] und [11] betragen die maximal zulässigen Kühlmitteltemperaturen beim Kühlmiteleinlass der E-Maschine 60-70 °C. [53] bezieht sich dabei auf eine PSM und [11] bezieht sich auf eine HSM. Durch Korrespondenzen mit dem Hersteller aus [11] wurden kommuniziert, dass eine maximal zulässige Temperaturspannung zwischen Ein- und Auslass des Kühlmittels von 8-15 °C, je nach Betriebspunkt, eingehalten werden muss.

## 2.4 Wechselrichter

Zum Betrieb von Drehstrommotoren muss der im Batteriestromnetz fließende Gleichstrom wechselgerichtet werden. Der Wechselrichter regelt zudem Frequenz und Spannung der elektrischen Maschine. Dies kann durch einen dreiphasig ausgeführten bidirektionalen Gleichstromsteller oder durch MOSFETs (Metall-Oxid-Halbleiter-Feldeffekttransistor) erfolgen. Die Wechselrichter sind rückspeisefähig, womit beim Rekuperieren der von der elektrischen Maschine erzeugte Wechselstrom wieder in Gleichstrom umgewandelt wird. Der Wirkungsgrad des Wechselrichters hängt stark vom Betriebspunkt ab, kann aber bis zu 95 % betragen. [8]

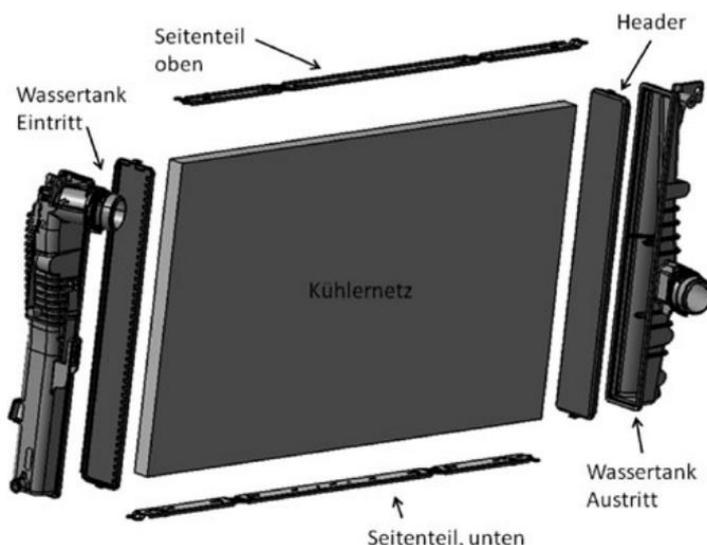
## 2.5 Kühlmittelkühler

Der Kühlmittelkühler stellt eine zentrale Rolle im Thermomanagement von Kühlkreisläufen dar, da der Kühler Wärmemengen des Kühlmittels an die Umgebungsluft abführt. Kühlmittelkühler im automotiven Bereich werden ausschließlich als Kreuzstrom-Wärmetauscher ausgeführt.

Grundlagen für dieses Kapitel wurden aus [67] entnommen.

Der Kühlmittelkühler besteht, wie in Abbildung 2-15 abgebildet, aus den folgenden Komponenten:

- Kühlnetz, zusammengesetzt aus Rohren und Rippen
- Seitenteile und Header
- Wassertanks am Ein- und Austritt



5

Abbildung 2-15 Komponenten eines Kühlmittelkühlers [67]

Die Kühlleistung des Kühlmittelkühlers wird maßgeblich von den eingesetzten Materialien und der Kühlernetzgestaltung beeinflusst. Aluminium hat sich aufgrund seiner Eigenschaften wie niedriges spezifisches Gewicht, hoher Wärmeleitfähigkeit, guter Festigkeit, Korrosionsbeständigkeit und hervorragender Formbarkeit als Werkstoff für Kühlernetze durchgesetzt. Dies Seitenkästen können aus Aluminium oder aus Kunststoff ausgeführt sein.

Ein wesentliches Unterscheidungsmerkmal von Kühlernetzen bildet deren Herstellung. Für geringe Leistungsanforderungen werden nahtlos gezogene oder ovale Rohre mit aufgesteckten, gestanzten Rippen für das Kühlernetz verwendet. Die Rippen dienen hier zur Verbesserung der luftseitigen Wärmeübergangszahl. Für höhere Leistungsanforderungen kommen gelötete Flachrohr-Wellrippen-Systeme zum Einsatz. Bei dieser Bauart wird das Netz aus Flachrohren und gewalzten Wellrippen gebildet. Bei besonders tiefen Netzen werden mehrere Rohrreihen hintereinander angeordnet.

Auf der Kühlmittelseite wird eine Steigerung der Wärmeleistung durch den Einsatz von Turbulenzeinlagen erreicht. Dies kann durch Einlegeeile in die Rohre oder durch speziell strukturierte Rohroberflächen realisiert werden. Maximal zulässige Temperaturen in den Kühlkreisläufen betragen im Nutzfahrzeugsbereich 95-110 °C. Maximale Kühlmittelvolumenströme sind für Nutzfahrzeuge mit 2,5 – 9 l/s angegeben.

Frontfläche, Bautiefe, Rohrabstand und Rippendichte sind die wichtigsten geometrischen Parameter von Kühlmittelkühlern. Sie stehen im direkten Zusammenhang zur erzielbaren Wärmeleistung, Druckverlust des inneren Mediums (Kühlmittel) und Druckverlust des äußeren Mediums (Luft).

Die in Abbildung 2-16 dargestellte spezifische Wärmeleistung ergibt sich wie dargestellt aus einem Produkt von Volumenstrom des Kühlmittels und Volumensstrom der Kühlluft. Das Kennfeld verläuft nichtlinear. Ein weiterer Faktor für die erzielbare Wärmeleistung sind die schon im letzten Absatz beschriebenen geometrischen Parameter, die in wechselseitiger Beziehung mit den Volumensströmen von Kühlmittel und Luft stehen.

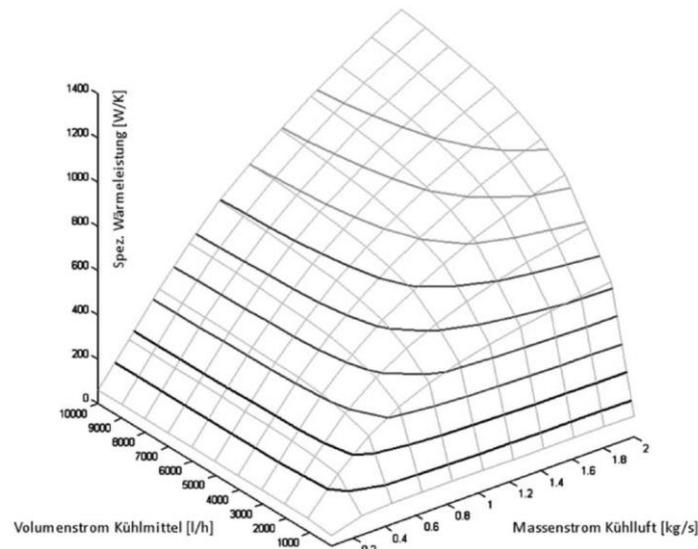


Abbildung 2-16 Wärmeleistungskennfeld eines Kühlers [67]

## 2.6 Dauerbremssysteme

Grundlagen für Dauerbremssysteme wurden aus [33] entnommen.

Die Radbremsen der Nutzfahrzeuge sind nicht für den Dauerbetrieb ausgelegt. So kann es bei langen Bergabfahrten mit hoher Nutzlast zur thermischen Überlastung und im schlimmsten Fall zum Versagen der Radbremse kommen. Um dies zu vermeiden sind im Nutzfahrzeugbereich Dauerbremssysteme verfügbar, die im Gegensatz zu den Radbremsen so gut wie keinen Verschleiß aufweisen. Ein entscheidendes Argument für den Einsatz einer Dauerbremse ist neben dem Sicherheitsaspekt die Schonung der Radbrems-Reibelemente, deren Lebensdauer sich beim Einsatz einer Dauerbremse um den Faktor 2 bis 5 erhöht. Grundsätzlich wird zwischen Motorbremssystemen und Zusatzbremsmaschinen (Retarder) unterschieden.

Beim Motorbremssystem entsteht die Bremswirkung durch Drosselung der Abgasströmung mithilfe einer im Auspuffkrümmer angeordnete Auspuffklappe. Um die Motorbremswirkung nicht nur auf den Gaswechsel des 4. Taktes zu beschränken, ermöglicht der Einbau einer Konstantdrossel einen Teil der Kompressionsarbeit des zweiten Taktes zu nutzen (Dekompressionsbremse). Dafür werden entweder die Auslassventile oder ein zusätzliches Konstantdrosselventil gezielt am Ende des Verdichtungstaktes geöffnet und somit der Druck entspannt. In der Expansionsphase (dritter Takt des 4-Takt-Motors) kann somit keine Druckarbeit mehr an die Kurbelwelle abgegeben werden. Die Dekompressionsbremse erreicht mit der Auspuffklappe eine Bremsleistung von 30 – 40 kW pro Liter Hubraum. Ein Nachteil der Motorbremse ist, dass sich nennenswerte Bremsleistungen nur mit hoher Motordrehzahl realisieren lassen, die Bremswirkung nicht drosselbar und der Drosselvorgang geräuschbehaftet ist.

Retarder wandeln die Bremsenergie in Wärme um und erweitern das Spektrum der Dauerbremse erheblich. Die gängigsten Wirkungsweisen sind hydrodynamisch oder elektrodynamisch ausgeführt. Durch die Raddrehzahlabhängigkeit des Retarders lässt sich eine gute Bremsleistung erst bei höheren Fahrgeschwindigkeiten erzielen. Dazu stellt die Motorbremse eine gute Ergänzung dar, da diese bei einem niedrig eingelegten Gang auch bei langsamen Fahrgeschwindigkeiten zu guten Bremsleistungen führt. Hydrodynamische Retarder (Abbildung 2-17) sind Strömungsbremsen, die bei Betätigung Öl in den Arbeitsraum gepumpt bekommen. Der Rotor beschleunigt dieses Fluid, es wird durch die Zentrifugalkraft nach außen gedrückt und durch die Rotorscheufeln auf die ruhenden Statorschaufel geschleudert, wodurch das Öl verzögert wird. Im Stator wird das Öl umgelenkt und fließt auf dem Innendurchmesser wieder dem Rotor zu. Durch die Umströmung der Rotorscheufeln entsteht ein Drehmoment,

das der Bewegungsrichtung des Rotors entgegenwirkt. Das Öl muss über einen Wärmetauscher gekühlt werden, da die reduzierte kinetische Energie direkt in Wärme umgewandelt wird. Die maximale Bremsleistung von Retardern beträgt 600 kW, wobei diese nicht ständig aufrechterhalten werden kann, da die Kühlleistung begrenzt ist.

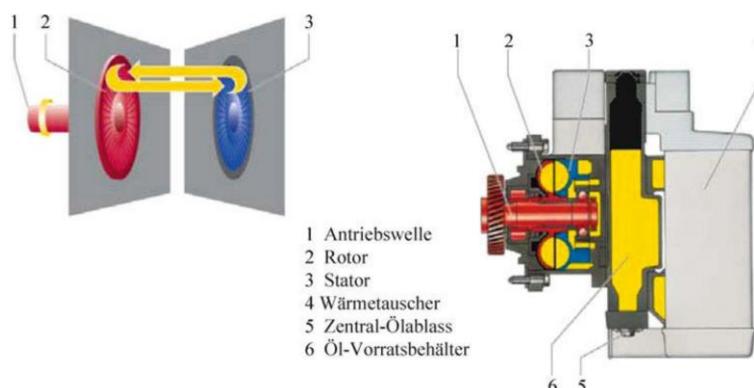


Abbildung 2-17 Prinzip und Aufbau eines hydrodynamischen Retarders (MAN) [33]

Die Wirkungsweise des elektrodynamischen Retarders (Abbildung 2-18) basiert auf dem Prinzip der Wirbelstrombremse. An einer als Stator ausgeführten Ringscheibe sind Erregerspulen angebracht. Auf der rotierenden Antriebswelle ist ein zum Stator dazugehöriger Rotor mittels eines Getriebes verbunden. Werden die Erregerspulen bestromt, wird ein magnetisches Feld erzeugt. Die Bewegung der Rotoren durch dieses Feld induziert Wirbelströme. Das daraus entstehende Bremsmoment ist von der Intensität der Erregung und der Rotordrehzahl abhängig. Nachteilig im Vergleich zum hydrodynamischen Retarder ist das hohe Gewicht.

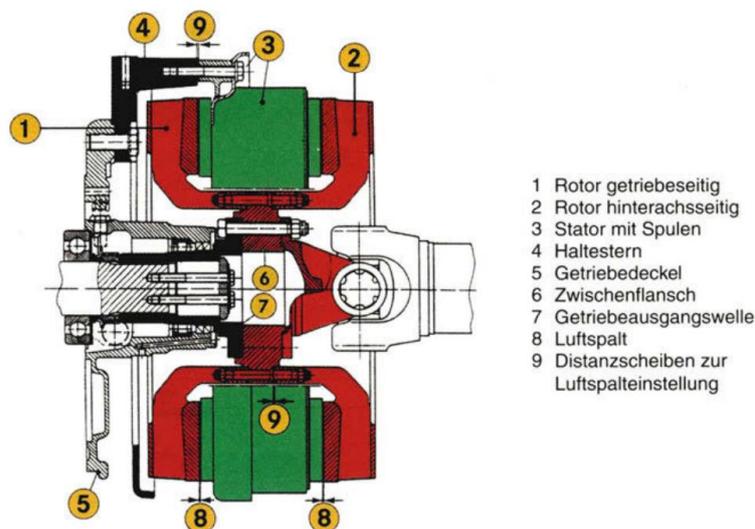


Abbildung 2-18 Aufbau eines elektrodynamischen Retarders [33]

Dauerbremsen werden im einfachsten Fall manuell vom Fahrer bedient. Dauerbremsen können jedoch auch durch das elektronische Bremsmanagement mit der Betriebsbremse kombiniert werden. Das Bremsmanagement übernimmt die Entscheidung welches Bremssystem in welcher Reihenfolge und in welcher Intensität eingesetzt wird. So wird bei geringem Abbremsbedarf nur mit der Dauerbremse gebremst, bei höheren Abbremsbedarf wird die Betriebsbremse als Unterstützung dazu geschaltet.

Die Ausführungen der behandelten Dauerbremssysteme beziehen sich auf Nutzfahrzeuge mit einer Verbrennungskraftmaschine. Diese haben in der Regel einen Kühlkreislauf für den Verbrennungsmotor, mit dem auch der hydrodynamische oder elektrodynamische Retarder

mitgekühlt werden kann. Bei einem BEV entfällt dieser Kreislauf. Hier muss für den Retarder ein eigener Kreislauf berücksichtigt werden. Bei einem FCHEV kann der Retarder mittels dem Brennstoffzellenkreislauf mitgekühlt werden. Das Temperaturniveau des Brennstoffzellenkreislaufs ist jedoch wesentlich niedriger als ein Kühlkreislauf einer Verbrennungskraftmaschine. Hinzu kommt, dass bei BEV und FCHEV das Motorbremssystem wegfällt. Als zusätzliche Dauerbremse bietet sich bei BEV und FCHEV das Bremsen durch das Rekuperieren der E-Maschine an.

### 3 Theoretische Grundlagen – Simulationsmodell

Im dritten Kapitel werden die jeweiligen Grundlagen zur Erstellung der Simulation behandelt. Die Simulation wird rein überblickmäßig erklärt, ohne auf die konkreten Parameter des Simulationsmodells einzugehen. Diese Parameter sind im Anhang ersichtlich.

Die Simulation wurde grundsätzlich mit MATLAB Simulink des Unternehmens MathWorks durchgeführt. Die Kühlkreisläufe wurden im Verbund einer Ko-Simulation mit dem Simulationsprogramm KULI des Unternehmens Engineering Center Steyr GmbH & Co KG eingebunden. In Abbildung 3-1 ist der Aufbau der Simulation schematisch dargestellt. Ausgehend vom Fahrzyklus wird die durch die E-Maschine zu bewältigende Leistung errechnet. Im Power-Split wird die Leistung zwischen Brennstoffzelle und Batterie aufgeteilt. Durch verschiedene Kühlkreisläufe werden die in den verschiedenen Modulen anfallenden Wärmemengen an die Umgebung abgeführt.

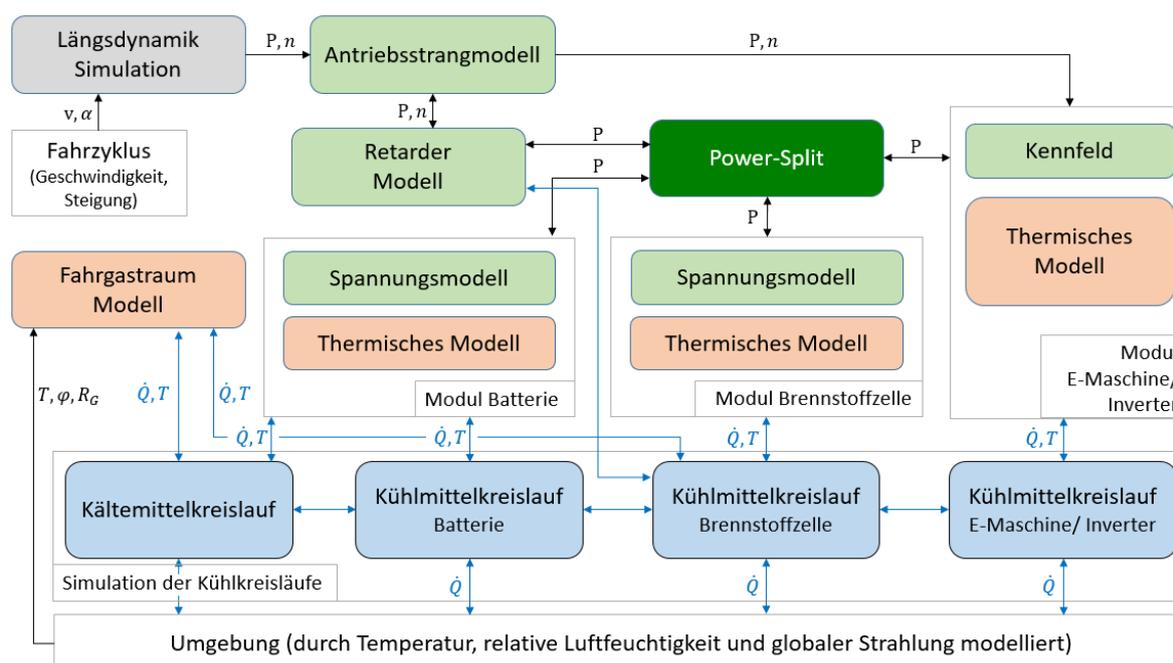


Abbildung 3-1 Schematischer Aufbau der Simulation

#### 3.1 Architektur des Simulationsfahrzeugs

Die Fahrzeugarchitektur ist der FCHEV (Fuel Cell Hybrid Electric Vehicle)-Architektur aus [14] und [70] nachempfunden. Das System ähnelt dabei einer seriellen Hybridarchitektur mit Verbrennungskraftmaschine, wie sie in [32] gezeigt wird. Das serielle Hybridfahrzeug mit Verbrennungsmotor wandelt die im Treibstoff gebundene chemische Energie in mechanische Energie und anschließend in elektrische Energie um. Bei der in dieser Arbeit und auch in [14] und [70] verwendeten seriellen Hybridstruktur mit Brennstoffzelle wird die im Brennstoff gebundene chemische Energie durch die Brennstoffzelle direkt in elektrische Energie umgewandelt. Somit wird ein Energiewandlungsschritt bei der Hybridarchitektur mit Brennstoffzelle übersprungen. Die serielle Hybridarchitektur mit Brennstoffzelle ist in Abbildung 3-2 dargestellt.

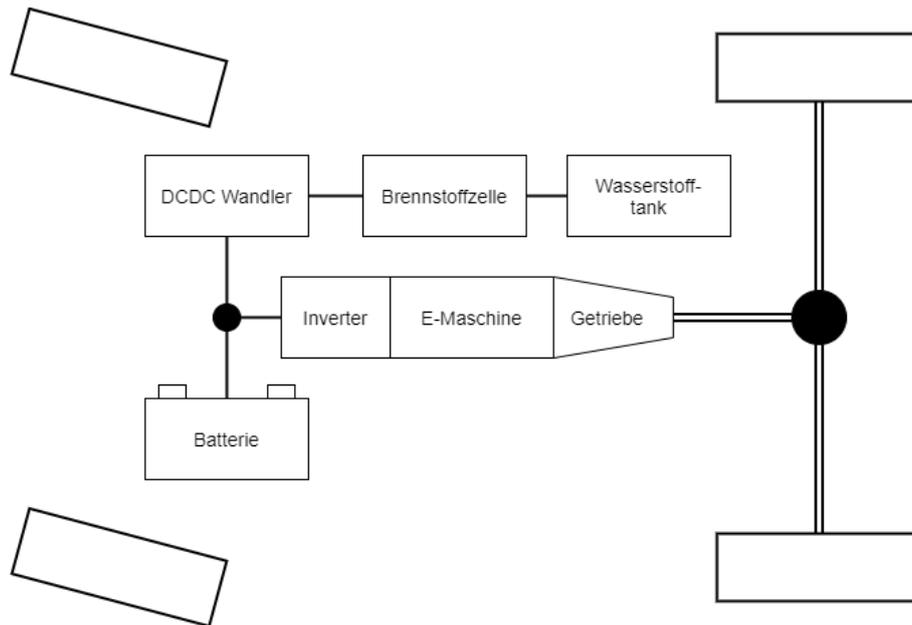


Abbildung 3-2 Fahrzeugarchitektur des LKW-Hybrid mit Brennstoffzelle

## 3.2 Längsdynamikmodell

Für eine thermische Simulation von Brennstoffzelle, Batterie und E-Maschine muss zu jedem Zeitpunkt eine Leistungsinformation vom Antriebsstrangmodell bereitgestellt werden. Da die Eingangsparameter nur in Form von Geschwindigkeit und Steigung vorliegen, muss aus diesen dynamischen Parametern gemeinsam mit statischen Parametern des Lastkraftwagens eine Leistungsinformation errechnet werden.

Es handelt sich somit um ein rückwärtsrechnendes Längsdynamikmodell. Bei der quasi-stationären Simulation wird von einem vorgegebenen Zustand vom Rad aus zurück auf den Motorzustand gerechnet. Ein Vorteil dieses Längsdynamikmodells ist die einfache Modellierung. Als Nachteil ergibt sich jedoch, dass einzelnen Komponenten nicht immer den realen physikalischen Eigenschaften nach modelliert werden können. Das Pendant zur rückwärtsrechnenden Längsdynamiksimulation ist die vorwärtsrechnende Längsdynamiksimulation. Diese rechnet vom Fahrer aus zum Rad, das heißt ausgehend vom Fahrerwunsch (Gaspedalstellung) wird die Fahrgeschwindigkeit berechnet. [45]

Das Längsdynamikmodell wird dabei aus [33] abgeleitet.

### 3.2.1 Luftwiderstand

Der Luftwiderstand  $F_L$  errechnet sich nach Gleichung 3-1:

$$F_L = c_w * A * \frac{\rho_L * v^2}{2} \quad 3-1$$

Der Luftwiderstandsbeiwert  $c_w$  ist ein dimensionsloser Wert, der stark von der Form des Fahrzeugs abhängt. Laut [30] bewegt sich der Luftwiderstand bei LKW-Sattelzügen im Bereich von 0,49 bis 0,78.  $A$  steht für die projizierte Stirnfläche des Fahrzeugs,  $\rho_L$  beschreibt die Dichte der Luft und  $v$  die Fahrgeschwindigkeit.

### 3.2.2 Rollwiderstand

Der Rollwiderstand  $F_R$  errechnet sich nach Gleichung 3-2:

$$F_R = m * g * f_R \quad 3-2$$

$m$  steht für die Fahrzeugmasse,  $g$  für die Erdbeschleunigung und  $f_R$  für den Rollwiderstandsbeiwert. Dieser hat, wie in Abbildung 3-3 ersichtlich, einen statischen und einen dynamischen Anteil, der sich über die Geschwindigkeit ändert.

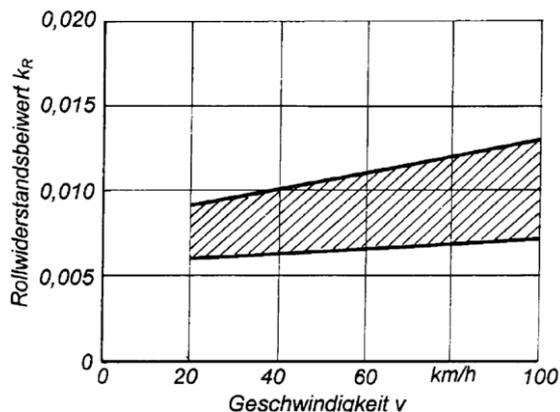


Abbildung 3-3 Rollwiderstandsbeiwert von Nutzfahrzeugen für 20 bis 24 Zoll Bereifung [33]

### 3.2.3 Steigungswiderstand

Der Steigungswiderstand  $F_S$  errechnet sich nach Gleichung 3-3:

$$F_S = m * g * \sin(\alpha) \quad 3-3$$

$m$  beschreibt die die Fahrzeugmasse,  $g$  die Erdbeschleunigung und  $\alpha$  die Steigung. Die Steigung wird in Radiant und nicht, wie im Straßenverkehr üblich in Prozent benötigt.

### 3.2.4 Beschleunigungswiderstand

Der Beschleunigungswiderstand errechnet sich nach Gleichung 3-4:

$$F_B = m * a * \lambda_{Drehmasse} \quad 3-4$$

$m$  steht für die Fahrzeugmasse,  $a$  für die Fahrzeugbeschleunigung und  $\lambda_{Drehmasse}$  für den Drehmassenzuschlagsfaktor. Der Drehmassenzuschlagsfaktor berücksichtigt den Einfluss der rotatorischen auf die translatorische Beschleunigung. Er hängt einerseits von der Fahrzeugmasse und andererseits von der Getriebeübersetzung ab. Wie in Abbildung 3-4 ersichtlich hat der Drehmassenzuschlagsfaktor keinen linearen, sondern exponentiellen Verlauf.

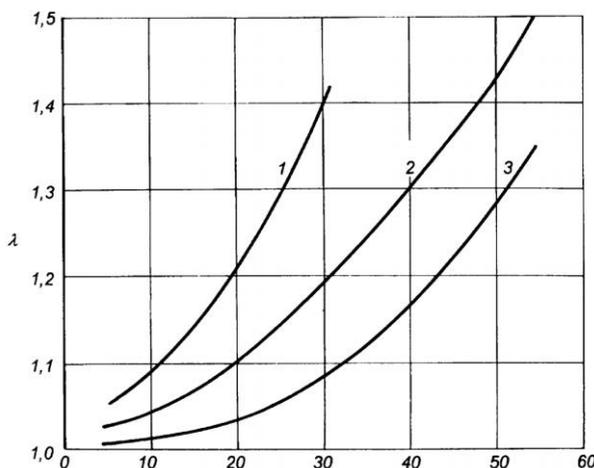


Abbildung 3-4 Drehmassenzuschlagsfaktor  $\lambda$  von Nutzfahrzeugen als Funktion der Getriebeübersetzung  $i_K$ : 1 Lkw mit  $m = 15$  t, 2 Lkw mit  $m = 13$  t, 3 Lkw mit Hänger [33]

### 3.3 Gangschaltmodell und Modellierung des Antriebsstrangs

Als Gangschaltmodell wurde ein eigens entwickelter simpler Algorithmus implementiert. So wird für jeden Gang in jedem Zeitpunkt aus dem Kennfeld der E-Maschine der Wirkungsgrad ermittelt. Je nachdem in welchem Gang der beste Wirkungsgrad im E-Maschinen-Kennfeld vorliegt wird in diesen geschaltet. Um nicht in infinit kleinen Zeitabständen zwischen den Gängen zu wechseln wurde in MATLAB Simulink ein „Zero-Order Hold“-Block verwendet, der für eine gewisse Zeit den Schaltvorgang verhindert. Die Schaltzeiten selbst wurden nicht modelliert, so wird davon ausgegangen, dass ohne Verzögerung von einem in den anderen Gang geschaltet wird.

Sollte für den aktuellen Zeitschritt für keinen Gang im Kennfeld ein Wirkungsgrad gefunden werden, da das erforderliche Moment außerhalb der Kennfeldgrenzen ist, wird auf eine einfache drehzahlbasierte Schaltstrategie zurückgegriffen, bei der abhängig von der errechneten E-Maschinendrehzahl in den dafür passenden Gang geschaltet wird. Eine schematische Abbildung des Gangschaltmodells ist in Abbildung 3-5 dargestellt.

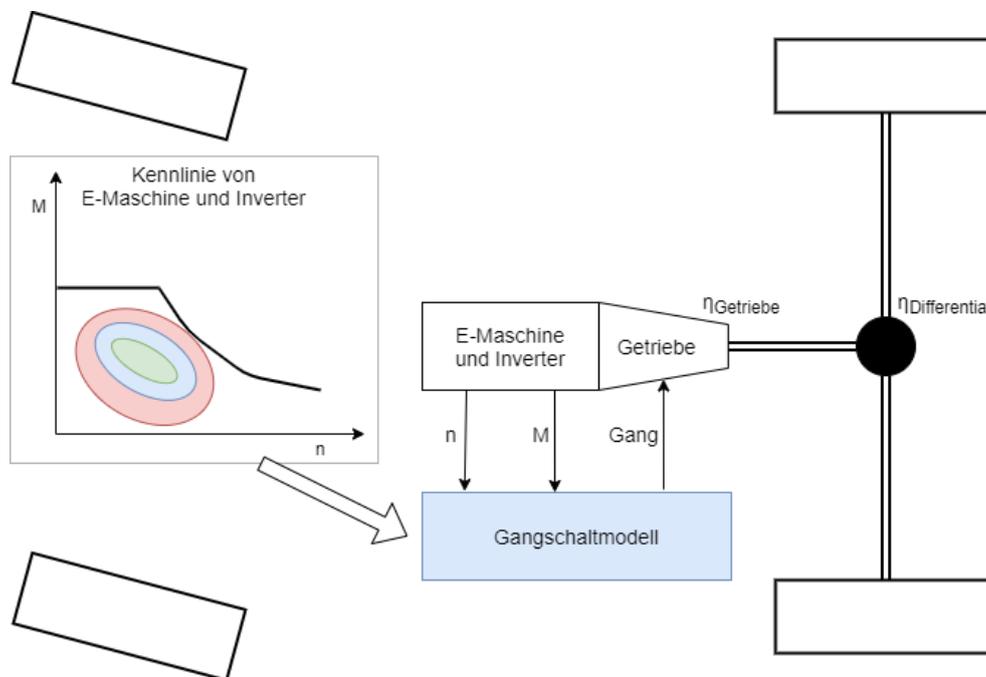


Abbildung 3-5 Schematische Darstellung des Gangschaltmodells

Der mechanische Pfad zwischen der elektrischen Leistung, die am Motor anliegt, und dem Vortrieb ist in der Simulation reibungsbehaftet angenommen. Der Verlust von E-Maschine und Inverter wird mittels eines kombinierten Wirkungsgradkennfeldes errechnet. So fällt je nach Moment und Drehzahl, die an der E-Maschine anliegen, ein Verlust an. Die Kombination von E-Maschine und Inverter zu einem Kennfeld wurde vollzogen, da die Wirkungsgradkennfelder von E-Maschine wie auch Inverter in gleicher Form vorliegen.

Das Getriebe wurde als 4-Gang Getriebe modelliert um die E-Maschine bei niedriger, wie auch hoher Geschwindigkeit in einem günstigen Wirkungsgradfenster zu betreiben. Am Getriebe wird unabhängig von Gang und Drehzahl mit einem konstanten mittleren Wirkungsgrad die Verlustleistung errechnet. Am Differential ergeben sich die Verluste aus einem konstanten mittleren Wirkungsgrad und der anliegenden Leistung.

### 3.4 Auslegung der Brennstoffzelle und der Batterie

Durch die Auslegung der Brennstoffzelle und der Batterie lässt sich das Gesamtsystem in dessen Leistungsfähigkeit und Effizienz deutlich beeinflussen. Nach der Auslegung der

Brennstoffzelle und der Batterie wird ein Ausblick auf die kombinierte Leistungsfähigkeit der beiden Komponenten gegeben.

### 3.4.1 Brennstoffzelle

Aus Abbildung 3-6 ist ersichtlich, dass System- und Stack-Wirkungsgrad der Brennstoffzelle von der Stromdichte abhängen. Ein generelles Ziel der Auslegung ist es, in jedem Betriebspunkt den größten System-, wie auch Stack-Wirkungsgrad zu erreichen. Dies ist jedoch aufgrund der Charakteristik des Wirkungsgrades der Brennstoffzelle nicht möglich. Der Systemwirkungsgrad hat sein Maximum bei niedrigen Stromdichten und das Minimum bei hohen Stromdichten. Der Stack-Wirkungsgrad hat sein Maximum bei einer Stromdichte von 0 A/cm<sup>2</sup> und sinkt mit zunehmender Stromdichte. Das Maximum der Brennstoffzellenleistung wird jedoch erst bei einer hohen Stromdichte erreicht.

Ist nun eine maximale Brennstoffzellenleistung von 100 kW gefordert, kann die Brennstoffzelle auf zwei Arten ausgelegt werden. Eine auf minimale Kosten und Gewichtseffizienz ausgelegte Brennstoffzelle würde als Ziel eine minimale Anzahl an Brennstoffzellen mit minimaler aktiver Zellfläche voraussetzen. Daraus ergibt sich, dass der Betriebspunkt der maximalen Last, wie in Abbildung 3-6 links ersichtlich, bei der maximalen Stromdichte von 2 A/cm<sup>2</sup> liegen müsste. In diesem Betriebspunkt sind System und Stack-Wirkungsgrad jedoch nicht optimal.

Eine auf Effizienz ausgelegte Brennstoffzelle würde als Ziel einen Betriebsbereich haben in dem System- und Stack-Wirkungsgrad dauerhaft hoch sind. Eine Möglichkeit dies zu realisieren ist der Einsatz von mehr Zellfläche und Zellen, um die gleiche Brennstoffzellenleistung bei einer geringeren Stromdichte zu erhalten. Somit sinkt der System- und Stack-Wirkungsgrad im Betriebspunkt der maximalen Last nicht so stark wie bei der kostenoptimierten Auslegung. Diese Auslegung impliziert jedoch höhere Kosten, sowie ein höheres Gewicht des Brennstoffzellensystems. Die auf Effizienz ausgelegte Brennstoffzelle würde zudem Vorteile im Alterungsverhalten haben. Laut [10] und [13] haben ein Betrieb mit hohen Stromdichten eine erhöhte Alterung zu folge.

Wie in Abbildung 3-6 ersichtlich, ist es auch erforderlich den Arbeitsbereich in Richtung geringer Stromdichte zu limitieren. Im Bereich der geringen Stromdichten steigt der Stack-Wirkungsgrad zwar noch an, der System-Wirkungsgrad sinkt jedoch aufgrund der Dynamik der BoP-Komponenten. Somit ist es sinnvoll die Brennstoffzelle nie auf niedrigen Lasten zu betreiben.

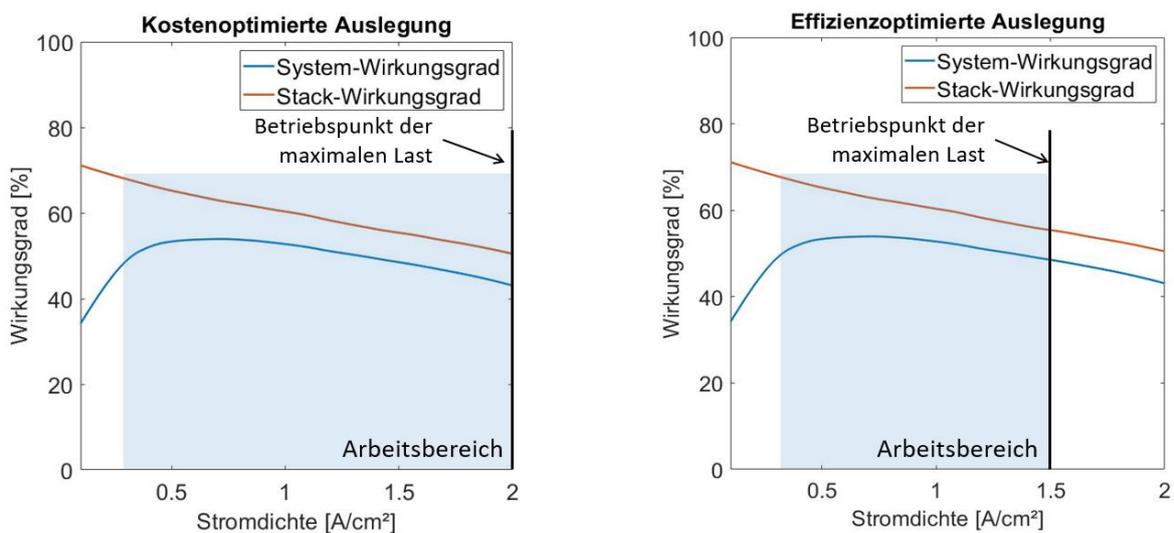


Abbildung 3-6 Vergleich der kostenoptimierten und der effizienzoptimierten Auslegung

Die Brennstoffzellenleistung  $P_{BZ}$  lässt sich also in jedem Punkt wie folgt berechnen:

$$P_{BZ} = U * i * A * n \quad 3-5$$

Die Brennstoffzellenspannung  $U$  und die Stromdichte  $i$  sind wie in Abbildung 2-3 ersichtlich durch die Polarisationskurve gekoppelt. Auch der Brennstoffzellenwirkungsgrad ist indirekt mit der Polarisationskurve verknüpft. Die aktive Zellfläche  $A$ , sowie die Zellanzahl  $n$  sind die Parameter, die zur Auslegung der Brennstoffzelle verändert werden können.

In dieser Arbeit wurde die Brennstoffzelle mit zwei 130 kW Stacks ausgelegt, woraus sich eine Brennstoffzellenleistung von 260 kW ergibt. Die Dimensionierung der Zelle wurde nach dem effizienzoptimierten Ansatz vollzogen. Somit wurde die Stromdichte der Brennstoffzelle mit 1,5 A/cm<sup>2</sup> limitiert. Durch die aus [60] ermittelte U-I-Kennlinie ergibt sich für diese Stromdichte eine Brennstoffzellenspannung von 0,6992 V. Die aktive Zellfläche wurde mit 300 cm<sup>2</sup> gewählt. Aus den schon aufgelisteten Werten und die Gleichung 3-5 ergeben sich für ein Brennstoffzellenstack 404 Einzelzellen.

### 3.4.2 Batterie

Die Batterieleistung  $P_{Batterie}$  ergänzt bei hohen Leistungsanforderungen die Brennstoffzellenleistung  $P_{Brennstoffzelle}$ . Somit muss die Batterie zumindest so groß dimensioniert sein, dass die gesamte elektrische Leistung  $P_{el,gesamt}$  abzüglich der Brennstoffzellenleistung gedeckt werden kann. Diese Leistung wird nach Gleichung 3-6 berechnet:

$$P_{Batterie} = P_{el,gesamt} - P_{Brennstoffzelle} \quad 3-6$$

Die Batterieleistung errechnet sich aus dem Strom mal der Spannung der Batterie. Die Anzahl der Batteriezellen, die für die Leistungsbereitstellungen erforderlich ist, hängt von mehreren Parametern ab. Zum einen von der Spannung der Batteriezelle  $U_{Zelle}$  und zum anderen von der zulässigen C-Rate, die den maximalen Strom der Batteriezelle  $I_{Zelle}$  definiert. Batteriezellen können seriell oder parallel geschaltet werden. Bei serieller Schaltung addieren sich die Einzelspannungen der Zellen und bei paralleler Schaltung addieren sich die Ströme der Einzelzellen. Somit kann die Batterieleistung auch nach Gleichung 3-7 berechnet werden:

$$P_{Batterie} = U_{Zelle} * I_{Zelle} * n_{Parallel} * n_{Seriell} \quad 3-7$$

In dieser Arbeit wird eine Batterienennspannung von 800 V angestrebt. Ausgehend von einer Nennspannung von Lithium-Ionen-Batteriezellen von 3,7 V, kann die Anzahl an seriell geschalteten Batteriezellen  $n_{Seriell}$  berechnet werden. [65] Die Anzahl an parallel geschalteten Batteriezellen  $n_{Parallel}$  kann nun durch eine Gegenüberstellung des maximal auftretenden Batteriestroms durch die gesamte elektrische Leistung und der maximal zulässigen C-Rate berechnet werden.

In dieser Arbeit ist die Batterie aus 216 seriell geschalteten Zellen aufgebaut. Daraus ergibt sich mit der nominellen Zellspannung aus [19] eine nominelle Batteriespannung von 795 V. Um genug Leistung rekuperieren zu können, wurden zwei Batteriepacks parallel geschaltet. Somit ergibt sich eine 2p216s-Anordnung der Batterie mit einer nominellen Batteriekapazität von rund 150 kWh.

Mit der Kombination aus Brennstoffzelle und Batterie lässt sich eine maximale Systemleistung von rund 710 kW bewältigen. Dabei wurde aus [19] für die C-Rate der Batterie beim Entladen ein kombinierter Wert aus kontinuierlicher Leistung und Spitzenleistung berechnet. Mit der C-Rate für das kontinuierliche Entladen von 1,6 und für das kurzzeitige Entladen von 4,4 ergibt sich ein kombinierter Wert von 3. Mittels der Batteriekapazität von 94 Ah, der Parallelschaltung der Zellen und der Batteriespannung von 795 V ergibt sich eine maximale Entladeleistung von

450 kW. Die maximale Leistung der Brennstoffzelle beträgt, wie in 3.4.1 ausgeführt, 260 kW. Die C-Rate der Batterie beim Laden, die kombiniert 1,84 entspricht, wurde nach dem gleichen Schema errechnet. Daraus ergibt sich eine maximale Rekuperationsleistung von rund 275 kW. Die C-Raten der Batterie beim Laden sind dem Anhang zu entnehmen.

### 3.5 Modellierung des Kabinenluftpfades

Die Modellierung des Fahrgastraumes erfolgte im Simulationsprogramm KULI. Der Luftpfad ist in Abbildung 3-7 dargestellt. Die Umgebungsluft wird dabei mit einer definierten relativen Luftfeuchtigkeit, definierten Temperatur und einem von der Fahrgeschwindigkeit abhängigem Massenstrom angesaugt. Der Luftfilter wird durch einen Flächenwiderstand abgebildet. Ein Umluftpfad wurde integriert, um beim Kaltstart ein besseres Temperaturansprechverhalten in der Kabine zu realisieren. Das Gebläse kann variabel je nach Abweichung der Innenraum Ist-Temperatur zur Soll-Temperatur geschaltet werden. Dabei wird die Luft über einen Wärmetauscher, der mit dem Brennstoffzellen-Kühlkreislauf verbunden ist, erhitzt oder über den Klimaverdampfer abgekühlt. Die Leistungsaufnahme des Gebläses wird von KULI errechnet und geht als elektrischer Nebenverbraucher in die Simulation ein. Wie in Kapitel 3.11 noch weiter ausgeführt wird, ist der Klimaverdampfer nicht als Verdampfer eines Kältemittelkreislaufs ausgeführt, sondern vereinfacht als negative Wärmequelle. Die Luftmasse, die durch Wärmetauscher und Klimaverdampfer strömt, kann variabel zwischen diesen aufgeteilt werden. In der Kabine findet über deren Karosserie ein Wärmeaustausch statt. Die Kabinenluft wird je nach Umluftanteil wieder in die Zuluft gespeist oder an die Umgebung abgegeben.

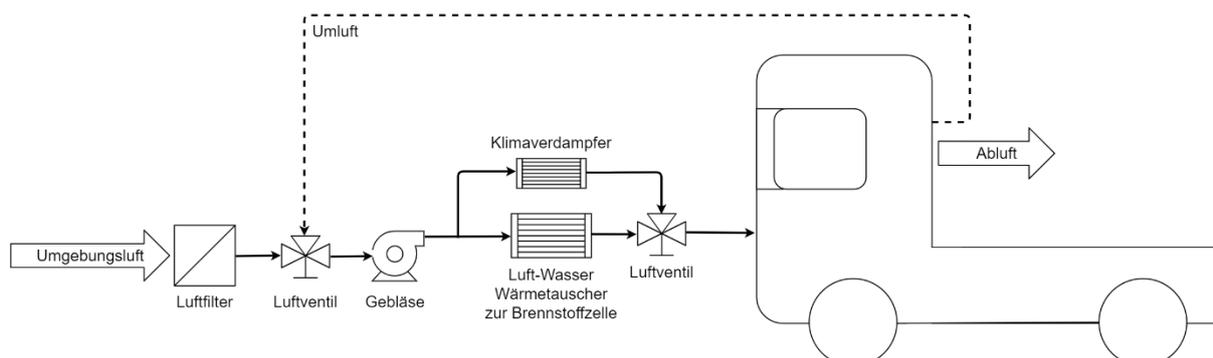


Abbildung 3-7 Schematischer Aufbau des Kabinenluftpfades

Für den Luftpfad können vor und nach jeder Komponente die Temperatur, relative Luftfeuchtigkeit, absoluter Luftdruck und Massenstrom bestimmt werden.

In KULI wird laut [43] die Kabine in mehrere Zonen aufgeteilt. Es handelt sich bei der Kabinensimulation in KULI um eine „3D Multi-Zone Simulation“. Dabei wird die Kabine, wie in Abbildung 3-8 ersichtlich, in mehrere Zonen aufgeteilt. Für jede Zone wird die mittlere Temperatur separat berechnet. Durch ein für das jeweilige Multi-Zonen-Modell zugehörige Strömungs- und Diffusionsfeld werden die Strömungsverhältnisse in der Kabine definiert. Das Strömungs- und Diffusionsfeld beruht auf einer CFD-Rechnung und ist in KULI hinterlegt. Die Abmessungen der Zonen werden jeweils über die Randdimensionen der Kabine definiert.

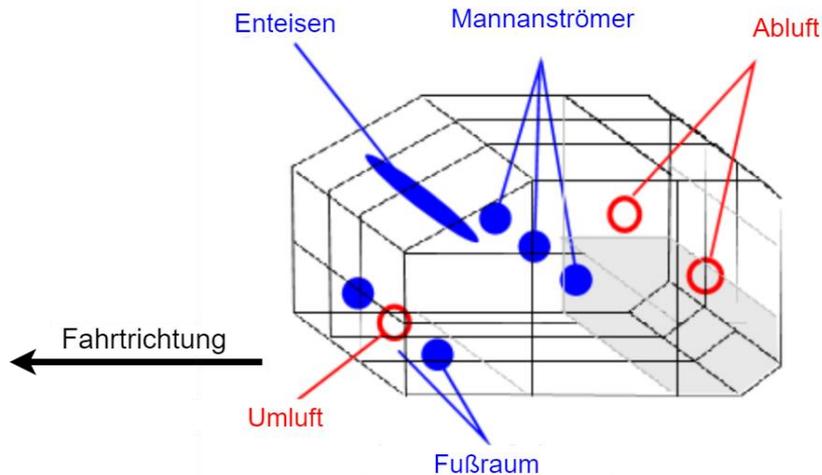


Abbildung 3-8 Multi-Zonen-Modell der Fahrgastkabine [47]

In die Kabine fließt als Luftmassenzustrom die durch den Luftpfad vorkonditionierte Luft. Diese kann durch den Mannanströmer, den Fußraum oder die Enteisungslüftung in die Kabine strömen. Welche Einströmung aktiviert ist und mit welchem Prozentsatz deren Massenflüsse aufgeteilt sind, hängt wiederum vom Strömungs- und Diffusionsfeld ab. In der Kabine können noch zusätzliche Wärmequellen und Feuchtigkeitsquellen berücksichtigt werden. So wurde in dieser Arbeit für den Fahrer, bzw. die Fahrerin eine Wärmequelle von 100 W berücksichtigt [1].

Der Wärmeübergang der Kabinenluft zur Kabinenwand wird vom Strömungs- und Diffusionsfeld und Massenfluss durch die Kabine bestimmt. Die Kabinenwand selbst wird durch unterschiedliche Materialien mit deren Dicken und Materialeigenschaften aufgebaut, wodurch die Wärmeleiteigenschaften der Wand berechnet werden. Der Transmissions- und Absorptionskoeffizient, wie auch Emissionskoeffizient für Innen- und Außenseite kann für jede Kabinenwand unterschiedlich gewählt werden. Der Wärmeübergang der Außenluft zur Kabine wird abhängig von der Fahrgeschwindigkeit und der Außenlufttemperatur berechnet.

Die Simulation in KULI kann auch mit Sonneneinstrahlung ausgeführt werden. Die auf die Kabine wirkende Sonneneinstrahlung kann dabei von der Kabinenwand zu 100% absorbiert oder auch zu einem gewissen Anteil, wie im Fall der Verglasung, durchgelassen werden. Der Anteil der absorbierten, bzw. durchgelassenen Strahlung wird über den Transmissions- und Absorptionskoeffizienten definiert.

Die Strahlung auf und von der Kabinenwand wird in KULI vereinfacht durch die Stefan Boltzmann Gleichung modelliert. So lautet nach [1] die Stefan Boltzmann Gleichung für die Strahlung der Kabinenwand zur Umgebung:

$$\dot{Q}_{Str} = A * \varepsilon * \sigma * (T_K^4 - T_U^4) \quad 3-8$$

$\dot{Q}_{Str}$  steht hier für den langwelligen Strahlungsaustausch des Kabinenelements mit der Umgebung. Diese Strahlung errechnet sich aus der Fläche des Kabinenelements  $A$ , dem Emissionskoeffizienten  $\varepsilon$ , der Stefan Boltzmann Konstante  $\sigma$ , der Temperatur des Kabinenelements  $T_K$  und der Umgebungstemperatur  $T_U$ . [1]

Die thermodynamischen Zusammenhänge der Kabinenmodellierung werden nicht detaillierter ausgeführt, da der Rechenalgorithmus von KULI nicht bekannt ist. Zur detaillierten Ausführung zu allgemein gültigen Kabinenmodellierungen wird auf [1] verwiesen.

### 3.6 Modellierung des Retarders

Um die Betriebsbremse des LKW nicht zu sehr zu belasten und Verschleiß zu verringern, wurde ein hydrodynamischer Retarder in das Fahrzeugmodell integriert. Dieser generiert ein Bremsmoment abhängig von der Rotordrehzahl des Retarders. Mittels der Übersetzung des Retardergetriebes kann die maximale Drehzahl am Retarder und somit die maximale Bremsleistung limitiert werden. Der Aufbau des Retarders und dessen Kennlinie wurden aus [85] übernommen. Der Ölkreislauf des Retarders wurde nicht modelliert, sodass die Abwärme des Retarders direkt in den Kühlkreislauf der Brennstoffzelle eingebracht wird. Zudem wird angenommen, dass es keine Variation des Ölfüllstandes im Retarder gibt und die Retarder-Kennlinie gleichbleibt.

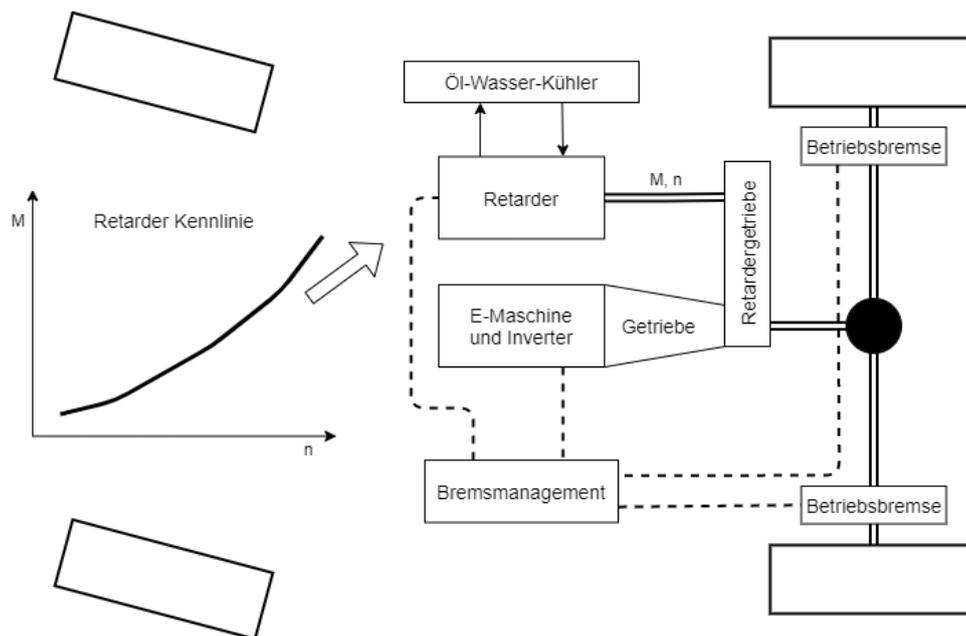


Abbildung 3-9 Schematischer Aufbau des Retarders

Ein selbst entwickeltes Bremsmanagement regelt den Einsatz von Rekuperation durch die E-Maschine, Retarder und Betriebsbremse. So wird zuerst innerhalb der zulässigen C-Rate rekuperiert, dann der Retarder zugeschaltet und bei unzureichender Bremsleistung der übrige Teil mit der Betriebsbremse bewältigt. Da der Retarder die in Wärme umgewandelte Bremsleistung in den Kühlkreislauf der Brennstoffzelle abgibt, wird die Retarderleistung gedrosselt, wenn die zulässigen Temperaturgrenzen des Brennstoffzellenkreislaufs überschritten werden.

#### 3.6.1 Thermisches Modell des Retarders

Das thermische Modell des Retarders ist nicht über einen Öl-Wasser-Kühler ausgeführt, sondern in einer vereinfachten Variante. So wird die Bremsenergie, die im Retarder in Wärme umgewandelt wird, in eine Punktmasse in KULI eingebracht. Die Punktmasse wird mit einer definierten Kühlfläche mit einem definierten Wärmeübergangskoeffizienten durch das Kühlmedium gekühlt. Eine Abstraktion ist in Abbildung 3-10 dargestellt. Diese thermische Modellierung findet rein in KULI statt. Von MATLAB Simulink wird die in die Retarder-Punktmasse eingebrachte Wärme übergeben.

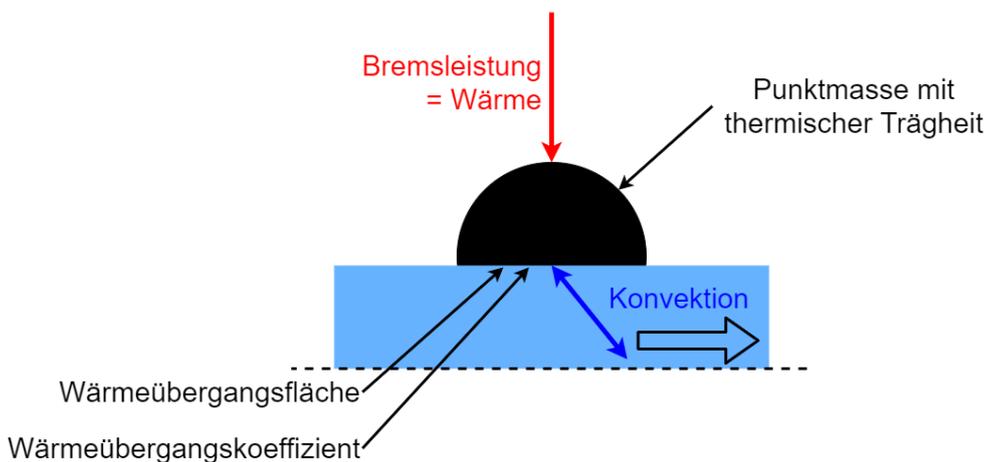


Abbildung 3-10 Thermisches Modell des Retarders

Auf die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten und die Modellierung der Konvektion in KULI wird in Kapitel 3.7 näher eingegangen.

### 3.7 Koppelung der Ko-Simulation zwischen MATLAB und KULI

Die Simulation in MATLAB Simulink ist mit KULI über eine Punktmasse und deren Kühlfläche gekoppelt. In Abbildung 3-11 ist die Kopplung, die im folgenden Absatz beschrieben wird, schematisch dargestellt.

In MATLAB Simulink finden konduktive Wärmeleitungen von der ersten in die dritte Punktmasse statt. Die Temperatur der dritten Punktmasse wird in MATLAB Simulink abgetastet und einer Punktmasse in KULI übergeben. Die Punktmasse in KULI hat selbst keine thermische Masse, da diese thermische Trägheit schon in den Punktmassen in MATLAB Simulink abgebildet ist. Die Punktmasse in KULI ist nur durch ihre Temperatur und Kühlfläche definiert. Die in KULI stattfindende Konvektion ist durch Temperatur, Fläche und Wärmeleitkoeffizienten der Punktmasse definiert. Konduktion und Konvektion können abhängig von den Temperaturen der Punktmassen in MATLAB Simulink und der Fluidtemperatur in KULI in beide Richtungen stattfinden.

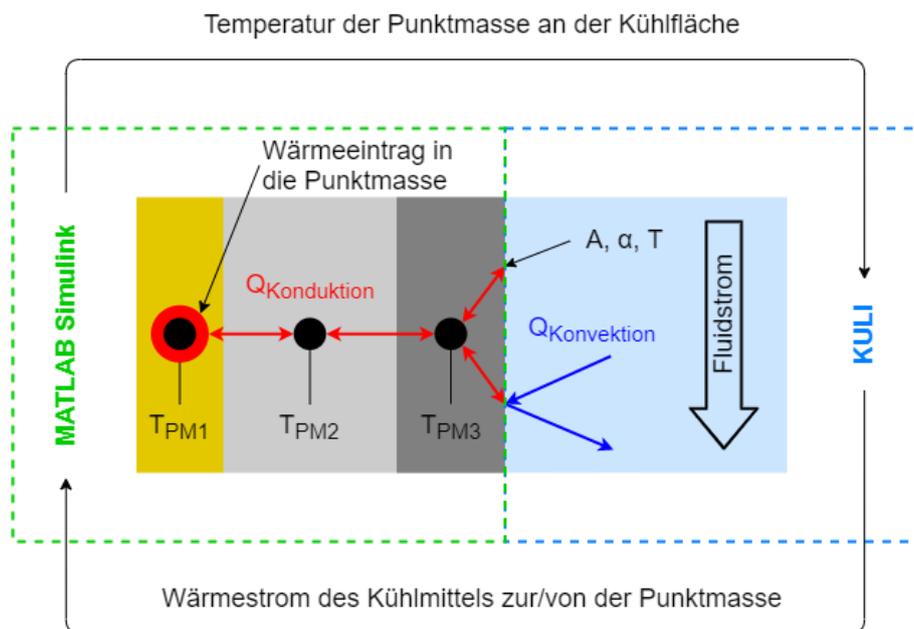


Abbildung 3-11 Kopplung der MATLAB Simulink - KULI Ko-Simulation

Der konvektive Wärmestrom  $Q_{Konv}$  wird in KULI laut Gleichung 3-9 berechnet:

$$Q_{Konv} = \alpha * A * \frac{(T_{Km,Einlass} - T_{KM,Auslass})}{\ln\left(\frac{T_{Km,Einlass} - T_{Punktmasse}}{T_{Km,Auslass} - T_{Punktmasse}}\right)} \quad 3-9$$

Der Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$  errechnet sich abhängig von Fluidtemperatur und den Strömungsverhältnissen im Kühlkanal. Für eine detaillierte Ausführung wird auf [75] verwiesen. Die Fläche für den Wärmeübergang hängt von der Geometrie des Kühlkanals ab.  $T_{Km,Einlass}$  und  $T_{Km,Auslass}$  sind als Temperaturen am Einlass, bzw. Auslass des Kühlkanals definiert. Die Temperatur der Kühlmasse fließt mit  $T_{Punktmasse}$  in die Gleichung ein.

### 3.8 Modellierung der Brennstoffzelle

Die Brennstoffzellenmodellierung wurde, bis auf den Kühlkreislauf, der in KULI abgebildet ist, in MATLAB Simulink durchgeführt und ist in Abbildung 3-12 dargestellt.

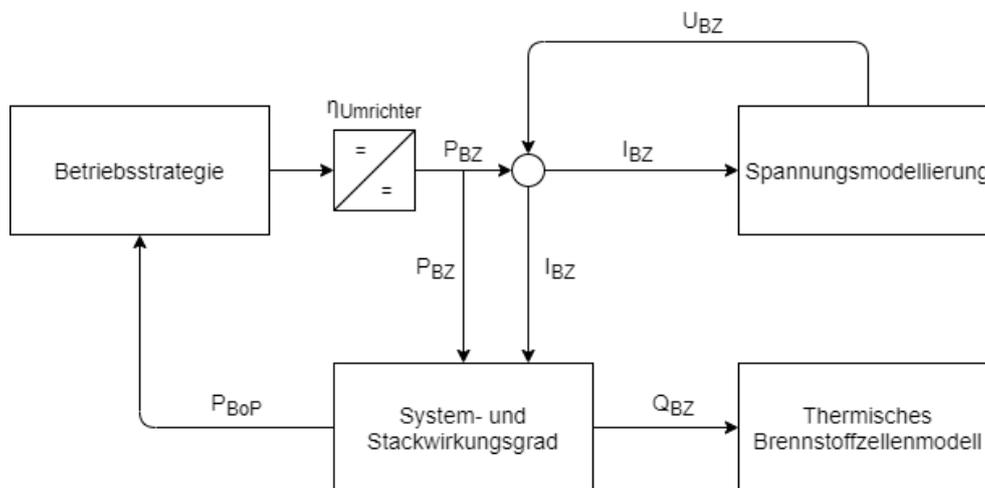


Abbildung 3-12 Schematischer Aufbau der Brennstoffzellenmodellierung

Die Betriebsstrategie stellt abhängig von der jeweiligen Betriebssituation eine Leistungsanforderung an die Brennstoffzelle. Da das Spannungsniveau der Batterie nicht gleich dem der Brennstoffzelle ist, muss die Spannung durch einen Umrichter angeglichen werden, wobei Verluste entstehen. Dabei wird die Leistungsanforderung durch einen konstanten Umrichter-Wirkungsgrad dividiert. Um den Strom der Brennstoffzelle zu erhalten, muss die Brennstoffzellenleistung durch die Spannung dividiert werden. Die Spannung wird mithilfe des Stromes berechnet. Da der Strom von der Spannung abhängt, findet die Berechnung von Strom und Spannung in einer Schleife statt. Die Leistung der BoP-Komponenten und die Abwärme der Brennstoffzelle werden mit Hilfe des Brennstoffzellenstroms und einer Kennlinie berechnet. Die Leistung der BoP-Komponenten wird zurück zur Betriebsstrategie geschickt. Dort wird die Leistung für die BoP-Komponenten entweder von der Batterie oder der Brennstoffzelle zur Verfügung gestellt. Die Abwärme wird im thermischen Brennstoffzellenmodell eingebracht und durch verschiedene Wärmeübergänge bis in den Kühlkreislauf geleitet.

### 3.8.1 Spannungsmodellierung

Die Spannungsmodellierung des Brennstoffzellenstacks bezieht sich auf [60] und [71]. Grundlagen zur Spannung des Brennstoffzellenstacks wurden in Kapitel 2.1.2 behandelt.

Die Spannung des Brennstoffzellenstacks  $v_{BZ}$  wird nach Gleichung 3-10 errechnet:

$$v_{BZ} = E_{OCV} - v_{Akt} - v_{Ohm} - v_{Konz} \quad 3-10$$

Ausgehend von der offenen Zellspannung  $E_{OCV}$  werden die Aktivierungs-, Ohm'schen und Konzentrationsüberspannungen abgezogen. Die offene Zellspannung wird aus der Energiebilanz zwischen chemischer Energie der Reaktanten und elektrischer Energie nach Gleichung 3-11 errechnet:

$$E_{OCV} = 1,229 - 0,85 * 10^{(-3)} * (T_{BZ} - 298,15) + 4,3085 * 10^{(-5)} * T_{BZ} * [\ln(p_{H_2}) + \frac{1}{2} * \ln(p_{O_2})] \quad 3-11$$

Die Brennstoffzellentemperatur  $T_{BZ}$  wird in Kelvin eingesetzt,  $p_{H_2}$  und  $p_{O_2}$  sind die Reaktanten-Partialdrücke und werden in bar eingesetzt. Die Partialdrücke werden in dieser Arbeit als konstant angenommen.

Die Aktivierungsüberspannung  $v_{Akt}$  ist durch die Tafel-Gleichung ausgedrückt und durch Gleichung 3-12 angenähert:

$$v_{Akt} = v_0 + v_a * (1 - e^{-c_1 * i_{BZ}}) \quad 3-12$$

Die Konstanten  $v_0$ ,  $v_a$  und  $c_1$  werden aus der Temperatur und dem Partialdruck des Sauerstoffs berechnet. Für eine weiterführende Berechnung wird auf [60] verwiesen.

Die Stromdichte  $i_{BZ}$  errechnet sich laut Gleichung 3-13 aus der Division von Zellstrom  $I_{BZ}$  durch die aktive Zellfläche  $A_{BZ}$ .

$$i_{BZ} = \frac{I_{BZ}}{A_{BZ}} \quad 3-13$$

Die Ohm'sche Überspannung  $v_{Ohm}$  tritt großteils aufgrund des Widerstands der Membran auf. So errechnet sich diese Überspannung aus dem Ohm'schen Widerstand der Membran  $R_{Ohm}$  mal der Stromdichte  $i_{BZ}$  in Gleichung 3-14:

$$v_{Ohm} = i_{BZ} * R_{Ohm} \quad 3-14$$

Der Ohm'sche Widerstand der Membran lässt sich aus der Membrandicke  $t_m$  und der Membranleitfähigkeit  $\sigma_m$  berechnen und ist in Gleichung 3-15 beschrieben:

$$R_{Ohm} = \frac{t_m}{\sigma_m} \quad 3-15$$

Die Membranleitfähigkeit hängt laut [60] vom Wassergehalt der Membran, sowie deren Temperatur ab. Für die weiterführende Berechnung der Membranleitfähigkeit wird auf [60] verwiesen. Die Membrandicke wurde aus [24] entnommen.

Die Konzentrationsüberspannung  $v_{Konz}$  resultiert aus einer Änderung der Konzentration der Reaktanten, da diese während der Reaktion verbraucht werden. Eine Annäherung der Konzentrationsüberspannung ist in Gleichung 3-16 beschrieben:

$$v_{Konz} = i_{BZ} * (c_2 * \frac{i_{BZ}}{i_{max}})^{c_3} \quad 3-16$$

Die Konstanten  $c_2$ ,  $c_3$  und  $i_{max}$  hängen von der Temperatur und den Partialdrücken der Reaktanten ab und wurden in [60] empirisch ermittelt.

### 3.8.2 Berechnung der Leistung der BoP-Komponenten, Abwärmen der Brennstoffzelle und Verbrauch des Wasserstoffs in der Brennstoffzelle

Obwohl die Modellierung der Spannung des Brennstoffzellenstacks in Kapitel 3.8.1 sehr genau behandelt wurde und diese Spannungs-Kennlinie, die mit dem Wirkungsgrad korreliert, temperaturabhängig ist, wird in dieser Arbeit eine konstante Wirkungsgrad-Kennlinie für Stack und System verwendet. Diese Vereinfachung wurde vorgenommen, da [60] zum einen zu seiner Stack-Spannungskennlinie keine passende System-Spannungskennlinie vorliegen hat. Zum anderen könnte zwar ausgehend von der Stack-Kennlinie durch die detaillierte Modellierung der BoP-Komponenten eine System-Kennlinie erarbeitet werden, diese Arbeit beschäftigt sich jedoch nicht im Detail mit der Modellierung des Anoden- oder Kathodenpfades. Darum wurde diese Vereinfachung als zulässig erachtet. Um die benötigte Leistung der BoP-Komponenten und die Abwärme der Brennstoffzelle zu berechnen, werden System- und Stack-Wirkungsgradkennlinien aus [31] adaptiert. Die dabei resultierenden Kennlinien sind in Abbildung 3-13 dargestellt.

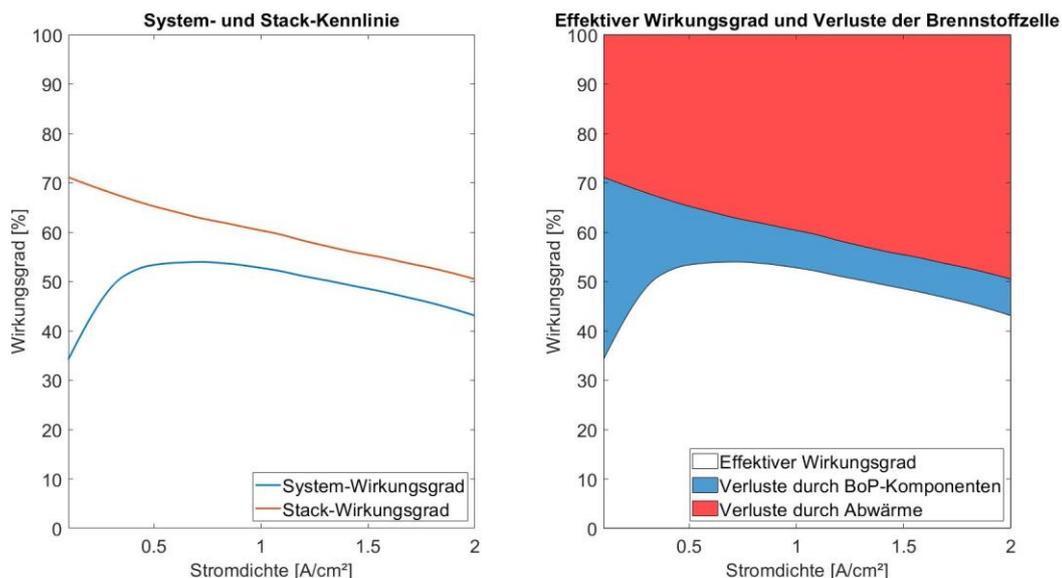


Abbildung 3-13 System- und Stack-Wirkungsgradkennlinie/  
Effektiver Wirkungsgrad und Verluste der Brennstoffzelle [31]

Der Eingangsparameter der Leistungsberechnung ist der Strom der Brennstoffzelle. Um mit der Wirkungsgradkennlinie aus Abbildung 3-13 zu rechnen, muss der Strom jedoch auf die Stromdichte umgerechnet werden. Dazu muss der Strom, wie schon in Gleichung 3-13 ausgeführt, durch die aktive Zellfläche dividiert werden. Mit der Stromdichte kann zu jedem Zeitpunkt der System- und Stack-Wirkungsgrad errechnet werden. Wie in Abbildung 3-13 weiter angeführt stellt der Bereich unter der System-Wirkungsgradkennlinie die effektive Leistung dar, die von der Brennstoffzelle zur Verfügung gestellt wird. Der Bereich zwischen System- und Stack-Wirkungsgradkennlinie stellt die Leistung der BoP-Komponenten dar. Die Leistung der BoP-Komponenten ist abhängig von der Stromdichte und verhält sich nichtlinear. Die effektive Leistung wird, wie in Abbildung 3-12 gezeigt, je nach Betriebsstrategie von der Brennstoffzelle angefordert. Da die Leistung der BoP-Komponenten nicht kontinuierlich von

der Brennstoffzelle geliefert wird, sondern diese auch von der Batterie bereitgestellt werden kann, beinhaltet die durch den Brennstoff zugeführte Leistung nur die Abwärme und die Effektivleistung der Brennstoffzelle. Mit einer Division der effektiven Brennstoffzellenleistung  $P_{BZ,eff}$  durch den Stackwirkungsgrad  $\eta_{Stack}$  lässt sich die durch den Brennstoff zugeführte Leistung  $P_{Brennstoff}$  ermitteln:

$$P_{Brennstoff} = \frac{P_{BZ,eff}}{\eta_{Stack}} \quad 3-17$$

Die Leistung der BoP-Komponenten  $P_{BoP}$  lässt sich durch Gleichung 3-18 ermitteln:

$$P_{BoP} = P_{Brennstoff} * (\eta_{Stack} - \eta_{System}) \quad 3-18$$

Die Abwärmemenge  $\dot{Q}_{BZ}$  errechnet sich durch die durch den Brennstoff zugeführte Leistung abzüglich der Leistung der BoP-Komponenten und der effektiven Leistung:

$$\dot{Q}_{BZ} = P_{Brennstoff} - P_{BoP} - P_{BZ,eff} \quad 3-19$$

Der Wasserstoffverbrauch der Brennstoffzelle  $\dot{m}_{Stack}$  wird abhängig vom Strom des Brennstoffzellenstacks  $I_{Stack}$  berechnet. Laut [77] berechnet sich der Wasserstoffverbrauch aus dem Quotienten vom Strom der Brennstoffzelle mal der Zellanzahl  $n_{Stack}$  und der molaren Masse von Wasserstoff  $M_{H_2}$  durch zweimal die Faraday-Konstante  $F$ :

$$\dot{m}_{Stack} = \frac{I_{Stack} * n_{Stack} * M_{H_2}}{2 * F} \quad 3-20$$

### 3.8.3 Thermische Modellierung der Brennstoffzelle

Für die thermische Modellierung wurde der Brennstoffzellenstack auf eine einzelne Brennstoffzelle reduziert. Somit reduziert sich auch die eingebrachte Abwärme des Brennstoffzellenstacks auf eine Brennstoffzelle.

Die Abwärme in der Brennstoffzelle entsteht, wie in Kapitel 2.1.2 beschrieben, aufgrund mehrerer chemischen Reaktionen an mehreren Stellen in der Brennstoffzelle. In dieser Arbeit wird angenommen, dass der Wärmeeintrag direkt an der Dreiphasengrenze stattfindet. Somit wird die Wärme in die Elektrode der Kathodenseite eingebracht. Die Zelle ist, wie in Abbildung 3-14 dargestellt, aus einzelnen Punktmassen aufgebaut. Die Brennstoffzellen-Abwärme wird in der Elektrode der Kathode eingebracht. Durch Konduktion gelangt sie über die anderen Komponenten der Brennstoffzelle an die Bipolarplatte zur Kühlfläche. An dieser Grenzfläche findet eine Konvektion in das Kühlmittel statt. Bis zur Kühlfläche ist die Modellierung in MATLAB Simulink ausgeführt. Die Konvektion ist in KULI modelliert.

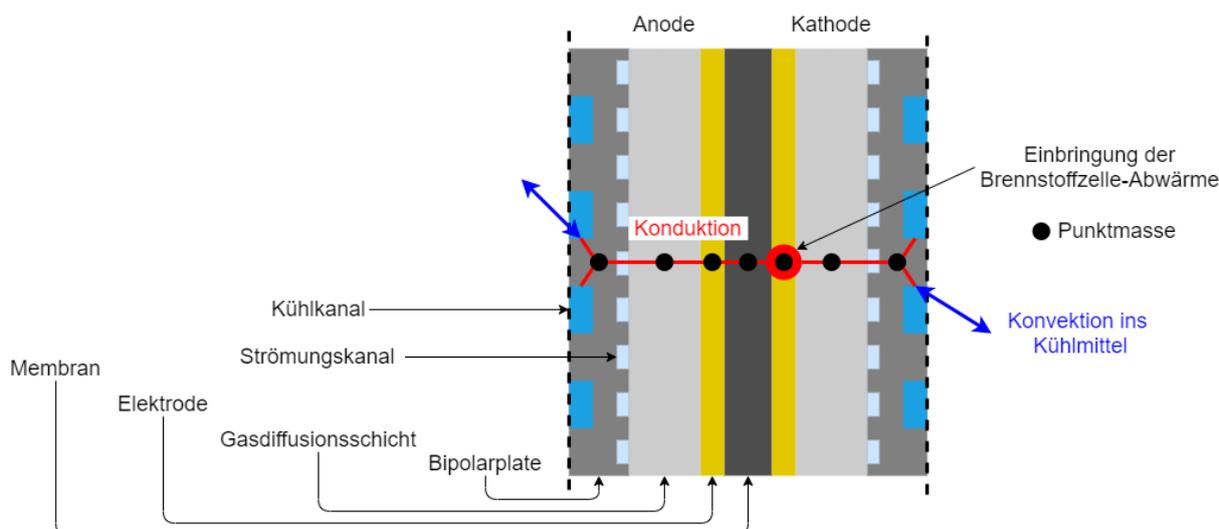


Abbildung 3-14 Thermisches Modell der Brennstoffzelle

Die Konduktion  $Q_{kond}$  wird in MATLAB Simulink nach dem Fourier'schen Gesetz geregelt und ist in Gleichung 3-21 beschrieben:

$$Q_{Kond} = \lambda * \frac{A}{D} * (T_x - T_y) \quad 3-21$$

$\lambda$  steht für die Wärmeleitfähigkeit der zu den Punktmassen  $x$  und  $y$  zugeordneten Materialien.  $A$  steht für die Fläche und  $D$  für den Abstand zwischen den Punktmassen.  $T_x$ , bzw.  $T_y$  beschreiben die Temperatur der Punktmassen.

### 3.8.4 Kühlkreislauf der Brennstoffzelle in KULI

Der Kühlkreislauf ist vollständig in KULI abgebildet. Die Schnittstelle zu MATLAB Simulink wurde in Kapitel 3.7 beschrieben. In Abbildung 3-15 ist der Kühlkreislauf in KULI dargestellt. Im Gegensatz zum thermischen Modell der Brennstoffzelle in MATLAB Simulink wird in KULI nicht die Einzelzelle, sondern zwei Brennstoffzellenstacks gekühlt. Dazu werden mehrere Einzelzellen auf zwei Stacks aufgerechnet. Die Einzelzellen der Stacks werden jeweils über die Bipolarplatten gekühlt. Die Durchströmung der Bipolarplatten erfolgt dabei im Brennstoffzellstapel parallel. Um genügend Kühlleistung bereitzustellen wurde für jedes Stack separat eine Kühlmittelpumpe vorgesehen. Über den Kühlkreislauf der Brennstoffzelle können die Kabine, wie auch die Batterie beheizt werden. Der Retarder gibt die von ihm umgewandelte Bremsenergie als Wärmeeintrag an den Brennstoffzellenkreislauf ab. Über drei Ventile kann zwischen den Kreisläufen von Kabinen-Wärmetauscher, Batterie-Wärmetauscher und Umgebungs-Wärmetauscher je nach Betriebsmodus geschaltet werden. Der Luft-Wasser-Wärmetauscher zur Umgebung ist an der Front der LKWs positioniert. Die Kühlmittelpumpendrehzahl wird je nach Belastung variabel geregelt. Der in Realität für den Kühlmittelkreislauf benötigte Ausgleichsbehälter ist aus Übersichtlichkeitsgründen in den Abbildungen der Kühlmittelkreisläufe nicht mitmodelliert. In KULI regelt den Ausgleich des Kühlmittels der „Wasserkreislauf“-Baustein selbst und somit musste in KULI auch kein Ausgleichsbehälter vorgesehen werden.

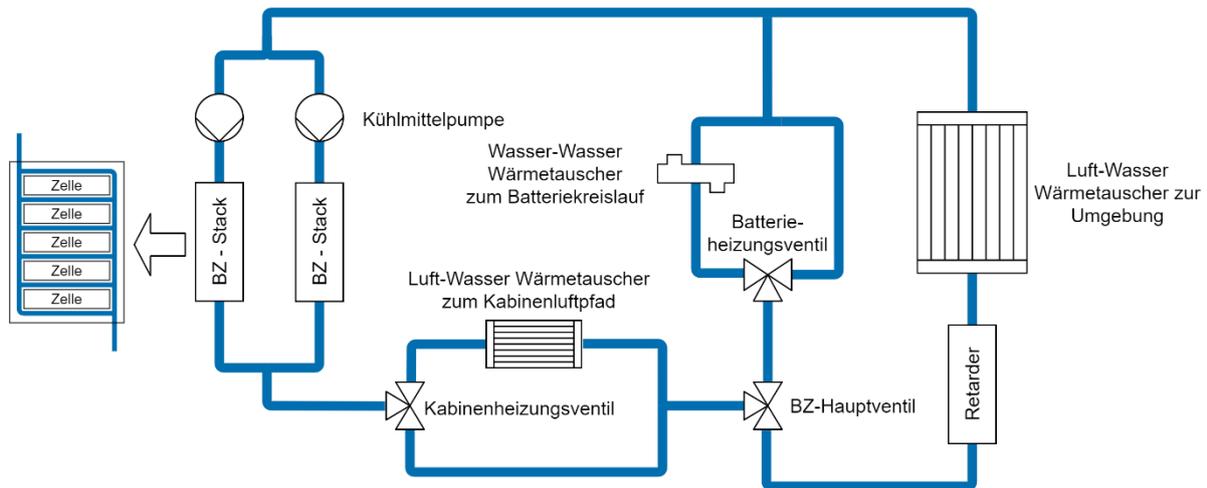


Abbildung 3-15 Kühlmittelkreislauf der Brennstoffzelle

Die Kühlmittelpumpe hat ein Kennfeld hinterlegt und liefert je nach Drehzahl und Druckdifferenz im System einen Volumenstromdurchsatz. Das dreidimensionale Kennfeld der Pumpe ist in Abbildung 3-16 dargestellt. Die Leistungsaufnahme der Kühlmittelpumpe wird von KULI errechnet und geht als elektrischer Nebenverbraucher in die Simulation ein.

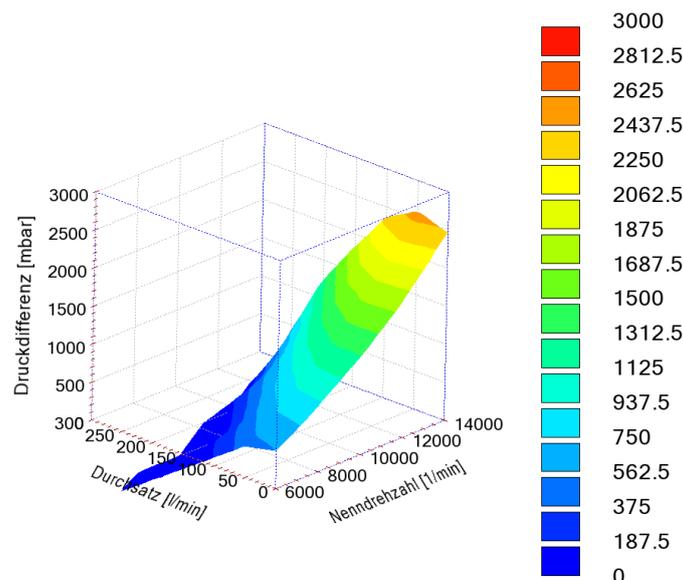


Abbildung 3-16 Pumpenkennfeld einer elektrischen Kühlmittelpumpe [6]

Die Grundlagen der folgenden Ausführungen sind aus [16] und [48] entnommen.

Die Kühlmittelleitungen zwischen den Komponenten weisen aufgrund ihrer Rohrrauigkeit Verluste auf. Diese Verluste werden in KULI als Druckverlust  $\Delta p$  laut Gleichung 3-22 berechnet:

$$\Delta p = \lambda * \frac{L * \rho * v^2}{2 * D} \quad 3-22$$

Die Länge  $L$  und der Durchmesser  $D$  beziehen sich auf die Geometrie der Kühlmittelleitung. Das Fluid wird durch dessen temperaturabhängige Dichte  $\rho$  und Geschwindigkeit  $v$  beschrieben. Die Rohrreibungszahl  $\lambda$  hängt von der Reynoldszahl, der Rohrrauigkeit und dem Rohrdurchmesser ab. Für eine detaillierte Ausführung wird auf [75] verwiesen.

In der KULI-Datenbank stehen vermessene Wärmetauscher zur Verfügung. Bei diesen werden der Druckverlust der Fluidseite, wie auch der Druckverlust der Luftseite, abhängig vom Durchsatz gemessen. Ausgehend von diesen Messungen wird auf das dimensionslose Kennfeld umgerechnet. Mit dem dimensionslosen Kennfeld wird der Druckverlust für den verwendeten Wärmetauscher errechnet. Dies ermöglicht auch bei einer Skalierung des Wärmetauschers eine Berechnung des Druckverlustes.

Die übertragenen Wärmeleistungen der Wärmetauscher und Radiatoren hängen einerseits von den Strömungsverhältnissen und Temperaturen des inneren Mediums und andererseits von den Strömungsverhältnissen und Temperaturen des äußeren Mediums ab

Der Wärmestrom eines Wärmetauschers  $\dot{Q}$  kann für das innere und äußere Medium nach Gleichung 3-23 beschrieben werden. Dieser errechnet sich aus den Wärmekapazitätsströmen  $W_i$  des inneren Mediums und dessen Differenz aus der Eintrittstemperatur  $T_{i(ein)}$  und der Austrittstemperatur  $T_{i(aus)}$ . Für Gleichung 3-24 erfolgt die gleiche Rechnung für das äußere Medium.

$$\dot{Q} = W_i * (T_{i(ein)} - T_{i(aus)}) \quad 3-23$$

$$\dot{Q} = W_a * (T_{a(ein)} - T_{a(aus)}) \quad 3-24$$

Die Wärmekapazitätsströme können nach Gleichungen 3-25 und 3-26 berechnet werden. Diese sind ein Produkt aus Massenstrom  $\dot{m}$  und der spezifischen Wärmekapazität  $c_p$  des jeweiligen Mediums.

$$W_i = \dot{m}_i * c_{p,i} \quad 3-25$$

$$W_a = \dot{m}_a * c_{p,a} \quad 3-26$$

Um den Wärmestrom eines Radiators nun vollständig zu beschreiben, wird in Gleichung 3-27 die Betriebscharakteristik  $\Phi$  miteinbezogen. Die Betriebscharakteristik unterscheidet sich je nach Art des Wärmetauschers. Für Kühlmittelkühler von LKWs kommen Kreuzstromkühler zum Einsatz. Für diese Arbeit wird für den Batterie-Wärmetauscher ein Gegenstromwärmetauscher verwendet.

Der Wärmestrom von Kreuz- und Gegenstromwärmetauscher wird laut Gleichung 3-27 errechnet.

$$\dot{Q} = \min(W_i, W_a) * (T_{i(ein)} - T_{a(ein)}) * \Phi \quad 3-27$$

Generell beschreibt die Betriebscharakteristik den Wärmeaustausch zwischen zwei Medien abhängig von deren Einlasstemperatur. Die Definition der Betriebscharakteristik kann als eine andere Form der Wärmedurchgangsgleichung interpretiert werden. Sie beschreibt die Aufwärm- oder Abkühlrate des geringeren Wärmekapazitätsstroms. Die Betriebscharakteristik ist dimensionslos und kann nur Werte zwischen 0 und 1 annehmen. Bei einem Wert von 1 verlässt die Kühlluft den Wärmetauscher mit der gleichen Temperatur wie die Eintrittstemperatur des Kühlmittels.

Die Berechnung der Betriebscharakteristik erfolgt für Kreuzstromwärmetauscher und Gegenstromwärmetauscher unterschiedlich.

Für einen mehrreihigen Kreuzstromwärmetauscher wird die Betriebscharakteristik  $\Phi$  nach Gleichung 3-28 und 3-29 beschreiben:

$$\Phi_{Kreuz} = \frac{W_I}{W_A} * \left(1 - \frac{1+S}{N} * e^{-\varepsilon*y_0}\right) \text{ für } W_I > W_A \quad 3-28$$

$$\Phi_{Kreuz} = \left(1 - \frac{1+S}{N} * e^{-\varepsilon*y_0}\right) \text{ für } W_I < W_A \quad 3-29$$

$N$  steht für die Rohranzahl des Wärmetauschers.  $S$  und  $\varepsilon*y_0$  beschreiben die weitere Geometrie des Wärmetauschers. Für eine weitere Ausführung wird auf [16] verwiesen.

Für einen Gegenstromwärmetauscher wird die Betriebscharakteristik  $\Phi_{Gegen}$  nach Gleichung 3-30 definiert:

$$\Phi_{Gegen} = \frac{1 - e^{\left[\frac{k_A*A}{W_{min}} * \left(\frac{W_{min}}{W_{max}} - 1\right)\right]}}{1 - \frac{W_{min}}{W_{max}} * e^{\left[\frac{k_A*A}{W_{min}} * \left(\frac{W_{min}}{W_{max}} - 1\right)\right]}} \quad 3-30$$

In der Gleichung 3-30 steht  $A$  für die Wärmeübergangsfläche zwischen den Medien und  $k_A$  für den dazugehörigen Wärmeübergangskoeffizienten.

Als Kühlmedium kann für PEMBZ Glysantin FC G20 verwendet werden. Dies ist ein Ethylen-Glykol basiertes Kühlmittel das für Brennstoffzellen freigegeben ist und sich durch eine niedrige elektrische Leitfähigkeit auszeichnet. Durch Korrespondenzen mit dem Unternehmen Glysantin wurde klar, dass sich das Glysantin FC G20 bis auf die elektrische Leitfähigkeit ähnlich zum Glysantin G48 verhält. Da die elektrische Leitfähigkeit im Kühlmittel für diese Arbeit nicht relevant ist und Glysantin G48 in der Kühlmitteldatenbank von KULI zur Verfügung steht, wird dieses Kühlmittel im 50:50 Mix mit Wasser für den Brennstoffzellenkreislauf verwendet.

Für den Kühlkreislauf der Batterie und der E-Maschine wird dieses Kühlmittel ebenfalls verwendet.

### 3.9 Modellierung der Lithium-Ionen-Batterie

Die Batteriemodellierung wurde bis auf den Kühlkreislauf in MATLAB Simulink durchgeführt und ist in Abbildung 3-17 dargestellt.

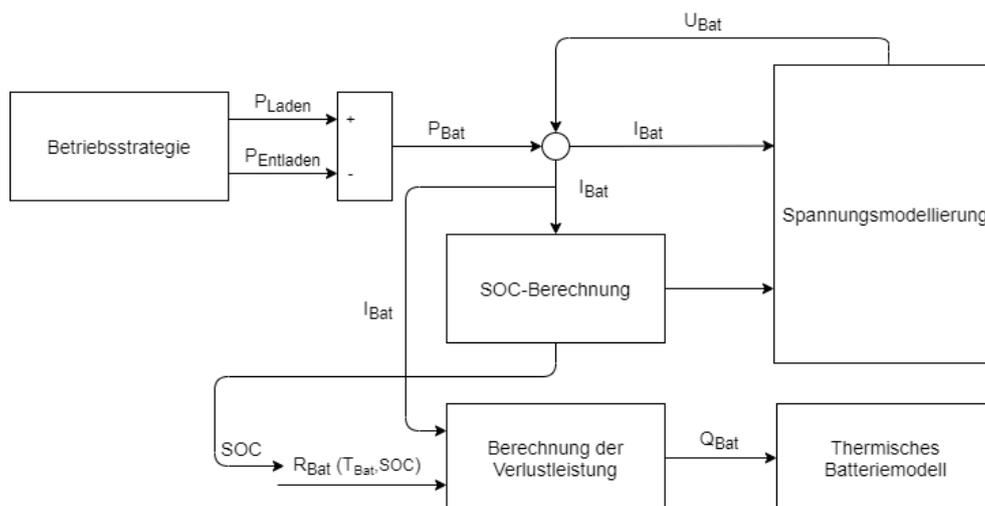


Abbildung 3-17 Schematischer Aufbau der Batteriemodellierung

Die Betriebsstrategie lädt die Batterie oder fordert Leistung aus der Batterie. Die Ladeleistung geht positiv und die Entladeleistung negativ in die Batterieleistungsanforderung ein. Um den

Strom der Batterie zu erhalten, muss die Batterieleistung durch die Spannung dividiert werden. Die Spannung wird mithilfe des Stromes und des SOC berechnet. Da der Strom von der Spannung und der SOC vom Strom abhängt, findet die Berechnung von Strom, Spannung und SOC in einer Schleife statt. Der SOC errechnet sich aus dem Batteriestrom. So wird der SOC bei negativem Batteriestrom vermindert und bei positivem Strom vermehrt. Die Verlustleistung der Batterie errechnet sich aus dem Batteriestrom und dem Batteriewiderstand, der von der Temperatur und dem SOC abhängt. Die Batterieabwärme wird in das thermische Batteriemodell eingebracht und durch verschiedene Wärmeübergänge bis in den Kühlkreislauf geleitet.

### 3.9.1 Spannungsmodellierung

Die Spannungsmodellierung basiert auf dem Modell, das in [19] erarbeitet wurde.

Da die Batteriespannung auch vom SOC abhängt, wird auch auf dessen Berechnung eingegangen:

$$SOC = SOC_{Init} - \int \left( \frac{I_{Bat}}{C_{Bat}} \right) dt \quad 3-31$$

Der SOC errechnet sich aus dem initialen  $SOC_{Init}$  abzüglich des Integrals aus dem Batteriestrom  $I_{Bat}$  durch die Batteriekapazität  $C_{Bat}$  nach der Zeit  $dt$ . Der Batteriestrom ist hier so definiert, dass ein positiver Wert ein Entladen und ein negativer Wert ein Laden der Batterie bedeutet.

Die Batteriespannung errechnet sich aus der offenen Zellspannung  $E_{OCV}$  abzüglich des Spannungsabfalls durch die batterieäquivalente interne Impedanz  $Z_{eq}$ .

$$E_{Bat} = E_{OCV} - I_{Bat} * Z_{eq} \quad 3-32$$

Die offene Zellspannung ist die Spannung, die an den zwei Batterieklemmen anliegt, wenn keine Last angeschlossen ist. Die offene Zellspannung hängt stark vom SOC ab und wird nach Gleichung 3-33 berechnet:

$$E_{OCV} = -1,031 * e^{(-35 * SOC)} + 3,685 + 0,2156 * SOC - 0,1178 * SOC^2 + 0,321 * SOC^3 \quad 3-33$$

Die batterieäquivalente interne Impedanz ist aus einem Widerstand und zwei RC-Schaltungen, die in Abbildung 3-18 dargestellt sind, modelliert.

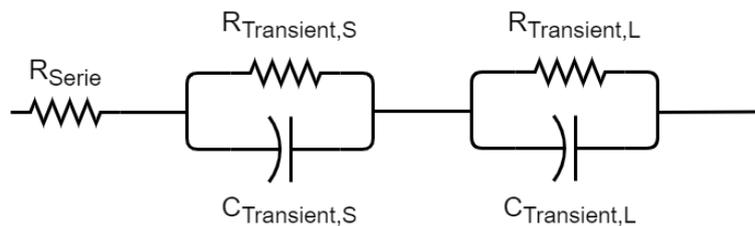


Abbildung 3-18 Impedanzmodell der Batterie

$R_{Serie}$  ist für den unmittelbaren Spannungsabfall an den Batterieklemmen zuständig. Die RC-Schaltungen beschreiben das kurzzeitige ( $R_{Transient,S}$ ,  $C_{Transient,S}$ ) und langzeitige ( $R_{Transient,L}$ ,  $C_{Transient,L}$ ) Einschwingverhalten der internen Batterieimpedanz.

Die Impedanz wird durch Parallel- bzw. Seriell-Schaltungen nach Gleichung 3-34 berechnet:

$$Z_{eq} = R_{serie} + \frac{R_{Transient,S} * C_{Transient,S}}{(R_{Transient,S} + C_{Transient,S})} + \frac{R_{Transient,L} * C_{Transient,L}}{(R_{Transient,L} + C_{Transient,L})} \quad 3-34$$

Die Widerstände und Kondensatoren sind vom SOC abhängig und wurden im Modell berücksichtigt. Für eine weiterführende Berechnung wird auf [19] verwiesen.

### 3.9.2 Thermische Modellierung der Batterie

Bevor auf die Modellierung des thermischen Modells eingegangen wird, wird die Verlustleistung, die sich als Abwärme  $Q_{Bat}$  äußert, behandelt. Diese errechnet sich aus dem Strom  $I_{Bat}$  und dem Innenwiderstand  $R_{Bat}$  der Batterie.

$$Q_{Bat} = I_{Bat}^2 * R_{Bat} \quad 3-35$$

Der Innenwiderstand wird nicht aus dem Impedanz-Modell aus Kapitel 3.9.1 verwendet, da in diesem Modell der Widerstand nur vom SOC abhängig ist und die Temperatur nicht berücksichtigt wird. Aus Kapitel 2.2.3 geht hervor, dass die Temperatur jedoch einen starken Einfluss auf den Innenwiderstand hat. Ein Modell, das den Innenwiderstand abhängig vom SOC und der Temperatur berechnet, wurde aus [49] abgeleitet. Das daraus entstandene Kennfeld ist in Abbildung 3-19 ersichtlich.

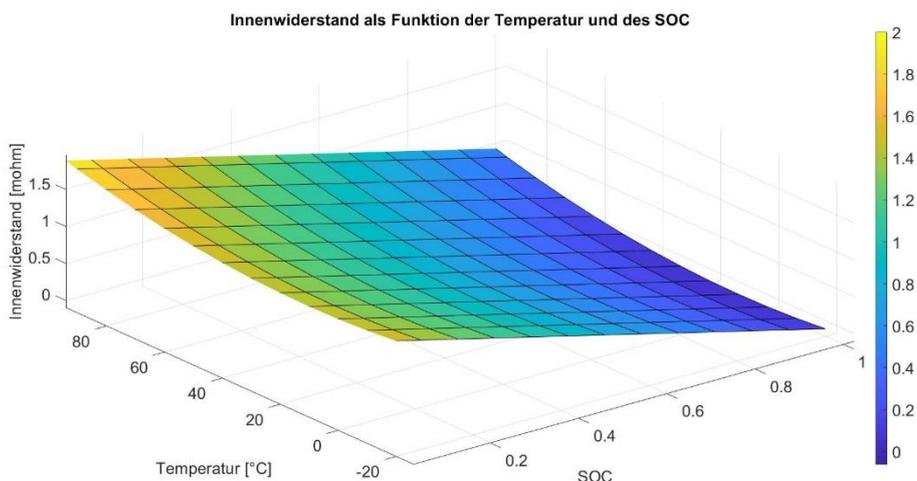


Abbildung 3-19 Kennfeld des Batterieinnenwiderstandes

Für die thermische Modellierung wurde die Batterie auf eine Einzelzelle reduziert. Somit reduziert sich auch die eingebrachte Abwärme der Batterie auf eine Einzelzelle. Dies hat den Vorteil, dass die Komponentenabmessungen der Batterie nicht skaliert werden müssen und somit eine realitätsgetreuere Wärmeleitung in der Batteriezelle gewährleistet ist. Die Abwärmen entstehen in der Batteriezelle, wie schon in Kapitel 2.2.1 beschrieben, aufgrund mehrerer chemischer Reaktionen und somit auch an mehreren Stellen in der Batterie. In dieser Arbeit wird angenommen, dass der Wärmeeintrag über Anode, Kathode, Elektrolyt und Separator gleichmäßig erfolgt. Somit wird die Wärme homogen über vier Punktmassen in das Aktivmaterial eingebracht. Die Zelle ist, wie in Abbildung 3-14 dargestellt, aus einzelnen Punktmassen aufgebaut. Die Konduktion im Aktivmaterial findet in xy- und z-Richtung mit unterschiedlichen Wärmeleitfähigkeiten statt. Durch weitere Konduktion gelangt die Abwärme des Aktivmaterials über Zellgehäuse, Modulgehäuse und Bodenplatte zur Kühlfläche. An dieser Grenzfläche findet eine Konvektion in das Kühlmittel statt. Die Batteriekühlung ist als Kühlung

in der Bodenplatte ausgeführt. Bis zur Kühlfläche ist die Modellierung in MATLAB Simulink, ab der Konvektion in KULI modelliert.

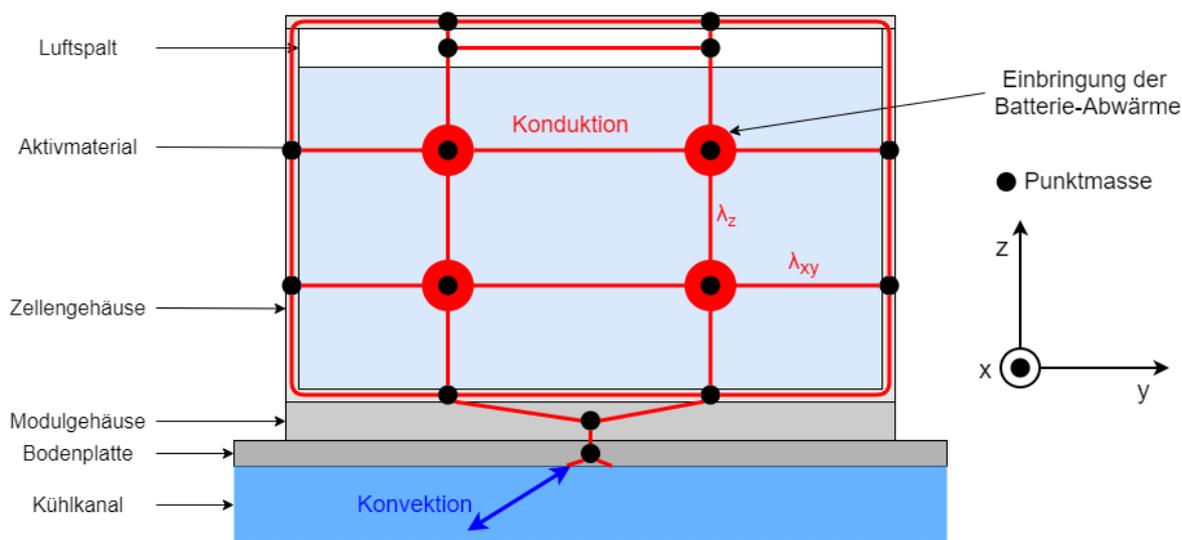


Abbildung 3-20 Thermisches Modell der Batteriezelle

Die Ausführung der Konduktion in MATLAB Simulink und der Konvektion in KULI wurde in Kapitel 3.7 und 3.8.3 bereits behandelt und wird daher nicht noch einmal ausgeführt.

### 3.9.3 Kühlkreislauf der Batterie

Der Kühlkreislauf ist vollständig in KULI abgebildet. Die Schnittstelle von MATLAB Simulink wurde in Kapitel 3.7 beschrieben. In Abbildung 3-21 ist der Kühlkreislauf in KULI dargestellt. Im Gegensatz zum thermischen Modell der Batterie in MATLAB Simulink wird in KULI nicht die Einzelzelle, sondern die gesamte Batterie, die sich aus mehreren Einzelzellen aufbaut, gekühlt. In der Batterie werden mehrere Einzelzellen hintereinander angeordnet und durch parallellaufende Kühlkanäle gekühlt. Die an das Kühlmittel abgegebene Wärmemenge addiert sich entsprechend der Zellanzahl der Batterie und wird über eine Punktmasse, die die Kühlfläche und die Konvektion ins Kühlmittel abbildet, in den Kühlkreislauf eingebracht. Genauer ist dies in Kapitel 3.7 beschrieben.

Die Batterie kann über einen elektrischen Zusatzheizer oder den Wärmetauscher zur Brennstoffzelle geheizt werden. Die Kühlung des Kühlmittels erfolgt bei ausreichend geringer Außentemperatur über den Luft-Wasser-Wärmetauscher. Dieser Wärmetauscher ist an der Front des LKWs positioniert. Reicht die Kühlung durch die Umgebungsluft nicht aus, wird die Batterie über den Chiller gekühlt. Der Chiller bildet dabei den Wärmetauscher zwischen Kältemittelkreislauf und Kühlmittelkreislauf. Dadurch, dass sich durch den Kältemittelkreislauf auch bei einer hohen Umgebungstemperatur „Kälte“ erzeugen lässt, kann die Batterie auch gekühlt werden, wenn es die Umgebungsluft nicht mehr zulässt. Auf die Modellierung des Kältemittelkreislaufes wird in Kapitel 3.11 noch näher eingegangen. Es wird negative Wärme im umgekehrten Prinzip zu einem elektrischen Zuheizer entnommen. Über zwei Ventile kann zwischen den Kreisläufen von Wasser-Wasser-Wärmetauscher zum Batteriekreislauf, elektrischem Zuheizer, Luft-Wasser-Wärmetauscher zur Umgebung und Chiller je nach Betriebsmodus geschaltet werden. Die Kühlmittelpumpendrehzahl wird je nach Belastung variabel geregelt.

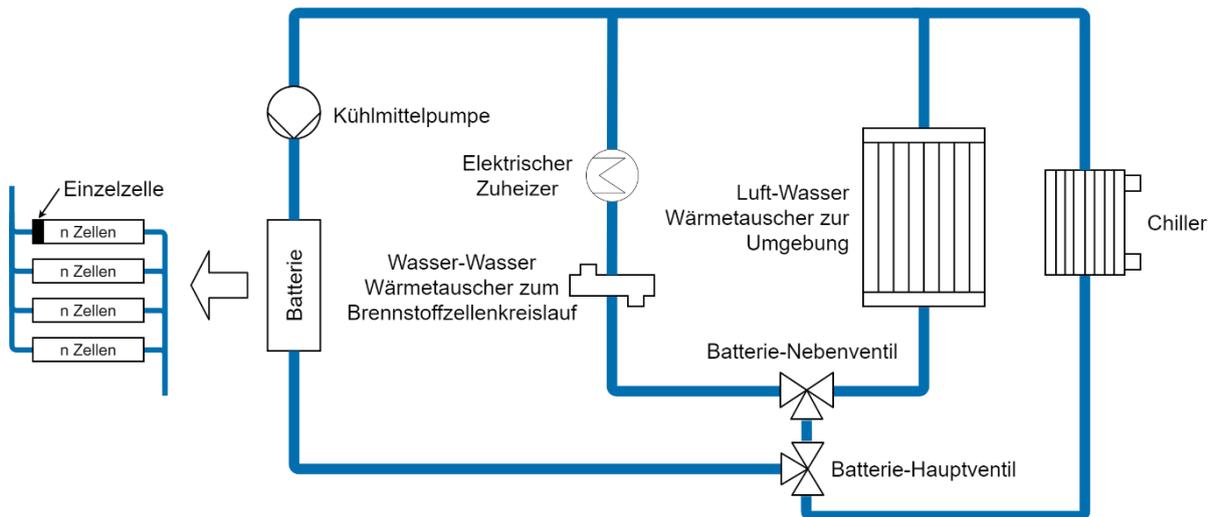


Abbildung 3-21 Kühlmittelkreislauf der Batterie

Für die Modellierung der Kühlmittelpumpe und der Wärmeübertragung über die Wärmetauscher wird auf Kapitel 3.8.4 verwiesen. Genauso wie in Kapitel 3.8.4 weisen die Kühlmittelleitungen Verluste auf. Diese äußern sich durch Druckverluste und werden laut Gleichung 3-22 berechnet.

### 3.10 Modellierung der E-Maschine und des Inverters

Der Elektromotor und Inverter bilden ein zentrales Element in der Simulation eines elektrisch betriebenen Fahrzeugs, da sie die Bindeglieder zwischen der elektrischen und mechanischen Seite des Antriebsstranges bilden. In dieser Arbeit werden die E-Maschine und der Inverter zu einem Bauteil zusammengefasst. Es wird davon ausgegangen, dass die durch den Inverter produzierte Abwärme durch die E-Maschine abgeführt wird. Das für die Verlustberechnung benötigte Wirkungsgradkennfeld stellt eine Kombination aus Inverter und E-Maschine dar. Im weiteren Verlauf wird daher bei der Modellierung und der Kühlung nur von der E-Maschine gesprochen.

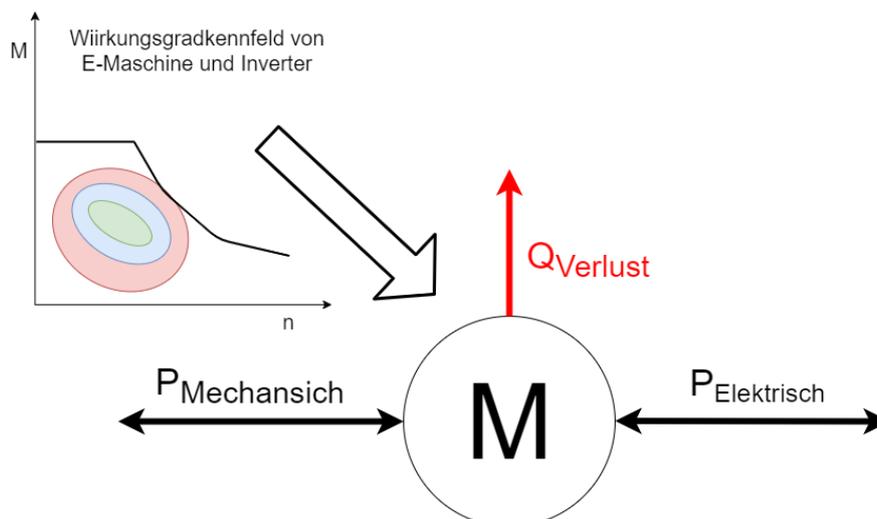


Abbildung 3-22 Schematischer Aufbau der E-Maschinenmodellierung

Die elektrische Leistung  $P_{Elektrisch}$ , die mechanische Leistung  $P_{Mechanisch}$  und die Verlustwärme  $Q_{Verlust}$  stehen über den Wirkungsgrad der E-Maschine  $\eta_{EM}$  in Verbindung. Durch die Fähigkeit der E-Maschine zu rekuperieren, können die elektrische und mechanische Leistung in beide Richtungen laufen. Die Zusammenhänge der Leistungsabgabe der E-Maschine sind in Gleichung 3-36 bis 3-38 aufgelistet.

$$P_{Elektrisch} = P_{Mechanisch} + Q_{Verlust} \quad 3-36$$

$$P_{Mechanisch} = P_{Elektrisch} * \eta_{EM} \quad 3-37$$

$$Q_{Verlust} = P_{Elektrisch} * (1 - \eta_{EM}) \quad 3-38$$

Die Zusammenhänge der Rekuperation der E-Maschine sind in Gleichung 3-39 bis 3-41 aufgelistet.

$$P_{Mechanisch} = P_{Elektrisch} + Q_{Verlust} \quad 3-39$$

$$P_{Mechanisch} = P_{Elektrisch} / \eta_{EM} \quad 3-40$$

$$Q_{Verlust} = P_{Mechanisch} * (1 - \eta_{EM}) \quad 3-41$$

### 3.10.1 Thermische Modellierung der E-Maschine

Das thermische Modell der E-Maschine ist vereinfacht, wie in Abbildung 3-23 dargestellt, aus einer Punktmasse für die Kupferwicklungen im Kern und einer Punktmasse für das Aluminiumgehäuse aufgebaut. Durch Konduktion gelangt die Abwärme von der Kupferwicklung über das Aluminiumgehäuse zur Grenzfläche des Kühlkanals zum Kühlmittel. Der Kühlkanal ist im Aluminiumgehäuse integriert. An der Grenzfläche des Kühlkanals findet eine Konvektion in das Kühlmittel statt. Bis zur Kühlfläche ist die Modellierung in MATLAB Simulink ausgeführt. Die Konvektion ist in KULI modelliert.

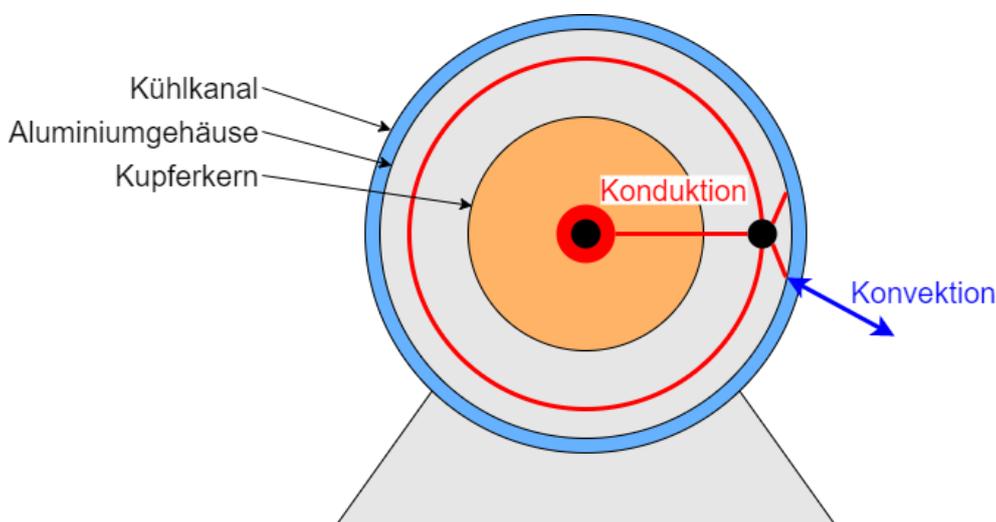


Abbildung 3-23 Thermisches Modell der E-Maschine

### 3.10.2 Kühlkreislauf der E-Maschine

Der Kühlkreislauf ist vollständig in KULI abgebildet. Die Schnittstelle von MATLAB Simulink zu KULI wurde in Kapitel 3.7 schon beschrieben. In Abbildung 3-24 ist der Kühlkreislauf der E-Maschine dargestellt. Der Kühlkreislauf ist relativ einfach als zweifacher Kreislauf ausgeführt. Das Kühlmittel fließt dabei entweder über den „kleinen“ Kühlkreislauf oder über den „großen“ Kühlkreislauf über einen Luft-Wasser-Wärmetauscher zur E-Maschine zurück. Der Luft-Wasser-Wärmetauscher ist an der Front des LKWs positioniert. Über das Hauptventil kann zwischen den zwei Kreisläufen variabel je nach Betriebsmodus geschaltet werden. Die Kühlmittelpumpendrehzahl wird je nach Belastung variabel geregelt.

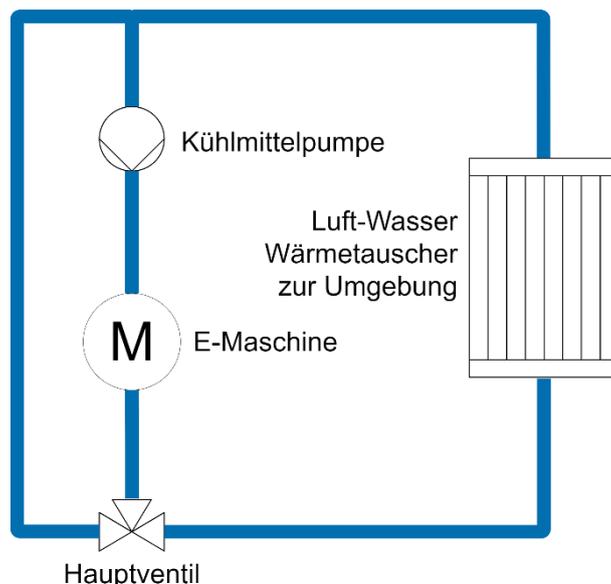


Abbildung 3-24 Kühlkreislauf der E-Maschine

Für die Modellierung der Kühlmittelpumpe und der Wärmeübertragung über die Wärmetauscher wird auf Kapitel 3.8.4 verwiesen. Genauso wie in Kapitel 3.8.4 weisen die Kühlmittelleitungen Verluste auf. Diese äußern sich durch Druckverluste und werden laut Gleichung 3-22 berechnet.

### 3.11 Modellierung des Kältemittelkreislaufs

Auf die Modellierung eines Kältemittelkreislaufes wurde in dieser Arbeit verzichtet. Im Kältemittelkreisprozess werden viele Phasenübergänge vollzogen. Heutige Simulationsprogramme von Kältemittelkreisläufen müssen diese Phasenübergänge iterativ bestimmen. Dadurch fällt ein hoher simulativer Aufwand an und die Simulationszeiten erhöhen sich um ein Vielfaches. Um die Simulationszeiten gering zu halten und sich genügend Spielraum für Parameterstudien zu schaffen, wurden von den Komponenten des Kältemittelkreislaufes mit einem Leistungskoeffizienten auf die benötigte Kompressorleistung gerechnet.

Zur Kabinen-, sowie Batteriekühlung wird ein Verdampfer, bzw. Chiller benötigt. Die abgeführte Wärme der zwei Komponenten wird mit einer COP-Temperatur Kennlinie aus [39] auf eine Kompressorleistung umgerechnet. COP steht für den Leistungskoeffizienten eines Kältemittelkreislaufes und wird laut [39] als Quotient von Verdampferwärmeleistung zur Kompressorleistung definiert:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{\text{Verdampfer}}}{P_{\text{Kompressor}}} \quad 3-42$$

Der COP variiert dabei über die Umgebungstemperatur und somit kann für jede Verdampferwärmeleistung eine zugehörige Kompressorleistung berechnet werden.

Die Leistungsaufnahme des Kompressors geht als elektrischer Nebenverbraucher in die Simulation ein.

### 3.12 Berücksichtigung der elektrischen Nebenverbraucher

Um eine detaillierte Energiebilanz des Fahrzeugs abzubilden, wurden die Leistungsaufnahmen sämtlicher Verbraucher, wie die BoP-Komponenten, Kühlmittelpumpen oder Kompressoren miteinbezogen. Zusätzlich zu den schon erwähnten Nebenverbrauchern, werden die Lenkhilfepumpe, der Bremsluftkompressor und auch sonstige Elektronik, wie Beleuchtung

oder andere elektrische Kleinverbraucher berücksichtigt. Dabei werden diese Leistungen mit einem konstanten Faktor abhängig von der Fahrtgeschwindigkeit berechnet. Die Faktoren dafür wurden aus [30] entnommen.

### 3.13 Modellierung des Luftpfades für die Wärmetauscher von Brennstoffzelle, Batterie und E-Maschine

Die Abwärmen der Kühlkreisläufe von Batterie, E-Maschine und Brennstoffzelle werden durch Kreuzstrom-Wärmetauscher an die Umgebung abgeführt. Die Umgebungsluft strömt durch einen Kühlergrill, der einen Strömungswiderstand darstellt. Das einströmende Luftvolumen hängt dabei von der Fahrtgeschwindigkeit, wie auch von der Lüfterdrehzahl ab. Die Wärmetauscher von Batterie, E-Maschine und Brennstoffzelle werden in KULI als „Block“ modelliert. Dabei ist der Wärmetauscher der Brennstoffzelle hinter den Wärmetauschern von Batterie und E-Maschine geschaltet, weil das Temperaturniveau im Brennstoffzellen-Kühlkreislauf am höchsten ist. In diesem Block beeinflussen sich die Wärmetauscher gegenseitig. Zum einen wird die Temperatur der Luft beeinflusst, so wird die Einströmluft des Brennstoffzellen-Wärmetauschers schon von dem Wärmetauscher der Batterie und der E-Maschine erhitzt. Zum anderen wird auch die Strömungsgeschwindigkeit beeinflusst. Aufgrund der unterschiedlichen Größe von Batterie- und E-Maschinen-Wärmetauscher herrschen im Wärmetauscher der Brennstoffzelle unterschiedliche Strömungsbedingungen.

Die Lüfterdrehzahl kann variabel je nach Temperaturniveau der Kreisläufe geschaltet werden. In dieser Arbeit richtet sich die Lüfterdrehzahl nach dem Temperaturniveau des Brennstoffzellenkreislaufs. Nach dem Lüfter wird die Abluft an die Umgebung abgegeben. Ein schematischer Aufbau des Luftpfades ist in Abbildung 3-25 dargestellt.

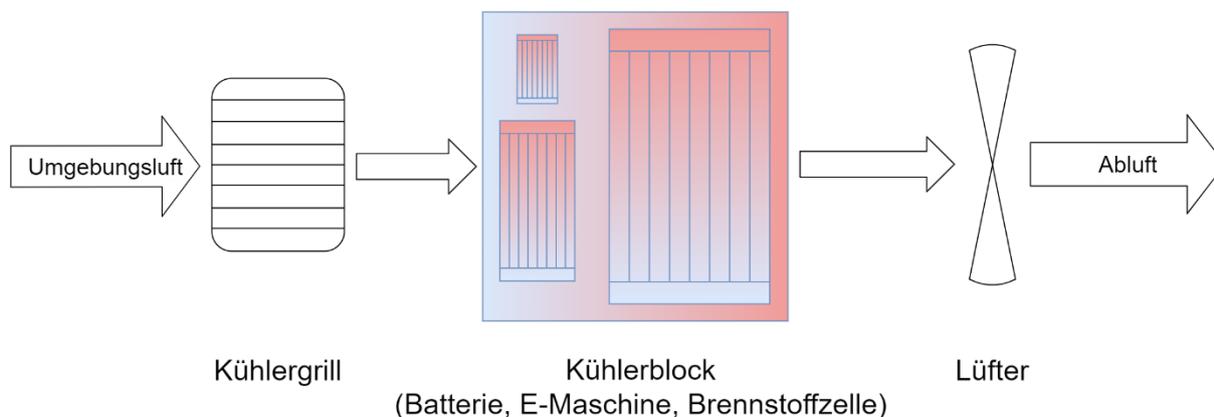


Abbildung 3-25 Schematischer Aufbau des Luftpfades

Für den Lüfter hat KULI dimensionslose Kennfelder von vermessenen Lüfter hinterlegt. Aus dem Volumenstrom  $V$ , dem Druckunterschied  $\Delta p$  und der Lüfterleistung  $P$  werden nach den Gleichungen 3-43 bis 3-45 die dimensionslosen Kennzahlen errechnet.

$$\phi = \frac{4 * \dot{V}}{D^2 * \pi * u} \quad 3-43$$

$$\psi = \frac{2 * \Delta p}{\rho * u^2} \quad 3-44$$

$$\eta = \frac{\dot{V} * \Delta p}{P} \quad 3-45$$

Die Volumenstromzahl  $\phi$  errechnet sich aus dem Volumenstrom, dem Durchmesser des Lüfters

$D$  und der Umfangsgeschwindigkeit  $u$ . Die Druckzahl  $\psi$  errechnet sich aus dem Druckunterschied, der Luftdichte und der Umfangsgeschwindigkeit. Die Effizienz des Lüfters  $\eta$  errechnet sich aus dem Volumenstrom, dem Druckunterschied und der Lüfterleistung. Bei der Rückrechnung des dimensionslosen Kennfeldes kann der Durchmesser des Lüfters skaliert und damit auch das dimensionsbehaftete Kennfeld verändert werden. [48]

Die Leistungsaufnahme des Lüfters wird von KULI errechnet und geht als elektrischer Nebenverbraucher in die Simulation ein.

### 3.14 Modellierung des vereinfachten Kühlkreislaufs für die Parametervariation und die Kühlerauslegung

Für eine Parametervariationsstudie und die Kühlerauslegung wurden in KULI zwei vereinfachte Modelle aufgebaut, mit denen es möglich ist bei einer stationären Last verschiedene Aspekte zu untersuchen. Unter anderem wird bei diesen Modellen die Kühlfläche des Kreuzstromwärmetauschers skaliert. Die Skalierung findet in KULI durch dimensionslose Kennfelder statt, die die Wärmetauscher hinterlegt haben. Die dimensionslosen Kennfelder werden wiederum aus den am Prüfstand vermessenen Daten der Wärmetauscher generiert. Für eine detaillierte Ausführung wird auf [48] verwiesen. Die Modellierung ist für die Parametervariation und die Kühlerauslegung differenziert zu sehen.

Der Aufbau des Kühlkreislaufs für die Parametervariation ist in Abbildung 3-26 dargestellt.

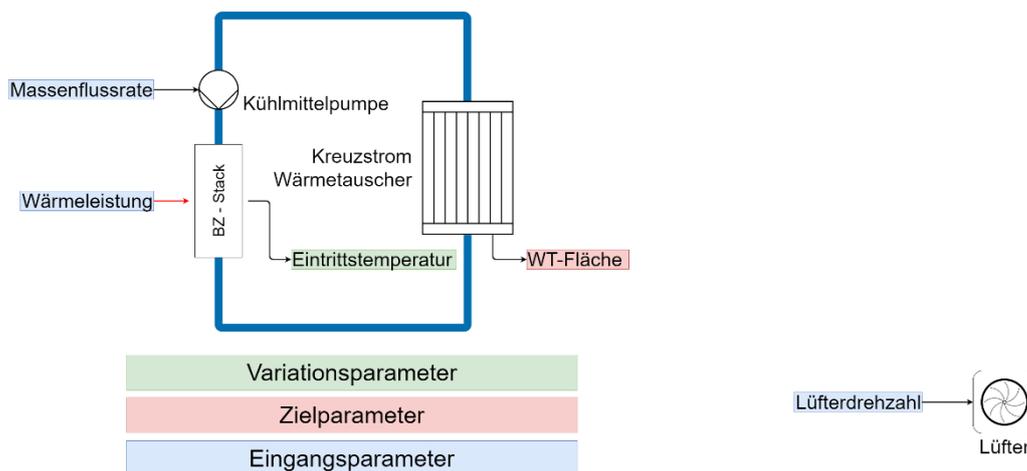


Abbildung 3-26 Kühlkreislauf für die Parametervariation

Bei der Parametervariation wird nur der Brennstoffzellenkreislauf betrachtet. Ziel ist es, die erforderliche Wärmetauscher-Fläche für ein bestimmtes Temperaturniveau im Brennstoffzellenkreislauf zu finden. Die Massenflussrate und die Wärmeleistung werden dabei als feste Größe vorgegeben. Die Eintrittstemperatur am Brennstoffzellenstack wird variiert. Als Austrittstemperatur des Brennstoffzellenstacks wird die Eintrittstemperatur plus eine feste Temperaturspreizung vorgegeben. Daraus ergibt sich eine erforderliche Kühlfläche als Zielparameter. Der Lüfter wird mit einer konstanten Antriebsdrehzahl betrieben. Mit dieser Parametervariation soll der Zusammenhang zwischen Temperaturgefälle von Kühlmitteltemperatur und Umgebungstemperatur und der Kühlerfläche dargestellt werden.

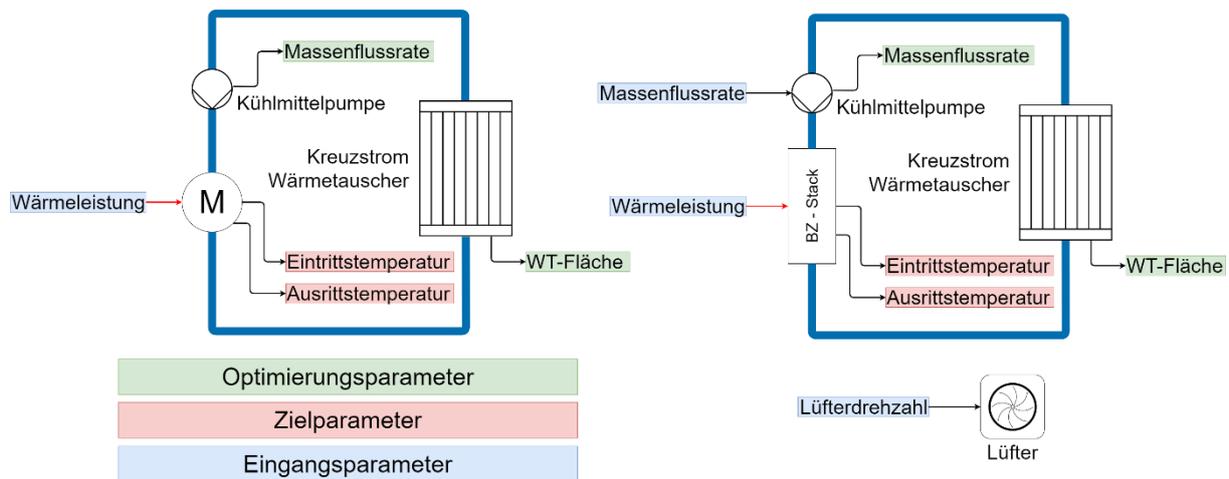


Abbildung 3-27 Kühlkreislauf für die Kühlerauslegung

Bei der Kühlerauslegung werden zwei der drei Kreisläufe berücksichtigt. Die Auslegung erfolgt dabei nur für den Kühlkreislauf der Brennstoffzelle und der E-Maschine. Der Kühlkreislauf der Batterie wird durch überschlagsmäßige Handrechnungen, welche in Kapitel 4.5 ersichtlich ist, ausgelegt.

In die Brennstoffzelle wird, wie auch in die E-Maschine eine feste Wärmeleistung eingebracht. Als Optimierungparameter werden die Fläche der Wärmetauscher, sowie die Massenflussrate der Pumpe definiert. Zielparameter sind die Eintritts- und Austrittstemperaturen der Brennstoffzelle und der E-Maschine. Mit dieser Auslegung wird die erforderliche Massenflussrate, wie auch Kühlerfläche unter Einhaltung der zulässigen Temperaturen ermittelt.

Der Luftpfad ist analog zu Kapitel 3.12 aufgebaut. Bei der Parametervariation wurde im Kühlerblock nur der Wärmetauscher der Brennstoffzelle modelliert. Bei der Auslegung wird im Kühlerblock der Wärmetauscher von Brennstoffzelle und E-Maschine berücksichtigt.

### 3.15 Betriebsstrategie

Die Betriebsstrategie der Simulation wurde auf zwei Arten modelliert. Beim brennstoffzellendynamischen Betrieb wird die elektrische Leistungsanforderung zuerst an die Brennstoffzelle und bei unzureichender Leistung an die Batterie gesendet. Beim brennstoffzellenstationären Antrieb wird die Brennstoffzelle in einem stationären Lastpunkt betrieben.

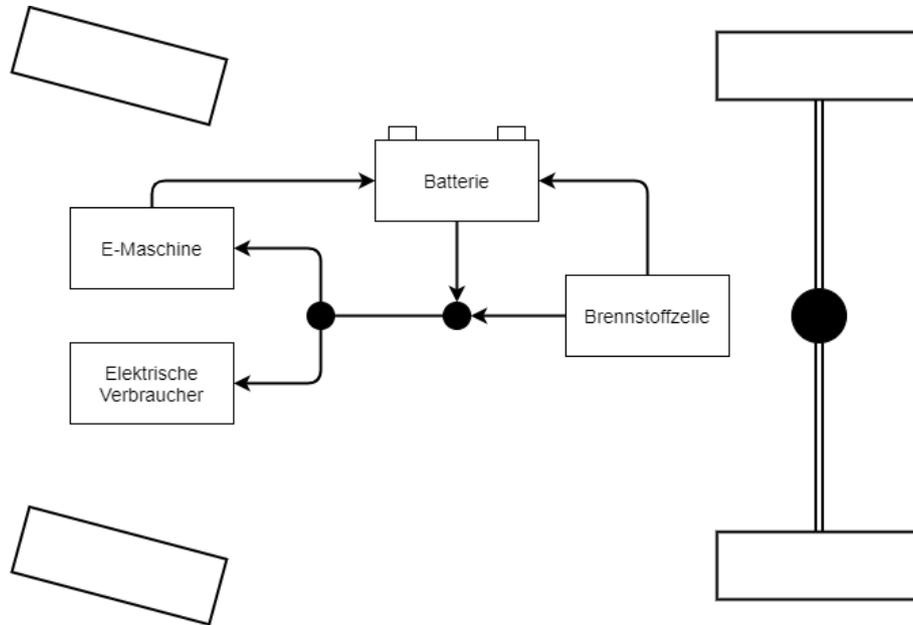


Abbildung 3-28 Schematischer Aufbau der brennstoffzellendynamischen Betriebsstrategie

#### 3.15.1 Brennstoffzellendynamische Betriebsstrategie

Die brennstoffzellendynamische Betriebsstrategie ist in Abbildung 3-28 dargestellt. Die Brennstoffzelle speist hier elektrische Leistung direkt in das elektrische Stromnetz ein oder lädt die Batterie. Sollte die Leistungsanforderung von E-Maschine und elektrischen Verbrauchern größer sein als die von der Brennstoffzelle bereitgestellte Leistung, wird die Batterie zum „boosten“ hinzugezogen. Wenn durch das elektrische Stromnetz weniger Leistung gefordert wird als die Brennstoffzelle im letzten Zeitschritt bereitgestellt hat, wird die Brennstoffzellenleistung gedrosselt. Die Brennstoffzelle kann der Dynamik des elektrischen Stromnetzes unter anderem aufgrund der Trägheit der Bop-Komponenten nur begrenzt folgen. Die Brennstoffzelle wurde daher mit einem Leistungsgradienten von 17 kW/s begrenzt [54]. Die Brennstoffzelle speist Energie in die Batterie abhängig von deren SOC. Dabei kann nur so viel Energie gespeist werden wie abzüglich der Leistungsanforderung von E-Maschine und elektrischen Verbrauchern übrig bleibt. In die Batterie wird neben der Brennstoffzelle auch Energie durch die E-Maschine durch das Rekuperieren eingespeist. Beim Laden und Entladen der Batterie müssen zu jedem Zeitpunkt die maximal zulässigen C-Raten der Batterie beim Laden und Entladen eingehalten werden. Der Arbeitsbereich der brennstoffzellendynamischen Betriebsstrategie ist in Abbildung 3-29 dargestellt. Die Betriebsstrategie arbeitet dabei in einem Bereich zwischen einer minimalen Leistung  $P_{min}$  und einer maximalen Leistung  $P_{max}$  der Brennstoffzelle

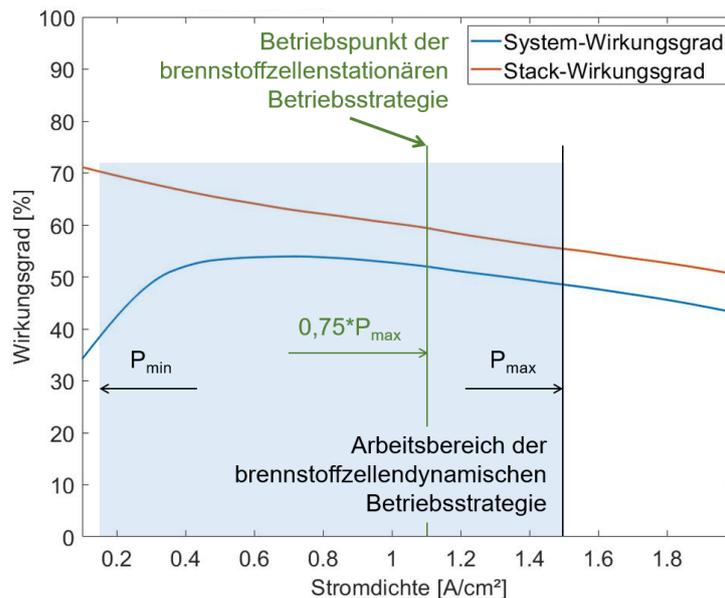


Abbildung 3-29 Arbeitsbereiche der Betriebsstrategien

### 3.15.2 Brennstoffzellenstationärer Betrieb

Bei der brennstoffzellenstationären Betriebsstrategie speist die Brennstoffzelle, wie auch beim brennstoffzellendynamischen Betrieb, die Leistung direkt in das elektrische Stromnetz. Im Gegensatz zur ersten Variante wird die Brennstoffzelle mit einer konstanten Leistung betrieben. Dieser stationäre Betriebspunkt ist in Abbildung 3-29 dargestellt. Die Brennstoffzellenleistung wird nur gedrosselt, wenn die Batterie einen oberen SOC-Grenzwert überschreitet. Die Batterie wird somit stärker belastet, die Brennstoffzelle kann jedoch stationär in einem günstigen Wirkungsgrad betrieben werden. Die maximal zulässigen C-Raten der Batterie beim Laden und Entladen müssen zu jedem Zeitpunkt eingehalten werden. Der schematische Aufbau ist ident zu Abbildung 3-28.

### 3.16 Regelstrategien der Kühlkreisläufe

Bei den Kühlkreisläufen der Brennstoffzelle, E-Maschine und Batterie müssen aufgrund ihres Temperaturverhaltens enge Temperaturgrenzen eingehalten werden. Dafür ist eine aufwendige Regelung nötig. Die theoretischen Grundlagen zu diesen Temperaturgrenzen wurden schon in Kapitel 2 behandelt. Die Regelgrößen sind abhängig von Temperaturen und werden zwischen zwei Temperaturgrenzen variabel geregelt. Außerhalb der Temperaturgrenzen sind die Regelgrößen konstant. Der Verlauf zwischen den Temperaturgrenzen ist in Abbildung 3-30 dargestellt.

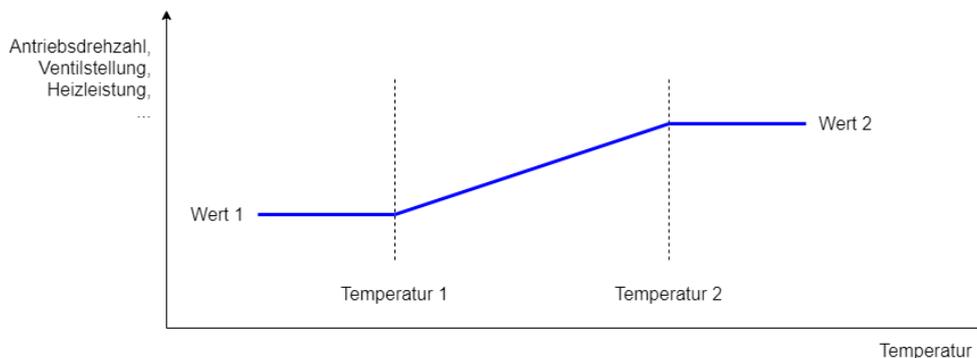


Abbildung 3-30 Regelungsverlauf der Regelgrößen

Antriebsdrehzahlen von Pumpen oder Lüftern werden nicht bis auf 0 U/min. abgesenkt, da das

Kennfeld für diese Komponenten nicht bis zum Nullpunkt reicht. Die Ventile können maximal in den Grenzen von 1-99 % getrieben werden, da hier in jedem Kühlmittelzweig sichergestellt werden muss, dass dieser nicht „trocken“ liegt.

### 3.16.1 PI-Regelung

Die ersten Simulationsdurchläufe wurden ohne PI-Regelung der Aktuatoren in KULI durchgeführt. Dabei ließen sich Schwingungen in den Regelgrößen feststellen. Um ein stabiles Systemverhalten zu gewährleisten und Schwingungen zu minimieren wurden für die Regelgrößen eine PI-Regelung eingeführt.

Dabei wird die Regelgröße vor der PI-Regelung, die durch die Kurve in Abbildung 3-30 berechnet wird, durch einen PI-Kontroller und die Übertragungsfunktion auf eine Regelgröße nach der PI-Regelung überführt. Diese Regelgröße wird an die Kühlmittelpumpen, in Form der Antriebsdrehzahl, oder an die Ventile, in Form der Ventilstellung, an KULI weitergegeben. Von KULI werden Größen wie die Temperatur der Kühlkreisläufe abgetastet mit dem die Berechnung der Regelgröße durchgeführt wird und sich der in Abbildung 3-31 dargestellte Regelkreislauf schließt.

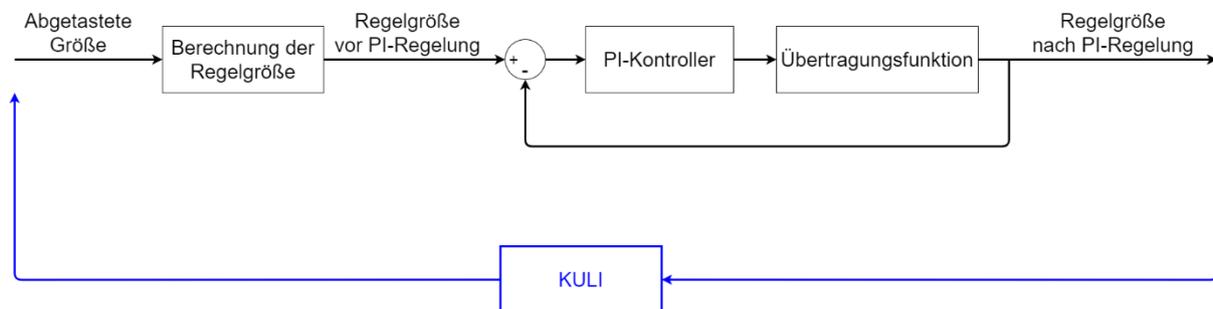


Abbildung 3-31 PI-Regelung

Für den proportionalen und integralen Anteil des PI-Kontroller wurden teilweise Werte aus bereits vorhandener Literatur adaptiert ([27],[55],[20]) und teilweise wurden die Regelungen auf das Verhalten der verwendeten Komponenten abgestimmt. Die Übertragungsfunktion simuliert das Verhalten der Komponenten. Die Übertragungsfunktion der elektrischen Pumpen wurde aus [27] übernommen. Die Übertragungsfunktion der Ventile wurde aus [51] übernommen. Für Lüfter, elektrische Heizer und Chiller wurde keine Literatur für Übertragungsfunktionen gefunden und daher die des Ventils aus [51] verwendet.

### 3.16.2 Kreislauf der Brennstoffzelle

Die Regelung der Antriebsdrehzahl richtet sich dabei nach der Temperaturspreizung im Brennstoffzellenstack. Dabei läuft die Kühlmittelpumpe bei einer kleinen Temperaturspreizung in ihrem Leerlauf und bei zunehmender Spreizung auf ihrer maximalen Drehzahl. Die Regelung der Ventile richtet sich nach dem absoluten Temperaturniveau im Kühlkreislauf. So wird ab einer gewissen Temperatur der Kühler zugeschalten. Als angestrebte Soll-Temperatur wurden 60-65 °C Kühlmittelintrittstemperatur am Stack gewählt. Der Lüfter regelt sich nach dieser Temperatur, jedoch auch nach der Kühlmittelintrittstemperatur der E-Maschine. Dieser wird jedoch erst bei einem höheren Temperaturniveau des Brennstoffzellenstacks hinzugeschalten. Der Batteriekreislauf und die Kabine können über den Brennstoffzellenkreislauf geheizt werden. Aufgrund der hohen Massendurchsätze der Kühlmittelpumpen des Brennstoffzellenkreislaufs würden in den Wärmetauschern zur Batterie und zur Kabine hohe Wärmeleistungen übertragen werden. Da diese hohen Wärmeleistungen in den ersten Simulationen zu Problemen in deren Stabilität geführt haben, werden die Ventile des Batterie-, wie auch des Kabinenwärmetauschers nicht vollständig geöffnet.

Tabelle 3-1 Regelungsstrategie des Brennstoffzellenkreislaufs

Komponente	Abgetastete Größe	Werte	Regelgröße	Werte
Kühlmittelpumpe	Kühlmitteltemperatur-differenz des Stacks	0-5 °C	Antriebsdrehzahl Kühlmittelpumpe	1000-14000 U/min
Hauptventil	Kühlmitteleintritts-temperatur des Stacks	60-65	Ventilstellung	1-99 %
Lüfter	Kühlmitteleintritts-temperatur des Stacks	70-75 °C	Lüfterdrehzahl	100-3000 U/min
Batterieheizungs-ventil	Kühlmitteleintritts-temperatur der Batterie	12-22 °C	Ventilstellung	1-99 %
Kabinenheizungsventil	Abweichung zur Kabinensolltemperatur	0-2 °C	Ventilstellung	1-5 %

### 3.16.3 Kreislauf der Batterie

Die Antriebsdrehzahl der Kühlmittelpumpe wird ähnlich zum Brennstoffzellenkreislauf geregelt. Der Unterschied ist, dass die Leerlaufdrehzahl für ein besseres Aufwärmverhalten höher gewählt wurde. Der Batteriekreislauf besitzt zwei Ventile, da zwischen drei Teilkreisläufen umgeschaltet wird. Als Ziel-Temperatur für die Kühlmitteleintritts-temperatur der Batterie wurde 20 °C gewählt. Darunter wird die Batterie beheizt und darüber wird die Batterie in zwei Kaskaden gekühlt. Zuerst mit dem Kreuzstromwärmetauscher über die Umgebungstemperatur und in zweiter Instanz mit einem Chiller.

Tabelle 3-2 Regelungsstrategie des Batteriekreislaufs

Komponente	Abgetastete Größe	Werte	Regelgröße	Werte
Kühlmittelpumpe	Kühlmitteltemperatur-differenz der Batterie	0-5 °C	Antriebsdrehzahl der Kühlmittelpumpe	3000-12000 U/min
Hauptventil	Kühlmitteleintritts-temperatur der Batterie	25-28 °C	Ventilstellung	1-99 %
Nebenventil	Kühlmitteleintritts-temperatur der Batterie	22-25 °C	Ventilstellung	1-99 %
Elektrischer Zuheizter	Kühlmitteleintritts-temperatur der Batterie	12-22 °C	Leistung des Zuheizers	9-0 kW
Chiller	Kühlmitteleintritts-temperatur der Batterie	25-30 °C	Leistung des Chillers	0-(-10) kW

### 3.16.4 Kreislauf der E-Maschine

Die Regelung der Antriebsdrehzahl der Kühlmittelpumpe wurde analog zur Pumpe des Brennstoffzellenkreislaufes ausgelegt. Das Ziel der Kühlmiteleintrittstemperatur wurde mit 60 °C gewählt. Der Lüfter, der hinter dem Kühler des Brennstoffzellenkreislaufs geschaltet ist, regelt sich zum einen durch die Kühlmiteleintrittstemperatur des Brennstoffzellenstacks, aber auch nach der Kühlmiteleintrittstemperatur der E-Maschine.

Tabelle 3-3 Regelungsstrategie des E-Maschinenkreislaufs

Komponente	Abgetastete Größe	Werte	Regelgröße	Werte
Kühlmittelpumpe	Kühlmitteltemperatur-differenz der E-Maschine	0-5 °C	Antriebsdrehzahl der Kühlmittelpumpe	1000-14000 U/min
Hauptventil	Kühlmiteleintrittstemperatur der E-Maschine	60-62 °C	Ventilstellung	1-99 %
Lüfter	Kühlmiteleintrittstemperatur der E-Maschine	63-65 °C	Lüfterdrehzahl	100-3000 U/min

### 3.16.5 Luftpfad der Kabine

Die Regelung der Kabinentemperatur findet abhängig von der Außentemperatur statt. Bei einer niedrigen Außentemperatur wird eine hohe Innentemperatur angestrebt. Das Minimum der anzustrebenden Innenraumtemperatur liegt bei 20 °C und steigt mit höherer Außentemperatur an. Der Verlauf der anzustrebenden Innenraumtemperatur ist in Abbildung 3-32 dargestellt. [1]

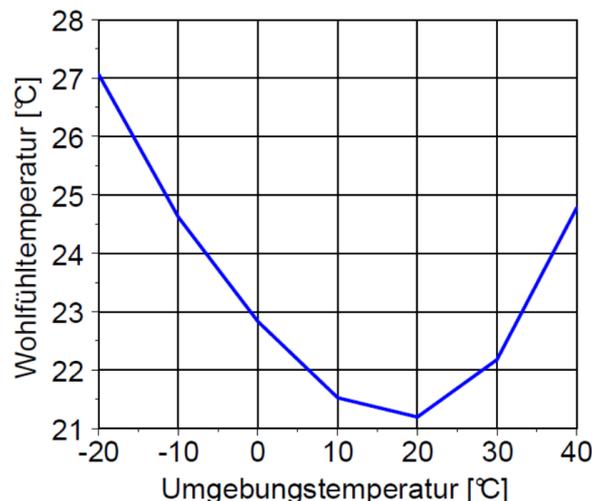


Abbildung 3-32 Anzustrebende Innenraumtemperatur [1]

Abhängig von der Abweichung der Kabineninnenraumtemperatur zur angestrebten Temperatur, wird die Antriebsdrehzahl des Gebläses variabel geregelt. Es wird entweder der Kreuzstromwärmetauscher des Brennstoffzellenkreislaufs zur Heizung oder der Klimaverdampfer zur Kühlung zugeschaltet. Das Umluftventil ist konstant mit 50 % geöffnet.

Tabelle 3-4 Regelungsstrategie der Fahrgastkabine

<b>Komponente</b>	<b>Abgetastete Größe</b>	<b>Werte</b>	<b>Regelgröße</b>	<b>Werte</b>
Gebälse	Abweichung zur Kabinensolltemperatur	0-4 °C	Antriebsdrehzahl des Gebläses	100-4000 U/min
Heizungsventil	Abweichung zur Kabinensolltemperatur	0-2	Ventilstellung	1-99 %
Klimaverdampfer	Abweichung zur Kabinensolltemperatur	0-2	Leistung des Klimaverdampfers	0-8 kW
Umluftventil	-	-	Konstantwert	50 %

## 4 Erkenntnisse

Im vierten Kapitel werden aus der Fahrzeugsimulation verschiedene Erkenntnisse abgeleitet. Bevor diese Erkenntnisse behandelt werden, wird auf die klimatischen Randbedingungen und die verwendeten Fahrzyklen eingegangen.

Die klimatischen Randbedingungen wurden aus [7] und [20] abgeleitet. Es wird zwischen zwei Extremfällen unterschieden. Zum einen eine klimatische Randbedingung im Sommer und zum anderen eine klimatische Randbedingung im Winter. Die Parameter der zwei Randbedingungen sind in Tabelle 4-1 gelistet.

Tabelle 4-1 Klimatischen Randbedingungen der Simulation

Randbedingungen	Sommer	Winter
Umgebungstemperatur [°C]	40	-20
Umgebungsdruck [bar]	1,013	1,013
Relative Luftfeuchtigkeit [%]	50	50
Globale Strahlung [W/m <sup>2</sup> ]	1000	0

### 4.1 Verwendete Fahrzyklen

Die Fahrzeugsimulation wird mit zwei unterschiedlichen Fahrzyklen durchgeführt.

Zum einen wird ein „Long Haul“ (LH) Fahrzyklus aus dem Vehicle Energy Consumption Tool (VECTO) verwendet. Bei VECTO handelt es sich um ein Simulationstool, das bei der CO<sub>2</sub>-Zertifizierung von schweren Nutzfahrzeugen in der EU vorgeschrieben ist. Dieses Tool wurde in [45] am Institut für Verbrennungsmaschinen und Thermodynamik der TU Graz entwickelt. Der „Long Haul“ Fahrzyklus repräsentiert einen Überlandzyklus. Der in Abbildung 4-1 dargestellte Fahrzyklus weist eine Durchschnittsgeschwindigkeit von 78,6 km/h auf. Die Gesamtzeit beträgt 4589 Sekunden bei einer Gesamtlänge von 100,19 km.

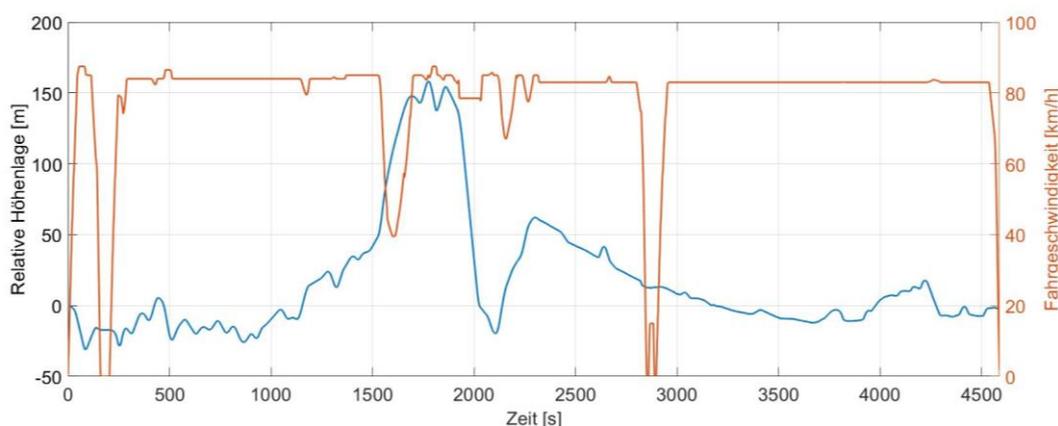


Abbildung 4-1 Fahrgeschwindigkeit und relative Höhenlage des VECTO LH Fahrzyklus

VECTO ist ein eigenständiges Simulationstool und hat daher auch eine eigenständige Längsdynamiksimulation implementiert. Zur Validierung der Längsdynamiksimulation dieser Arbeit wurde die Antriebsleistung an den Rädern mit äquivalenten Antriebsleistung, die durch VECTO errechnet wurde, verglichen. Dabei trat eine Abweichung zur Spitzenleistung von maximal 0,05 % und eine Abweichung zur gemittelten Leistung von maximal 0,38 % auf. Der Vergleich der zwei Simulationen ist in Abbildung 4-2 dargestellt.

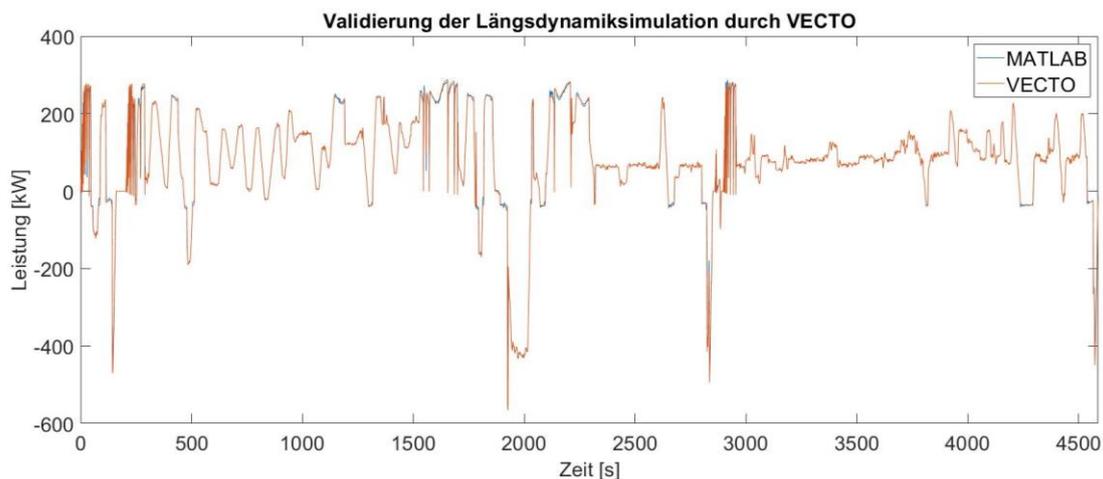


Abbildung 4-2 Validierung der Längsdynamiksimulation durch VECTO

Der zweite Fahrzyklus wurde selbst generiert und besteht aus einer Tal- und Bergfahrt mit einem Verbindungsstück ohne Steigung und konstanter Geschwindigkeit. Dieser Hochlast Fahrzyklus stellt eine stärkere Belastung dar, da er eine Bergauffahrt beinhaltet, bei der in rund 800 Sekunden mehr als 400 Höhenmeter überwunden werden. Der in Abbildung 4-3 dargestellte Fahrzyklus weist eine Durchschnittsgeschwindigkeit von 63,47 km/h auf. Die Gesamtzeit des Zyklus beträgt 2513 Sekunden bei einer Gesamtlänge von 44,3 km.

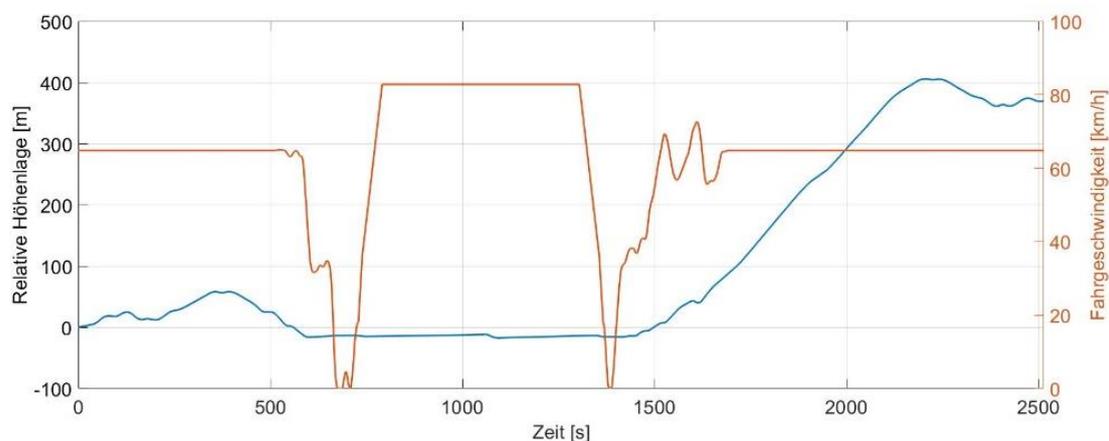


Abbildung 4-3 Fahrgeschwindigkeit und relative Höhenlage des Hochlast Fahrzyklus

## 4.2 Traktionsleistungen

Um einen Überblick über die abzugebenden Leistungen in den Fahrzyklen zu erhalten, werden diese analysiert. In Abbildung 4-4 und Abbildung 4-5 sind die Leistungen, die am Rad anliegen, über die Fahrzeit abgebildet. In Abbildung 4-4 sind in Richtung der negativen Leistung bei 150, 1900 und 2900 Sekunden immer wieder Anomalien in Form von Leistungsspitzen festzustellen. Diese treten aufgrund der rückwärtsrechnenden Längsdynamiksimulation auf und sind auf Messungenauigkeiten in den Geschwindigkeits- und Steigungsvektoren zurückzuführen. Einen Einfluss auf die Simulationsgüte haben diese Anomalien nicht, da negative Traktionsleistungen, die die maximale Rekuperationsleistung übersteigen, von der Bremse übernommen werden.

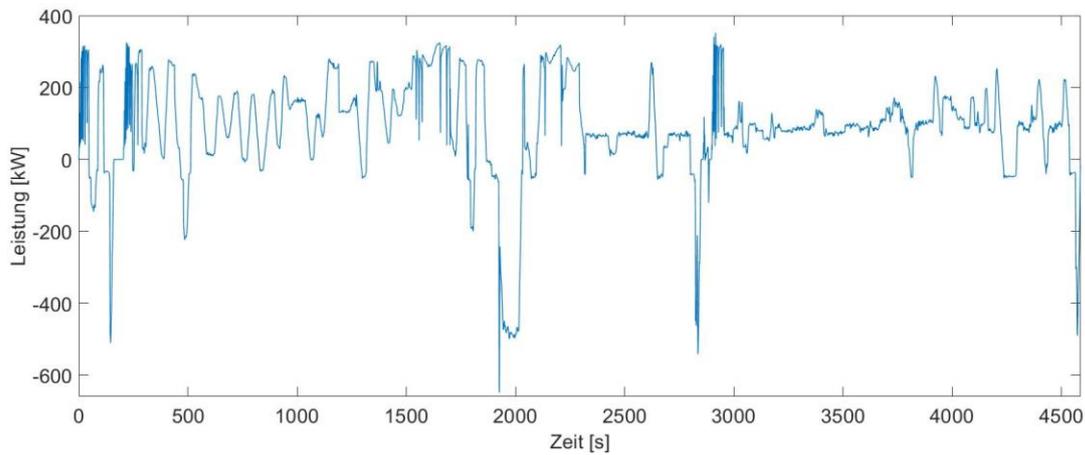


Abbildung 4-4 Traktionsleistung des VECTO LH Fahrzyklus

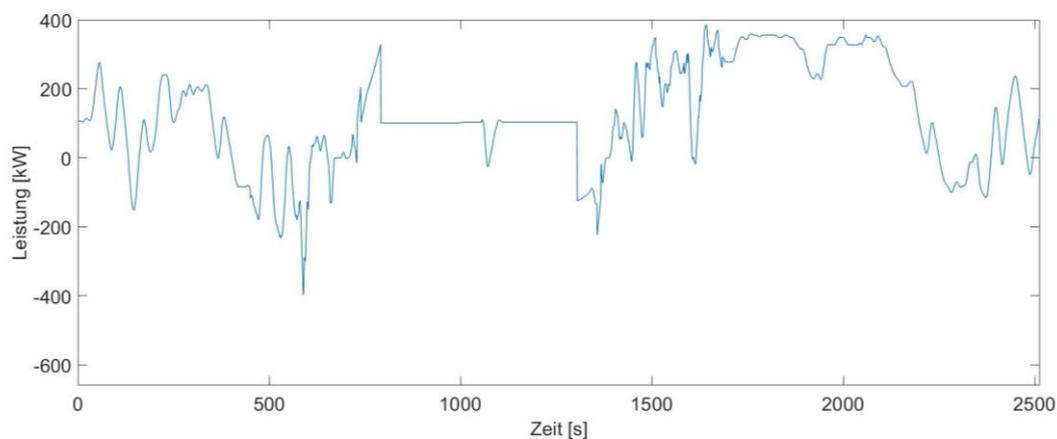


Abbildung 4-5 Traktionsleistung des Hochlast Fahrzyklus

Die Mittelwerte der Traktionsleistungen, Vortriebsleistungen und Rekuperationsleistungen sind in Tabelle 4-2 gelistet. Die Traktionsleistung ist dabei die insgesamt am Rad anliegende Leistung. Die Vortriebsleistung bezeichnet den positiven und die theoretische Rekuperationsleistung den negativen Anteil der Traktionsleistung. Bei der theoretischen Rekuperationsleistung wird die maximal zulässige C-Rate der Batterie nicht berücksichtigt. Es werden bei den in Tabelle 4-2 angeführten Leistungen die Mittelwerte der Fahrzyklen dargestellt. Der Hochlast Fahrzyklus weist eine höhere mittlere Traktionsleistung auf. Dafür hauptsächlich verantwortlich ist die lange Bergaufpassage des Zyklus.

Tabelle 4-2 Traktionsleistung, Vortriebsleistung und Rekuperationsleistung der Fahrzyklen

Größe	VECTO LH	Hochlast
Maximale Traktionsleistung	352,0	385,9
Minimale Traktionsleistung	-649,0	-398,7
Mittlere Traktionsleistung	91,4	120,9
Mittlere Vortriebsleistung	111,7	138,5
Mittlere theoretische Rekuperationsleistung	-20,3	-17,6

Im nächsten Schritt werden die mechanischen Leistungen an der E-Maschine analysiert. Diese unterscheiden sich von den Leistungen am Rad durch Verluste im Differential und Getriebe, sowie der Bremsleistung. Die Bremsleistung ist nötig, da aufgrund der maximal zulässigen C-Rate der Batterie nicht beliebig viel Strom rekuperiert werden kann.

Tabelle 4-3 Mittlere Leistungen im Antriebsstrang des Simulationsfahrzeuges

	VECTO LH		Hochlast	
	Vortrieb	Rekuperation	Vortrieb	Rekuperation
Leistung am Rad [kW]	111,69	-20,28	138,49	-15,56
Verlustleistung Differential [kW]	8,41	1,42	10,44	1,24
Verlustleistung Getriebe [kW]	6,32	0,94	7,84	0,82
Bremsleistung [kW]	0	2,79	0	0,05
Leistung an der E-Maschine [kW]	126,42	-15,14	156,75	-15,56

Auffällig ist hier, dass im VECTO LH Fahrzyklus ein nicht unbeachtlicher Teil der mittleren theoretischen Rekuperationsleistung weggebremst wird. Begründen lässt sich das durch die in Abbildung 4-4 ersichtlichen hohen negativen Leistungen, die von der Batterie nicht mehr rekuperiert werden können. Die C-Rate der Batterie zum Aufladen beträgt bei dieser Simulation 1,81. Mit der Batterienominalspannung von 795 V ergibt sich eine maximale Rekuperationsleistung von 271,85 kW. Rekuperationsleistungen über diesem Wert werden von der Bremse aufgenommen.

### 4.3 Analyse der Betriebsstrategien

Bevor die Ergebnisse der thermodynamischen Untersuchungen präsentiert werden, werden die brennstoffzellendynamische und die brennstoffzellenstationäre Betriebsstrategie analysiert. Dazu wird nur der VECTO LH Fahrzyklus analysiert, da dieser im Gegensatz zum Hochlast Zyklus besser einen realen Fahrzyklus abbilden kann.

Bei der brennstoffzellendynamischen Betriebsstrategie wird die Leistung der Brennstoffzelle, je nach Leistungsanforderung, entweder in die Batterie gespeichert oder direkt zum zentralen Leistungsknotenpunkt gesendet. Die Brennstoffzellenleistung passt sich dabei der Leistungsanforderung durch das elektrische Stromnetz an. Dabei darf der Leistungsgradient der Brennstoffzelle nicht überschritten werden. Abbildung 4-6 zeigt die Leistungsflüsse der brennstoffzellendynamischen Betriebsstrategie. Bei den Leistungsflüssen von Batterie über den zentralen Leistungsknotenpunkt und die E-Maschine bis hin zur mechanischen Leistung sind die Vortriebs- und Rekuperationsleistungen gegengerechnet.

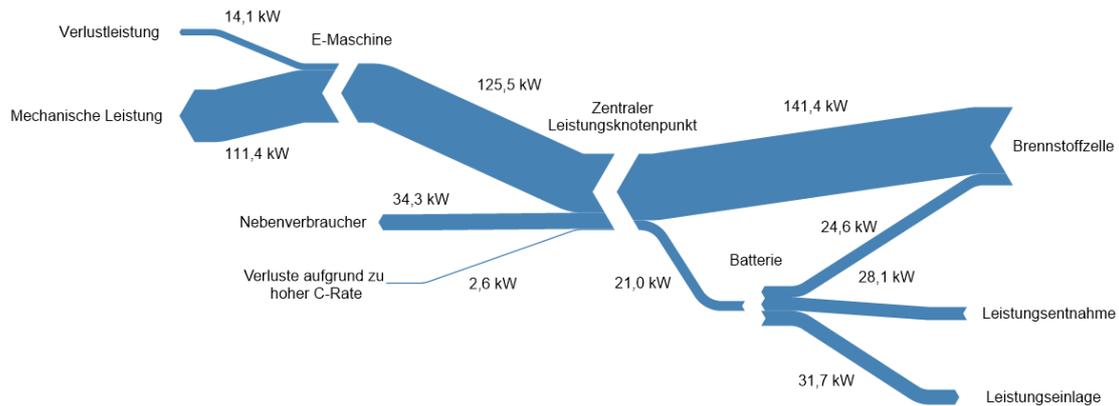


Abbildung 4-6 Leistungsflüsse der brennstoffzellendynamischen Betriebsstrategie

Bei den Leistungsflüssen der brennstoffzellenstationären Betriebsstrategie, die in Abbildung 4-7 dargestellt sind, wird die Leistung je nach Betriebsstrategie in die Batterie gespeichert oder zum zentralen Leistungsknotenpunkt gesendet. Dabei passt sich die Brennstoffzelle jedoch nicht an die Leistungsanforderung durch das elektrische Stromnetz an, sondern gibt eine kontinuierliche konstante Leistung ab. Dies hat den Vorteil, dass die Brennstoffzelle in einem besseren Wirkungsgradbereich arbeiten kann und durch die stationäre Arbeitsweise weniger Schädigung erfährt [13]. Der Nachteil dieser Strategie liegt in der übermäßig hohen Leistungsspeicherung in die Batterie bei geringen Leistungsanforderungen durch das elektrische Stromnetz.

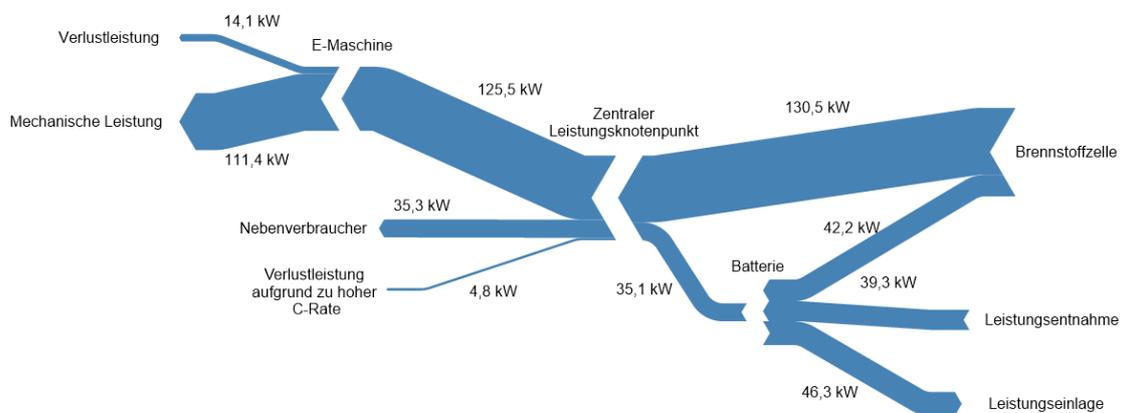


Abbildung 4-7 Leistungsflüsse der brennstoffzellenstationären Betriebsstrategie

Beide Leistungsflüsse sind SOC-bereinigt, das heißt wenn die Batterie am Ende des Fahrzyklus nicht den gleichen SOC-Stand wie zu Beginn hat, wird die Leistung errechnet, die für einen Ausgleich benötigt wird und die Werte von Brennstoffzelle und Batterie dementsprechend ausgeglichen. In der Leistungsbilanz sind negative und positive Leistungen aufgerechnet. Die Vortriebsleistungen und Rekuperationsleistungen werden somit kombiniert dargestellt.

Die Unterschiede der zwei Betriebsstrategien sind an den Leistungsflüssen der Brennstoffzelle und der Batterie deutlich ersichtlich. So läuft bei der brennstoffzellendynamischen Betriebsstrategie der überwiegende Teil der Leistung zum zentralen Leistungsknoten und nur ein kleiner Anteil zur Batterie. Als Vergleich dazu läuft bei der brennstoffzellenstationären Betriebsstrategie ein kleinerer Anteil zum zentralen Leistungsknoten und ein größerer Anteil zur Batterie. Durch die höhere Belastung der Batterie fallen in dieser Strategie höhere Verlustleistungen an. Dies kann durch die Differenz aus Leistungseinlage abzüglich der Leistungsentnahme der Batterie berechnet werden. Bei der brennstoffzellenstationären

Betriebsstrategie sind die Leistungen aufgrund der Nebenverbraucher geringer. Da diese Leistung auch den Aufwand der BoP-Komponenten enthält, ist ersichtlich, dass die brennstoffzellenstationäre Betriebsstrategie in einem günstigeren Wirkungsgrad arbeitet. Bei der brennstoffzellenstationären Betriebsstrategie entstehen aufgrund des Überschreitens der C-Rate der Batterie höhere Verluste.

Die elektrischen Leistungen von E-Maschine und Nebenverbraucher sind in Abbildung 4-8 dargestellt.

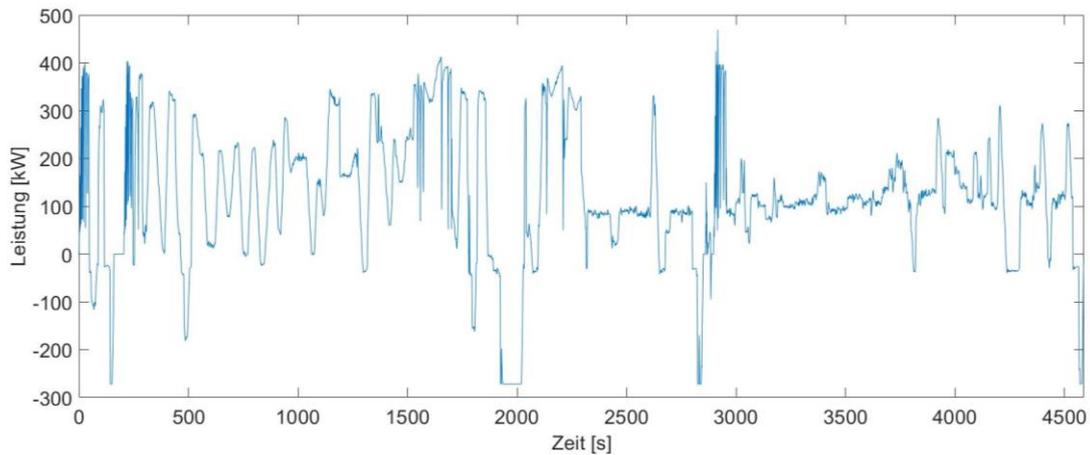


Abbildung 4-8 Leistung der E-Maschine und der Nebenverbraucher im VECTO LH Zyklus

Diese Leistung wird je nach Betriebsstrategie zwischen der Brennstoffzelle und der Batterie aufgeteilt. Ein Vergleich der Brennstoffzellenleistung ist in Abbildung 4-9 dargestellt. Im linken Diagramm ist die Brennstoffzellenleistung der brennstoffzellendynamischen Betriebsstrategie und im rechten Diagramm ist die Leistung der brennstoffzellenstationären Betriebsstrategie dargestellt.

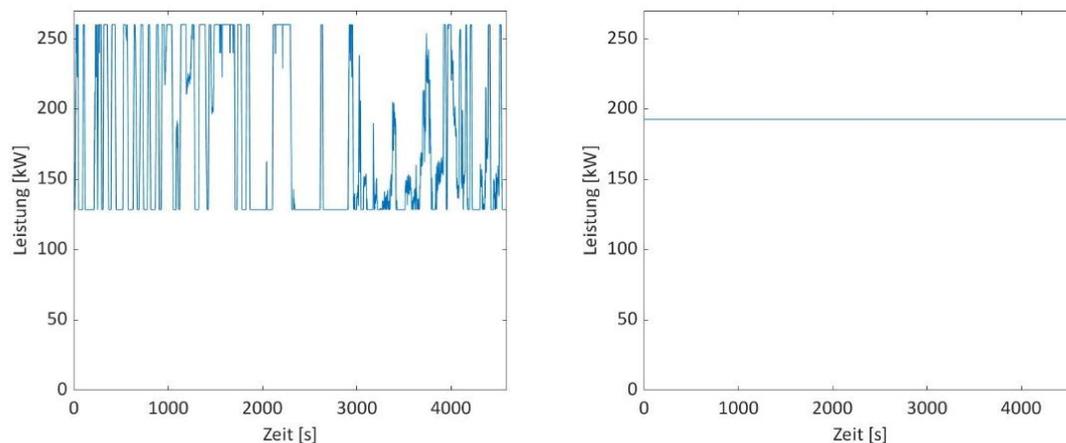


Abbildung 4-9 Vergleich der Brennstoffzellenleistungen im VECTO LH Zyklus

In Abbildung 4-10 sind die Batterieleistungen der brennstoffzellendynamischen (links) und brennstoffzellenstationären (rechts) Betriebsstrategie dargestellt.

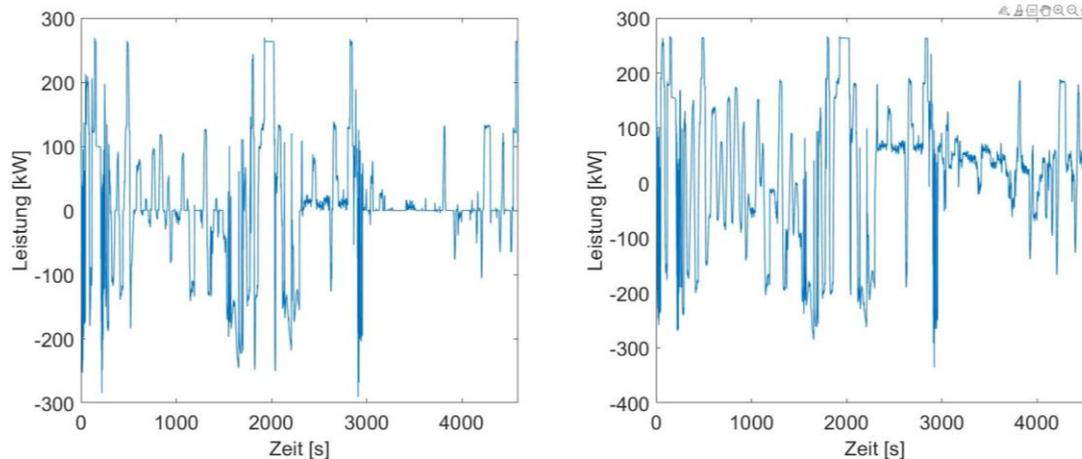


Abbildung 4-10 Vergleich der Batterieleistungen im VECTO LH Zyklus

Die Brennstoffzelle versucht beim brennstoffzellendynamischen Betrieb die Dynamik aus der Batterie auf sich zu nehmen. Diese Dynamik lässt sich auch quantifizieren. In Tabelle 4-4 sind die Ladungszyklen der Batterie und die Lastwechsel der Brennstoffzelle gelistet. Bei der Batterie wird die SOC-Änderung pro Sekunde auf die Gesamtzeit des Fahrzyklus aufsummiert. Eine SOC-Änderung von 10% entspricht 0,1 Ladungszyklen. Bei der Brennstoffzelle werden die Lastwechsel pro Sekunde auf den Fahrzyklus aufsummiert. Ein Lastwechsel der Brennstoffzelle von der halben auf die maximale Brennstoffzellenleistung entspricht dabei 0,5 Lastwechsel. Die Ladungszyklen, bzw. Lastwechsel wurden für eine bessere Vergleichbarkeit der Betriebsstrategien für einen Tag aufgerechnet. Dieser Tag entspricht 8h in denen ausschließlich der jeweilige Zyklus gefahren wird. Außerdem wird angenommen, dass an einem Tag vier Start-Stop-Zyklen nötig sind.

Tabelle 4-4 Lastzyklen der Batterie und der Brennstoffzelle im VECTO LH Fahrzyklus

Betriebsstrategie	BZ-dynamisch	BZ-stationär
Ladungszyklen der Batterie	3,09	5,27
Volle Lastwechsel der Brennstoffzelle	333,29	0
Start-Stop Operationen der Brennstoffzelle	4	4

Die Auswirkungen der Dynamik können in Tabelle 4-4 nur schlecht verglichen werden, da ein Ladungszyklus der Batterie andere Folgen wie ein Lastwechsel der Brennstoffzelle hat. Um die Auswirkungen der Dynamik der zwei Betriebsstrategien besser vergleichen zu können, werden für Ladungszyklen, Lastwechsel und Start-Stop Operationen Kenngrößen eingeführt. In Kapitel 2.1.7 und 0 wurden die Auswirkungen von Lastzyklen auf die Batterie und Lastwechsel auf die Brennstoffzelle beschrieben. In diesem Kapitel wird für die Widerstandsänderung der Batterie ein Modell aus [25] und für die Spannungsänderung der Brennstoffzelle ein Modell aus [13] herangezogen.

Laut [25] erhöht sich der Innenwiderstand bei einer Lithium-Ionen-Batteriezelle bei einer Arbeitstemperatur von 25 °C um 45,6  $\mu\Omega$  pro Ladungszyklus. Die Brennstoffzellenspannung, die mit dem Wirkungsgrad der Brennstoffzelle korreliert, vermindert sich laut [13] um 0,42  $\mu\text{V}$  pro Lastwechsel und 13,79  $\mu\text{V}$  pro Start-Stop Zyklus. Ausgehend von einem Innenwiderstand der Batterie von 33,1 m $\Omega$  [25] und einer Brennstoffzellenspannung von 0,7 V [13] lassen sich für die prozentuelle Erhöhung des Innenwiderstandes, wie auch die prozentuelle Verminderung der Brennstoffzellenspannung berechnen:

Tabelle 4-5 Prozentuelle Schädigung der Batterie und der Brennstoffzelle

Betriebsstrategie	BZ-dynamisch	BZ-stationär
Erhöhung des Batterie-Innenwiderstandes [%]	0,426	0,726
Unterschied zwischen den Betriebsstrategien [%]	<b>+70,42</b>	
Verminderung der Brennstoffzellenspannung [%]	0,02788	0,00788
Unterschied zwischen den Betriebsstrategien [%]	<b>+353,81</b>	

Aus Tabelle 4-5 geht hervor, dass die Erhöhung des Innenwiderstandes mit der brennstoffzellenstationären Betriebsstrategie höher ist. Die Verminderung der Brennstoffzellenspannung ist bei der brennstoffzellendynamischen Betriebsstrategie höher. Wird die Erhöhung der Innenwiderstände miteinander verglichen, ergibt sich ein relativer Unterschied der Betriebsstrategien von 70,42 %. Dieser Wert kann auch als unterschiedliche Schädigung der Batterie interpretiert werden. Wird nun die Änderung der Brennstoffzellenspannung gegenübergestellt, ergibt sich ein relativer Unterschied von 353,81 %. Hier ist die unterschiedliche Schädigung der Brennstoffzelle um einiges höher als die der Batterie.

Die absoluten Werte zwischen der Innenwiderstandserhöhung der Batterie und der Verminderung der Brennstoffzellenspannung dürfen nicht verglichen werden, da diese mit unterschiedlichen Modellen berechnet wurden. Es werden in diesem Vergleich lediglich Werte miteinander verglichen, die mit demselben Modell errechnet wurden. Dadurch wird der Schluss gezogen, dass durch die brennstoffzellendynamische Betriebsstrategie eine überverhältnismäßige Schädigung der Brennstoffzelle eintritt. Bei der brennstoffzellenstationären Betriebsstrategie tritt auch eine höhere Schädigung der Batterie ein, diese ist jedoch fünf Mal geringer als die Schädigung der Brennstoffzelle im brennstoffzellendynamischen Betrieb.

In diesem Vergleich sind einige Aspekte, wie die Kapazitätsminderung der Batterie, nicht berücksichtigt. Jedoch wird auf Grundlage dieses Vergleiches die brennstoffzellenstationäre Betriebsstrategie als vorteilhaft erachtet und deshalb als Betriebsstrategie ausgewählt.

Um diese Auswahl noch weiter zu bekräftigen wird auf die Erkenntnisse von [57] verwiesen. Dort wurden der Wasserstoffverbrauch und die Lebensdauer einer dynamisch, bzw. konstant betriebenen Brennstoffzelle untersucht. Die Untersuchung ergab, dass eine konstant betriebene Brennstoffzelle je nach Hybridstrategie eine doppelt bis dreifach so hohe Lebenserwartung hat, wobei der Wasserstoffverbrauch nur um rund 4 % steigt.

Durch die Variation des stationären Betriebspunktes der brennstoffzellenstationären Betriebsstrategie wird diese weiter optimiert. Dabei muss berücksichtigt werden, dass der SOC der Batterie am Ende der Simulation mindestens so hoch sein muss wie bei der batteriedominanten Betriebsstrategie. In anderen Worten muss die brennstoffzellenstationäre Betriebsstrategie mindestens gleich viel Leistung erbringen wie die brennstoffzellendynamische Betriebsstrategie.

Ein Vergleich der brennstoffzellendynamischen, brennstoffzellenstationären und optimierten Betriebsstrategie ist in Tabelle 4-6 ersichtlich.

Tabelle 4-6 Vergleich der Betriebsstrategien im VECTO LH Zylus

Betriebsstrategie	Arbeitsbereich/ Betriebspunkt	SOC am Ende des Fahrzyklus	Mittlere Leistung der Brennstoffzelle im Fahrzyklus (SOC bereinigt) [kW]
BZ-dynamisch	$P_{\min} - P_{\max}$	65,08	167,9
BZ-stationär	$0,75 \cdot P_{\max}$	75,31	172,7
Optimiert	$0,7 \cdot P_{\max}$	69,34	166,1

In diesem Vergleich wird veranschaulicht, dass der ursprüngliche Betriebspunkt der brennstoffzellenstationären Betriebsstrategie mehr Leistung als die brennstoffzellendynamische Strategie liefert, sodass der SOC am Ende des Fahrzyklus deutlich höher ist. Nach einer SOC Bereinigung wurde die mittlere Leistung der Brennstoffzelle analysiert. Diese ist bei der brennstoffzellenstationären Betriebsstrategie höher, da durch das übermäßige Belasten der Batterie auch größere Verluste in dieser anfallen. Zusätzlich wird auch mehr Energie durch die Bremse aufgenommen, um die maximal zulässige C-Rate der Batterie nicht zu überschreiten.

Die optimierte Betriebsstrategie basiert auf der brennstoffzellenstationären Betriebsstrategie. Es wurde dabei der Betriebspunkt verändert, sodass der SOC der Batterie am Ende des Fahrzyklus näher an dem der brennstoffzellendynamischen Betriebsstrategie liegt. Durch die Betriebspunktabsenkung wird auch weniger überschüssige Leistung in die Batterie eingespeist und die Brennstoffzelle arbeitet gleichzeitig in einem günstigen Wirkungsgradpunkt. Dadurch ist die mittlere Leistung der Brennstoffzelle niedriger als die der brennstoffzellendynamischen, sowie brennstoffzellenstationären Betriebsstrategie.

#### 4.4 Parametervariation der Kühlerfläche

Zur Parametervariation muss ein fester Wert für die Massenflussrate der Kühlmittelpumpe und die Abwärme der Brennstoffzelle festgelegt werden.

Die Brennstoffzellenleistung am optimierten Betriebspunkt beträgt 70 % der Maximalleistung. Die maximale Brennstoffzellensystemleistung beträgt laut Anhang 250 kW. Im Betriebspunkt ergibt sich somit eine Brennstoffzellenleistung von 175 kW. Durch das rechte Diagramm in Abbildung 3-13 lässt sich im Betriebspunkt der Brennstoffzelle eine Abwärmemenge durch das Kühlmittel von 120 kW bestimmen. Laut [6] kann die elektrische Kühlmittelpumpe, die beim Brennstoffzellenkreislauf in doppelter Ausführung verwendet wird, einen Massenstrom von 4,3 kg/s bereitstellen. Daraus würde sich ein Massenstrom von 8,6 kg/s ergeben. Um die im Kühlkreislauf auftretenden Druckverluste durch Rohre und Kühler noch miteinzubeziehen, wird ein Massenstrom von 7 kg/s angenommen. Der Lüfter wird mit einer konstanten Antriebsdrehzahl von 3000 U/min betrieben. Da die Brennstoffzelle unabhängig von der Fahrtgeschwindigkeit mit konstanter Last läuft, wurde der Fahrzeugstillstand, bei dem die Luft nur durch den Lüfter in den Kühler gesaugt wird, als „Worst-Case“ angenommen. Der skalierbare Kühler hat eine Tiefe von 70 mm.

Die Berechnung wurde in KULI mit dem in Kapitel 3.14 gezeigten Kreislauf simuliert, in dem auch die Methodik zur Kühlerskalierung behandelt wurde. Die für die Skalierung benötigten Zusammenhänge sind in den Gleichungen 3-20 bis 3-27 gelistet.

Die Ergebnisse der Simulation sind in Abbildung 4-11 ersichtlich. In dieser wird mit sinkendem Temperaturgefälle immer mehr Kühlfläche nötig, um die entstandene Abwärme aus dem Kühlkreislauf zu bringen. Das Temperaturgefälle  $T_{\text{Gefälle}}$  berechnet sich aus der Kühlmiteleintrittstemperatur  $T_{\text{KM, Eintritt, Kühler}}$  abzüglich der Umgebungstemperatur  $T_{\text{Umgebung}}$ :

$$T_{\text{Gefälle}} = T_{\text{KM, Eintritt, Kühler}} - T_{\text{Umgebung}} \quad 4-1$$

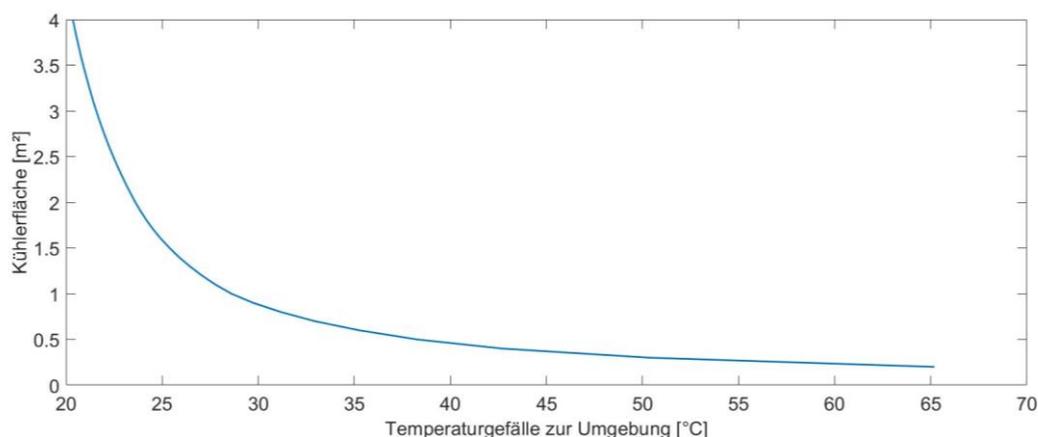


Abbildung 4-11 Kühlerfläche in Abhängigkeit des Temperaturgefälles

Deutlich erkennbar ist, dass ein nicht linearer Zusammenhang zwischen Temperaturgefälle und Kühlerfläche besteht. Aus Abbildung 4-11 ist ersichtlich, dass bei einer Kühlmitteltemperatur von 65 °C und einer Umgebungstemperatur von 40 °C eine Kühlerfläche von 1,6 m² benötigt wird. Bei einer Kühlmitteltemperatur von 70 °C verkleinert sich die Kühlerfläche bereits auf rund 0,9 m².

Wie sich im nächsten Kapitel zeigen wird, sind die hier präsentierten Kühlerflächen nicht für eine Auslegung der Brennstoffzelle repräsentativ, da kein Einfluss von anderen Kühlern, wie zum Beispiel der der E-Maschine berücksichtigt wird. Die Parametervariation in diesem Kapitel soll lediglich den Zusammenhang zwischen Kühlfläche und Kühlmitteltemperatur veranschaulichen und die Problematik aufzeigen, dass bei sinkendem Temperaturgefälle die Kühlerfläche nicht linear, sondern exponentiell steigt.

## 4.5 Auslegung der Wärmetauscher der Brennstoffzelle und der E-Maschine

Zur Auslegung des Kreuzstromwärmetauschers der Brennstoffzelle wird die Abwärmemenge aus der Parametervariation in Kapitel 4.4 verwendet. Als Kühlmiteleintrittstemperatur wird 70 °C mit einem Temperaturunterschied von 5 °C im Brennstoffzellenstack festgelegt. Diese Annahmen beruhen auf den Grundlagen von Kapitel 2.1.7, in dem die Kühlmiteleintrittstemperatur im Brennstoffzellenstack mit 60 – 85 °C beschrieben wird. Zusätzlich darf eine Temperaturspreizung von 5 °C nicht überschritten werden.

Zur Auslegung des Kreuzstromwärmetauschers der E-Maschine wird die Verlustleistung der E-Maschine während der Bergauffahrt aus dem Hochlast Fahrzyklus, die in Kapitel 4.2 beschrieben wurde, verwendet. Da die Verlustleistung in diesem Intervall stark schwankt, wurde eine gemittelte Leistung von 50 kW herangezogen. Bei der E-Maschine werden die Temperaturen mit 60 °C am Eintritt und 65 °C am Austritt festgelegt. Diese Werte wurden aus [53] und [11] abgeleitet.

Zur Vorauslegung wurde eine Umgebungstemperatur von 40 °C, eine konstante Lüfterdrehzahl von 3000 U/min und eine Fahrtgeschwindigkeit von 0 km/h angenommen. Da die Brennstoffzelle unabhängig von der Fahrtgeschwindigkeit mit konstanter Last läuft, wurde der

Fahrzeugstillstand, bei dem die Luft nur durch den Lüfter in den Kühler gesaugt wird, als „Worst-Case“ angenommen.

Für die Brennstoffzelle wurde ein Kühler mit den Maßen 915x715x70 mm (Höhe, Breite, Tiefe) skaliert. Die Kühlerbreite wird dabei manuell auf 1000 mm geändert und nur die Kühlerhöhe durch KULI skaliert. Die Methodik zur Kühlerskalierung wird in Kapitel 3.14 behandelt. Die für die Skalierung benötigten Zusammenhänge sind in den Gleichungen 3-20 bis 3-27 gelistet.

Der Kühler der E-Maschine wurde mit den Maßen 660x665x54 mm (Höhe, Breite, Tiefe) skaliert. Die Kühlerbreite wird dabei manuell auf 800 mm geändert und nur die Kühlerhöhe durch KULI skaliert.

Daraus ergeben sich für den Brennstoffzellenkreislauf folgende Ergebnisse:

Tabelle 4-7 Ergebnisse der Auslegung des Kreislaufs der Brennstoffzelle

Brennstoffzelle	Wärmeleistung	126	kW
	Kühlmitteleintrittstemperatur	70	°C
	Kühlmittelaustrittstemperatur	75	°C
Kühlmittelpumpe	Volumenflussrate	6,74	l/s
Kreuzstromwärmetauscher	Breite	1000	mm
	Höhe	1253	mm
	Tiefe	70	mm

Die Brennstoffzellenpumpe muss mindestens eine Massenflussrate von 6,74 l/s leisten um eine Temperaturspreizung von 5 °C im Brennstoffzellenstack zu gewährleisten. Laut [6] leistet die für die Simulation vorgesehene elektrische Kühlmittelpumpe einen maximalen Volumenstrom von 4,2 l/s. Darum wird, wie schon in Abbildung 3-15 dargestellt, pro Stack eine eigene Kühlmittelpumpe verwendet. Anstatt einer großen Pumpe wurden hier zwei kleinere Pumpen gewählt, da dadurch die Möglichkeit besteht die Brennstoffzellenstacks unterschiedlich zu kühlen. Der Kühler wird mit 1300x1000x70 mm gewählt, um Reserven im Kühlsystem zu schaffen.

Für den Kreislauf der E-Maschine ergeben sich folgende Ergebnisse:

Tabelle 4-8 Ergebnisse der Auslegung des Kreislauf der E-Maschine

E-Maschine	Wärmeleistung	50	kW
	Kühlmitteleintrittstemperatur	65	°C
	Kühlmittelaustrittstemperatur	70	°C
Kühlmittelpumpe	Volumenflussrate	2,82	l/s
Kreuzstromwärmetauscher	Breite	800	mm
	Höhe	716	mm
	Tiefe	54	mm

Die Pumpe des E-Maschinen-Kreislaufs muss für eine Temperaturspreizung von 5 °C mindestens einen Volumenfluss von 2,82 l/s gewährleisten. Die für den Brennstoffzellenkreislauf ausgewählte Kühlmittelpumpe leistet maximal 4,2 l/s. Somit reicht für den Kreislauf der E-Maschine eine einzige Pumpe aus. Der Kühler wird mit 750x800x54 mm dimensioniert.

Die Kühlmittelpumpe der Batterie wird über eine überschlagsmäßige Handrechnung ausgelegt. So wird die Batterie im Extremfall mit 10 kW durch den Chiller gekühlt. Die maximale Temperaturdifferenz  $\Delta T$  in der Batterie darf 5 °C dabei nicht übersteigen. Die spezifische Wärmekapazität  $c_p$  des Kühlmittels wird aus KULI für eine Temperatur von 20 °C mit 3,3 kJ/kg\*K ausgelesen.

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}}{c_p * \Delta T} \quad 4-2$$

Daraus ergibt sich für die Kühlmittelpumpe der Batterie ein mindestens erforderlicher Massenstrom  $\dot{m}$  von 0,61 kg/s. Dabei reicht die elektronische Kühlmittelpumpe aus [6] für den Einsatz im Batteriekreislauf aus.

Für den Kreuzstromwärmetauscher der Batterie wird keine quantitative Auslegung der Komponenten vorgenommen. Als Kreuzstromwärmetauscher wird ein Modell aus KULI mit 300x800x54 mm angenommen.

## 4.6 Ergebnisse des Brennstoffzellenkreislaufs

Das Thermomanagement der Brennstoffzelle stellt, wie in Kapitel 2.1.6 ausgeführt, im Nutzfahrzeugbereich durch hohe Wärmemengen und ein geringes Temperaturniveau eine große Herausforderung dar. Um das Thermomanagement der Brennstoffzelle quantitativ zu bewerten, wurden folgende Kriterien frei definiert:

Die Kühlmiteleintrittstemperatur im Brennstoffzellenstack darf eine maximale Temperatur von 78 °C nicht überschreiten. Die Kühlmiteleintrittstemperatur darf sich maximal 5 Minuten im Bereich von 75 bis 78 °C bewegen. Der Temperaturunterschied zwischen dem Kühlmiteleintritt im Brennstoffzellenstack darf 5 °C nicht übersteigen. Der kurzzeitig zulässige Bereich ist in den folgenden Abbildungen gelb und der nicht zulässige Bereich ist rot hinterlegt.

Als klimatische Randbedingungen werden für den Vergleich die Option „Sommer“ verwendet, da hier das Kühlsystem thermisch höher belastet wird.

### 4.6.1 Thermisches Verhalten des Brennstoffzellenkreislaufs mit dem ausgelegten Kühler

Die Kühlmitteltemperaturen des Brennstoffzellenstacks am Eintritt ist für die Fahrzyklen VECTO LH und Hochlast in Abbildung 4-12 und Abbildung 4-13 dargestellt. Im VECTO LH Fahrzyklus erreicht die Kühlmiteleintrittstemperatur einmal den kurzzeitig zulässigen Bereich. Dieser wird bei rund 200 Sekunden erreicht und lässt sich auf einen Fahrzeugstillstand und die daraus resultierende verminderte Kühlluft zurückführen. Zusätzlich lässt sich dieser Peak auch auf die Trägheit der Ventilregelung zurückführen.

Im weiteren Verlauf ergeben sich noch zwei Peaks, die jedoch nicht den kurzzeitig zugelassenen Temperaturbereich erreichen. Der zweite Peak bei rund 2000 Sekunden lässt sich auf eine Abwärts Passage und den daraus resultierenden Wärmeeintrag durch den Retarder zurückführen. Der dritte Peak bei rund 2900 Sekunden begründet sich durch einen weiteren Fahrzeugstillstand.

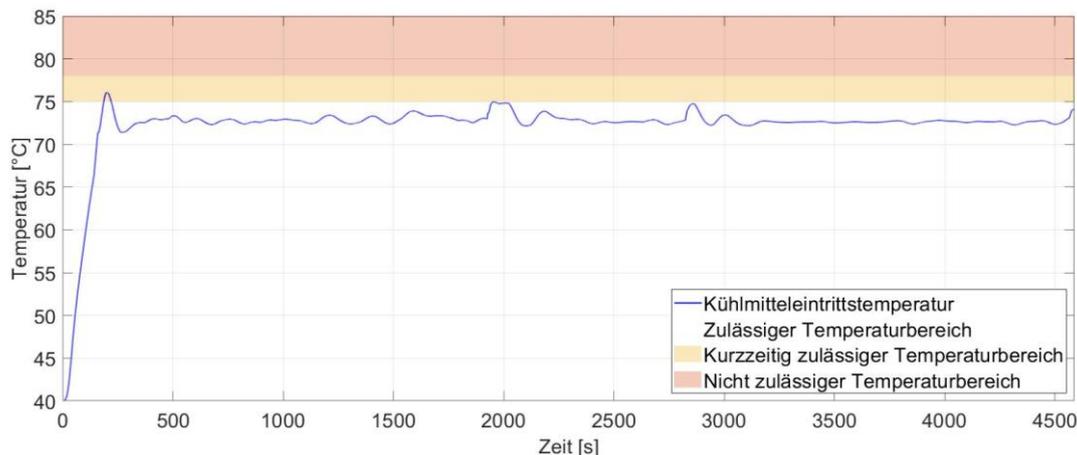


Abbildung 4-12 Kühlmitteleintrittstemperatur des Brennstoffzellenstacks im VECTO LH Fahryklus

Die Kühlmitteleintrittstemperatur im Hochlast Fahrzyklus verläuft auf einem höheren Level. Dies lässt sich auf das generell niedrigere Geschwindigkeitsniveau zurückführen. Ein Peak ergibt sich bei rund 200 Sekunden, der auf die Trägheit der Ventilregelung rückzuführen ist.

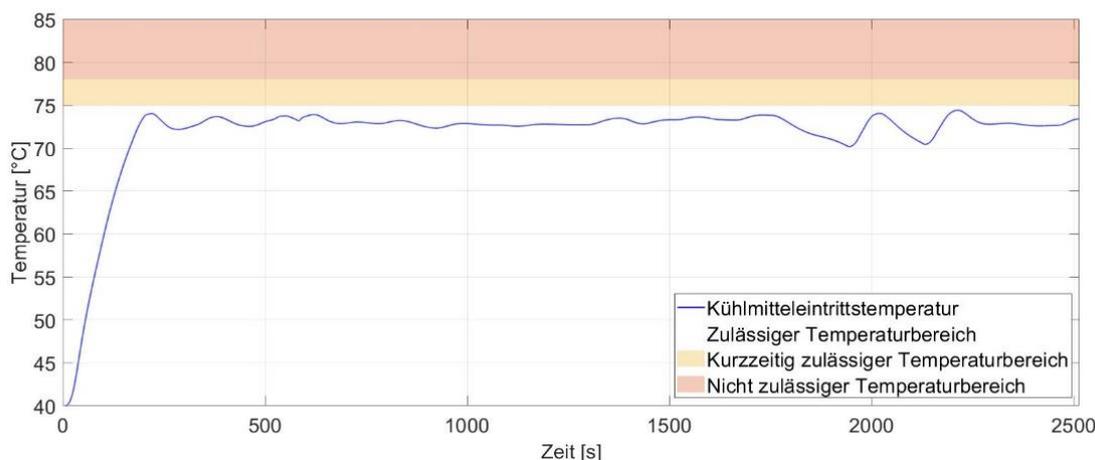


Abbildung 4-13 Kühlmitteleintrittstemperatur des Brennstoffzellenstacks im Hochlast Fahrzyklus

Zwei Peaks bei 2000 und 2200 Sekunden ergeben sich durch die Bergauffahrt. Diese Peaks entstehen durch die starke Belastung der E-Maschine und die damit verbundene Wärmeabfuhr über den Kühler. Der Kühler erhitzt dadurch die Zuluft des Brennstoffzellen-Kühlers. Im Zeitintervall von 1800 bis 2200 Sekunden erfolgen zwei deutliche Abkühlungen der Kühlmitteleintrittstemperatur. Diese lassen sich auf die Regelung des Lüfters zurückführen. Wie in Abbildung 4-14 dargestellt, regelt sich dieser nicht nur nach der Brennstoffzellentemperatur, sondern auch nach der E-Maschinentemperatur. Die Lüfterdrehzahl erhöht sich ab einer Kühlmitteleintrittstemperatur der E-Maschine von 63 °C, wobei das Maximum bei 65 °C erreicht ist. Bei der Brennstoffzelle kommt es zu einem Anstieg ab 70 °C, wobei das Maximum bei 75 °C erreicht ist.

In Abbildung 4-14 ist auch die Antriebsdrehzahl des Lüfters vor und nach der PI-Regelung ausgeführt. Vor der PI-Regelung bedeutet, dass die Werte der Aktuatoren für KULI mittels der in Abbildung 3-30 dargestellten Funktion errechnet werden. Die durch den PI-Kontroller geregelten Werte ergeben die Größen nach der PI-Regelung. Die PI-Regelung ist, wie in Kapitel 3.16.1 ausgeführt, für eine stabile Regelung der Aktuatoren in KULI notwendig. Die PI-Regelung für den Lüfter wirkt eher träge und sollte für ein besseres Verhalten noch weiter

optimiert werden. Die Optimierung der Regelung wurde nicht als Kernthema dieser Arbeit erachtet und wurde aus diesem Grund nicht weiterverfolgt.

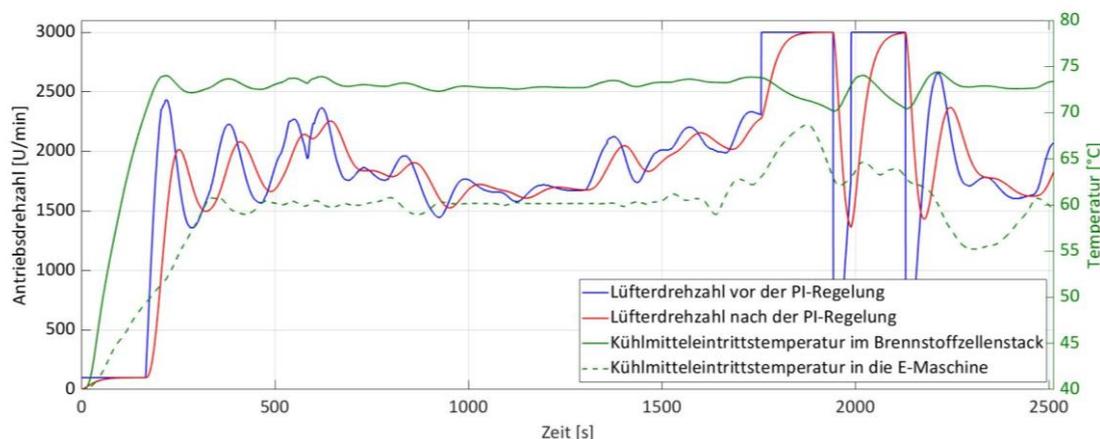


Abbildung 4-14 Lüfterantriebsdrehzahl, Kühlmitteleintrittstemperatur von Brennstoffzelle und E-Maschine im Hochlast Zyklus

Aufgrund einer höheren Dynamik im Kühlkreislauf der Brennstoffzelle, werden die Daten des Hochlast Fahrzyklus näher analysiert.

In Abbildung 4-15 ist die Hauptventilstellung des Brennstoffzellenkreislaufs dargestellt. Bei 100 % Ventilstellung läuft das Kühlmittel über den kleinen Kreislauf und bei 0 % Ventilstellung wird das Kühlmittel über den Kühler durch die Umgebungsluft gekühlt. Das Ventil bleibt nur in den ersten Sekunden zur Aufheizung des Kreislaufs geöffnet, dann wird es geschlossen und die Abwärme der Brennstoffzelle über den Kühler an die Umgebung abgegeben. In Abbildung 4-15 ist die Ventilstellung vor und nach der PI-Regelung dargestellt. Die Regelung für das Ventil wirkt eher träge und sollte für ein besseres Verhalten noch weiter optimiert werden. Die Optimierung der Regelung wurde nicht als Kernthema dieser Arbeit erachtet und aus diesem Grund nicht weiterverfolgt.

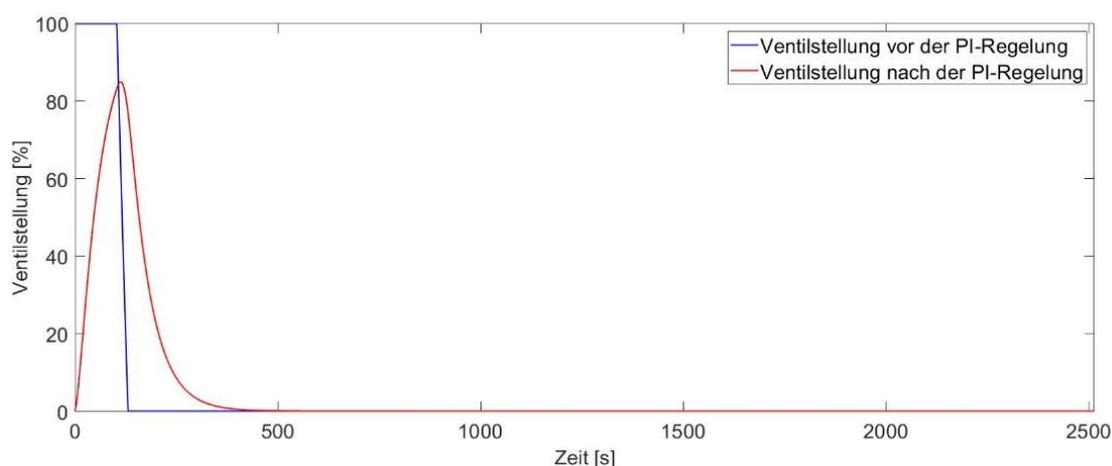


Abbildung 4-15 Stellung des Hauptventils des Brennstoffzellenkreislaufs

Die Antriebsdrehzahl der Kühlmittelpumpe ist in Abbildung 4-16 dargestellt. Diese wird abhängig von der Kühlmitteltemperaturdifferenz im Brennstoffzellenstack geregelt. Somit korreliert die Antriebsdrehzahl auch mit der Temperaturdifferenz. Dargestellt ist auch die Antriebsdrehzahl vor und nach PI-Regelung. Die PI-Regelung ist hier gut ausgelegt und die Kühlmittelpumpe kann schnell auf Änderungen der Temperaturdifferenz reagieren.

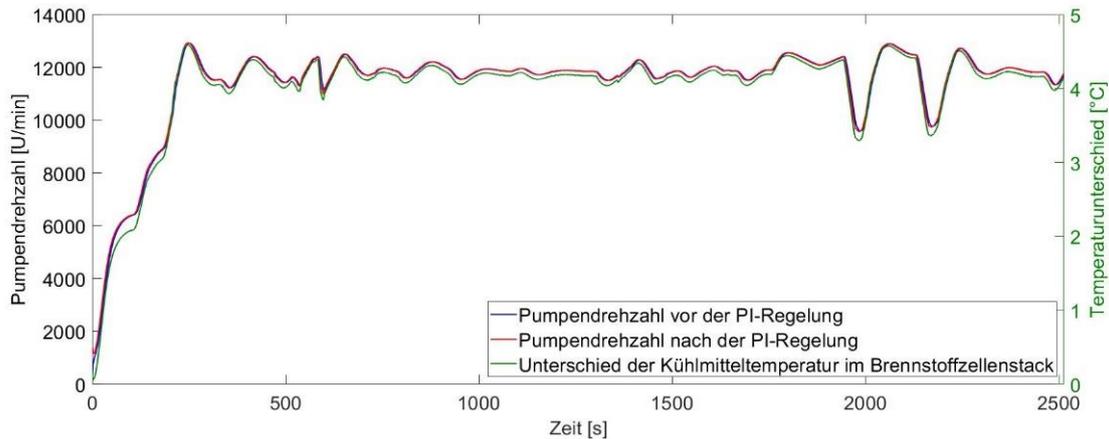


Abbildung 4-16 Pumpendrehzahl und Kühlmitteltemperaturunterschied im Brennstoffzellenstack

In Abbildung 4-17 wird der konvektive Übergang von der Bipolarplatte zum Kühlmittel analysiert. Die Bipolarplatte hat dabei eine mittlere Temperaturdifferenz zur Kühlmittelintrittstemperatur von  $5,51\text{ °C}$  und zur Austrittstemperatur von  $1,39\text{ °C}$ .

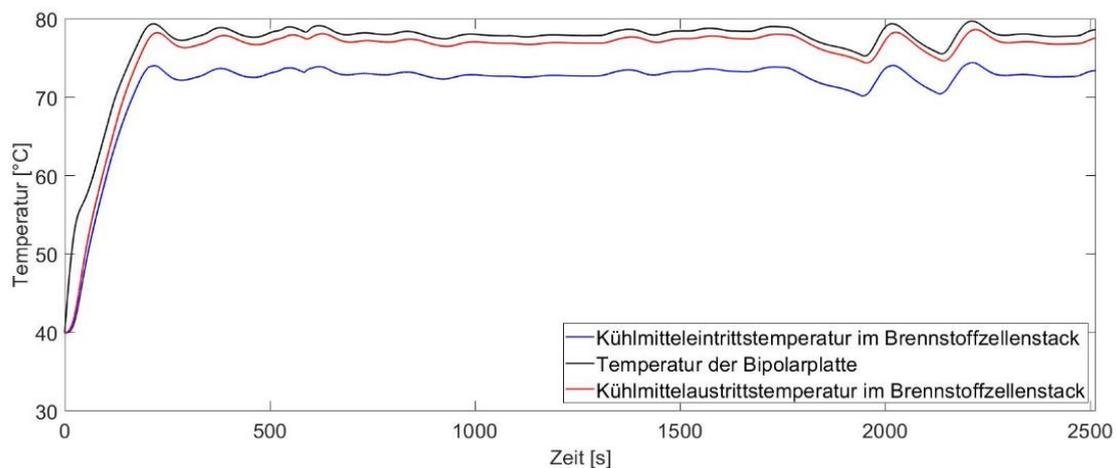


Abbildung 4-17 Temperaturen des Kühlmittels und der Bipolarplatte

In Abbildung 4-18 ist die Druckdifferenz des Brennstoffzellenkreislaufs dargestellt, die durch die Kühlmittelpumpe überwunden werden muss. Die Druckdifferenzen entstehen einerseits durch die Strömungen in den Komponenten wie Wärmetauschern oder dem Brennstoffzellenstack selbst und zum anderen auch durch die Verbindungsrohre zwischen den Komponenten. Der Differenzdruck ist in der Startphase des Fahrzyklus noch gering, da dort die Strömung nicht über den Kühler stattfindet und die Kühlmittelpumpe noch nicht auf voller Leistung läuft. Die Druckdifferenz schwankt im weiteren Verlauf ein wenig, was auf die Antriebsdrehzahl und somit den Durchfluss der Kühlmittelpumpe und die temperaturabhängige Viskosität des Kühlmittels zurückzuführen ist.

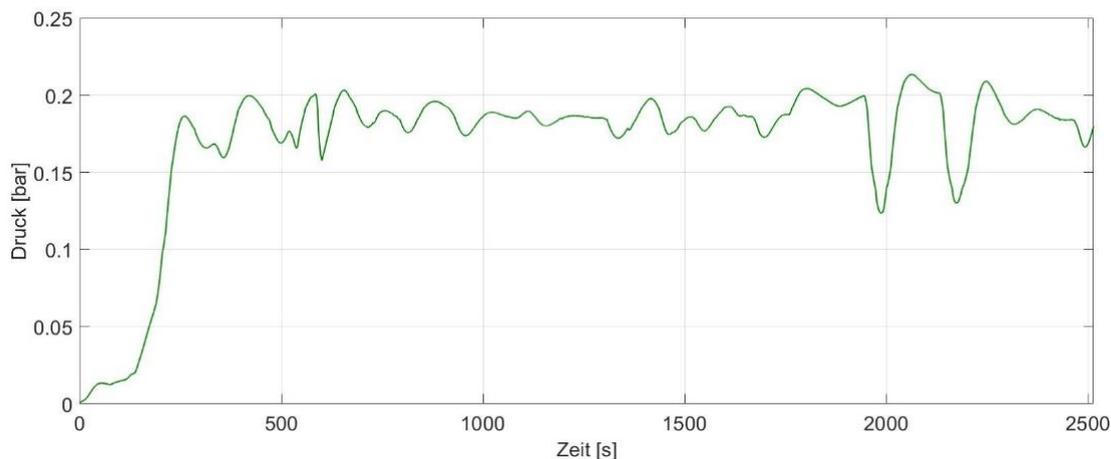


Abbildung 4-18 Druckdifferenz im Brennstoffzellenkühlkreislauf im VECTO LH Fahrzyklus

#### 4.6.2 Thermisches Verhalten des Brennstoffzellenkreislaufs mit einem standardmäßigen LKW-Kühler

Für die Brennstoffzelle wurde in Kapitel 4.5 ein generischer Kühler ausgelegt. Dieser Kühler ist mit diesen Abmessungen auf dem Markt nicht verfügbar. Darum wird das thermische Verhalten der Brennstoffzelle neben dem ausgelegten Kühler zusätzlich mit einem am Markt verfügbaren Kühler simuliert. Der gewählte Kühler mit den Abmessungen von 808x1015x42 mm (Breite x Höhe x Tiefe) ist als Ersatzteil verfügbar und wurde aus [29] entnommen. Dabei werden die Kühlmiteleintrittstemperaturen des Brennstoffzellenstacks für den VECTO LH und Hochlast Fahrzyklus analysiert.

In Abbildung 4-19 ist die Kühlmiteleintrittstemperatur im Brennstoffzellenstack abgebildet. Diese Temperatur ist dem Verlauf der Kühlmiteleintrittstemperatur aus Abbildung 4-12 ziemlich ähnlich, jedoch auf einem höheren Temperaturniveau. Der kurzzeitig zulässige Temperaturbereich wird von mehreren Peaks erreicht, jedoch bleibt die Kühlmiteleintrittstemperatur des Brennstoffzellenstacks nie länger als 5 Minuten am Stück in diesem Bereich. Die Peaks der Kühlmitteltemperatur lassen sich, wie in Abbildung 4-12, auf eine niedrige Fahrtgeschwindigkeit, die Wärmemengen des Retarders und die Trägheit des Kühlsystems zurückführen.

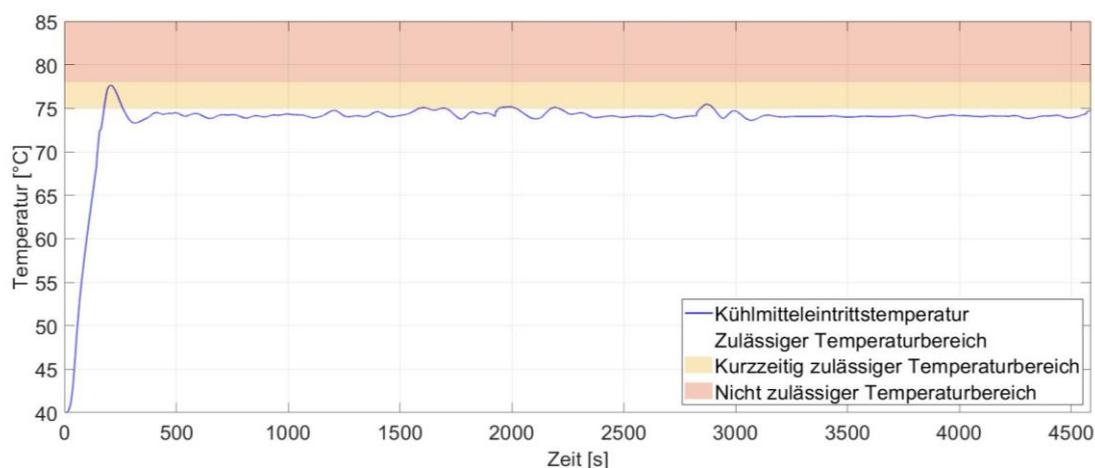


Abbildung 4-19 Kühlmiteleintrittstemperaturen des Brennstoffzellenstacks im VECTO LH Fahrzyklus mit Standardkühler

Aus Abbildung 4-19 kann der Eindruck entstehen, dass das Brennstoffzellenstack mit einem Standardkühler ausreichend gekühlt werden kann. Dies ist jedoch im Hochlast Fahrzyklus nicht der Fall, da der Kühler der E-Maschine während der Bergfahrt die Zuluft des Brennstoffkühlers erhitzt und diese die Abwärme der Brennstoffzelle nicht mehr zufriedenstellend abführen kann. In Abbildung 4-20 wird ersichtlich, dass sich die Kühlmiteleintrittstemperatur ab 1700 Sekunden im kurzzeitig zulässigen und ab 1950 Sekunden im nicht zulässigen Bereich bewegt.

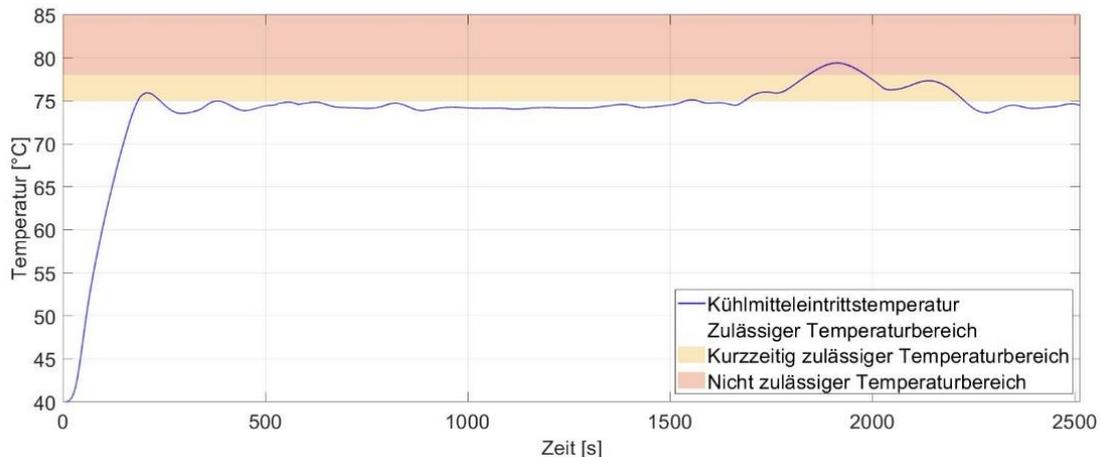


Abbildung 4-20 Kühlmiteleintrittstemperaturen des Brennstoffzellenstacks im Hochlast Fahrzyklus mit Standardkühler

Der Lüfter läuft ab 1750 Sekunden auf seiner maximalen Drehzahl. In Abbildung 4-21 ist ersichtlich, dass die Temperatur der E-Maschine im Intervall von 1750 bis 1850 Sekunden konstant bei rund 62,5 °C bleibt, während die Temperatur der Brennstoffzelle steigt. Die Luft verlässt den Kühler der E-Maschine so heiß, dass das Temperaturgefälle zwischen Lufteintrittstemperatur des Brennstoffzellenkühlers und der Kühlmitteltemperatur des Brennstoffzellenkreislaufes für eine unzureichende Kühlung der Brennstoffzelle sorgt. Die Lufteintrittstemperatur des Brennstoffzellenkühlers ist dabei gleich der Luftaustrittstemperatur der E-Maschinenkühlers. Der Lüfter läuft bis 3000 Sekunden auf seiner maximalen Drehzahl, da erst ab diesem Zeitpunkt die Kühlmitteltemperatur der Brennstoffzelle unter 75 °C liegt.

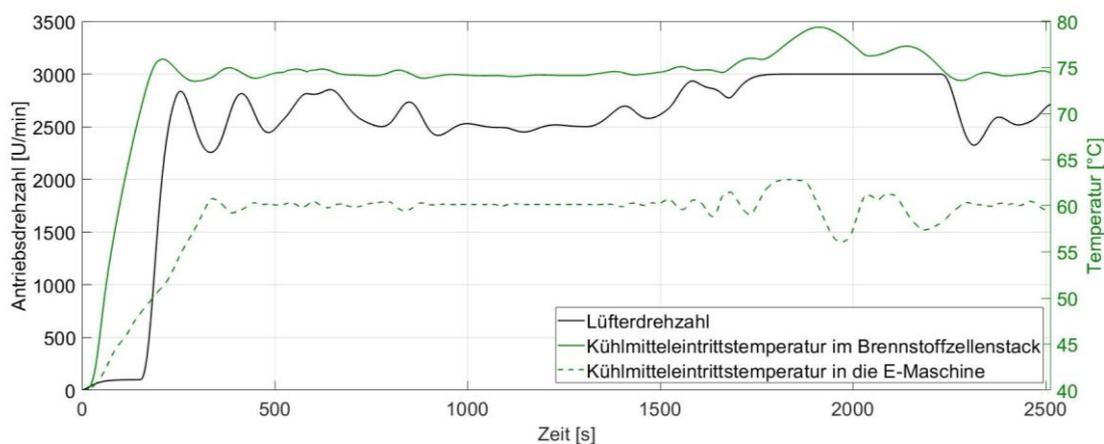


Abbildung 4-21 Lüfterantriebsdrehzahl und Kühlmiteleintrittstemperatur des Brennstoffzellenstacks im VECTO LH Fahrzyklus mit Standardkühler

### 4.6.3 Leistungsbilanz des Brennstoffzellensystems

Die Leistungsbilanz des Brennstoffzellensystems ist durch das Betreiben der Brennstoffzelle in einem konstanten Betriebspunkt für den VECTO LH, wie auch Hochlast Fahrzyklus ident. Die durch den Wasserstoff zugeführte Leistung wird in der Brennstoffzelle Mittels des Kennfeldes der Brennstoffzelle in Abwärmeleistung und effektive Brennstoffzellenleistung aufgeteilt. Da die Brennstoffzelle auf einem anderen Spannungsniveau wie die Batterie arbeitet, muss diese Spannung umgewandelt werden. Dabei fallen im DCDC-Wandler Verluste an. Die Leistung für die BoP-Komponenten wird nicht direkt durch die Brennstoffzelle bereitgestellt, sondern indirekt durch das elektrische Stromnetz.

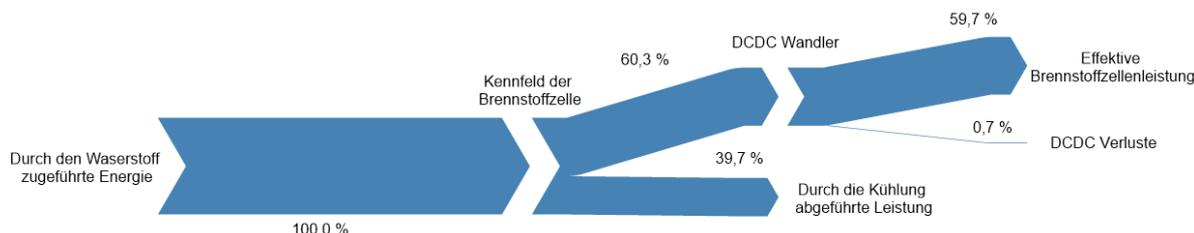


Abbildung 4-22 Leistungsbilanz des Brennstoffzellensystems

Durch die günstige Auslegung des stationären Betriebspunktes lässt sich die Brennstoffzelle in einem guten Wirkungsgrad betreiben, bei dem die effektive Brennstoffzellenleistung hoch ist.

### 4.7 Ergebnisse des Batteriekreislaufs

Das Thermomanagement der Lithium-Ionen-Batterie ist insofern interessant, da ihre „Wohlfühltemperatur“ durch enge Grenzen und ein niedriges Temperaturniveau gekennzeichnet ist.

Um das Thermomanagement der Lithium-Ionen-Batterie quantitativ zu bewerten, sollen 15 °C nicht unter- und 30 °C nicht überschritten werden. Der Arbeitsbereich der Batterie wird in den folgenden Diagrammen blau hinterlegt.

Die Batterie besitzt eine relativ hohe thermische Masse und produziert im Gegensatz zur Brennstoffzelle nur eine geringe Abwärme. Aus diesen Gründen und weil die Batterie nur in einem geringen Temperaturfenster optimal arbeitet, muss die Batterie von anderen Komponenten beheizt werden. Über 30 °C muss die Batterie dagegen gekühlt werden und da die Wohlfühltemperatur der Batterie unter der Umgebungstemperatur liegt, reicht die Kühlung über den Luft-Wasser-Wärmetauscher nicht mehr aus. Ab 30 °C Umgebungstemperatur muss die Batterie durch einen Kältekreislauf gekühlt werden.

Da die Batterie nicht nur bei hohen, sondern auch bei niedrigen Temperaturen temperiert werden muss, wird neben der klimatischen Randbedingung „Sommer“, auch der „Winter“ berücksichtigt. Laut Tabelle 4-3 wird im Hochlast Fahrzyklus eine höhere Traktionsleistung als im VECTO LH Zyklus benötigt. Da bei beiden Fahrzyklen die Brennstoffzelle gleich viel Leistung abgibt, ist davon auszugehen, dass die Batterie im Hochlast Fahrzyklus höher belastet wird. Dadurch wird nur der Hochlastzyklus mit der klimatischen Randbedingung „Sommer“ simuliert. Durch diese Annahme, muss im Umkehrschluss die Batterie im VECTO LH Fahrzyklus niedriger belastet werden. Deshalb wird der VECTO LH Fahrzyklus für die Simulation im Winter herangezogen.

#### 4.7.1 Thermisches Verhalten der Lithium-Ionen-Batterie im Sommer

Die Kühlmiteleintrittstemperatur in die Batterie ist für den Hochlast Fahrzyklus mit der klimatischen Randbedingung „Sommer“ in Abbildung 4-23 dargestellt. Die Batterieeintrittstemperatur wird dabei mittels Chiller innerhalb von knapp 1050 Sekunden in den gewünschten Arbeitsbereich gebracht.

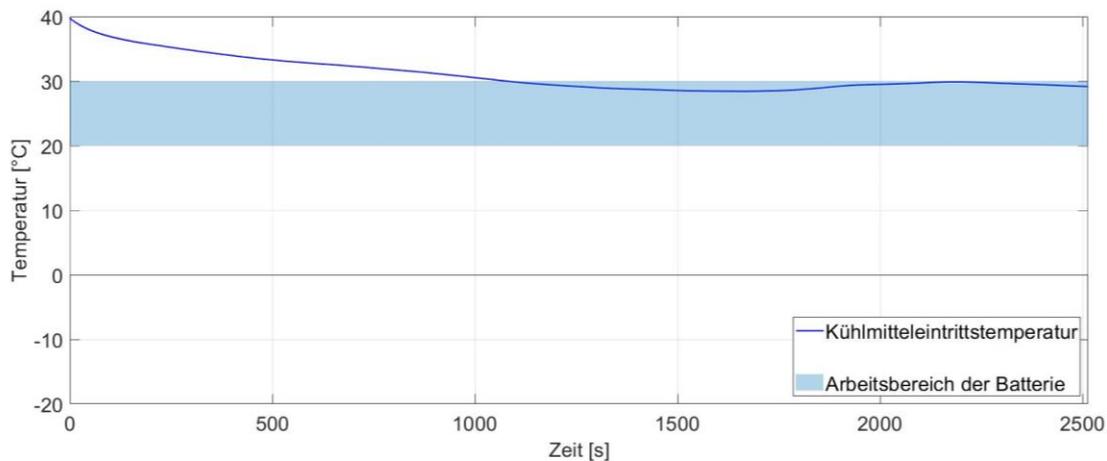


Abbildung 4-23 Kühlmiteleintrittstemperatur des Batterie im Hochlast Fahrzyklus

Da die Umgebungstemperatur über der gewünschten Batterietemperatur liegt, kommt die Kühlleistung vollständig aus dem Chiller. Die Chiller-Leistung ist in Abbildung 4-24 dargestellt. Diese sinkt zu Beginn der Simulation auf ihr Minimum, um die Batterie möglichst schnell in das gewünschte Temperaturfenster zu bringen. Dabei ist es am Anfang die große thermische Masse, die heruntergekühlt werden muss.

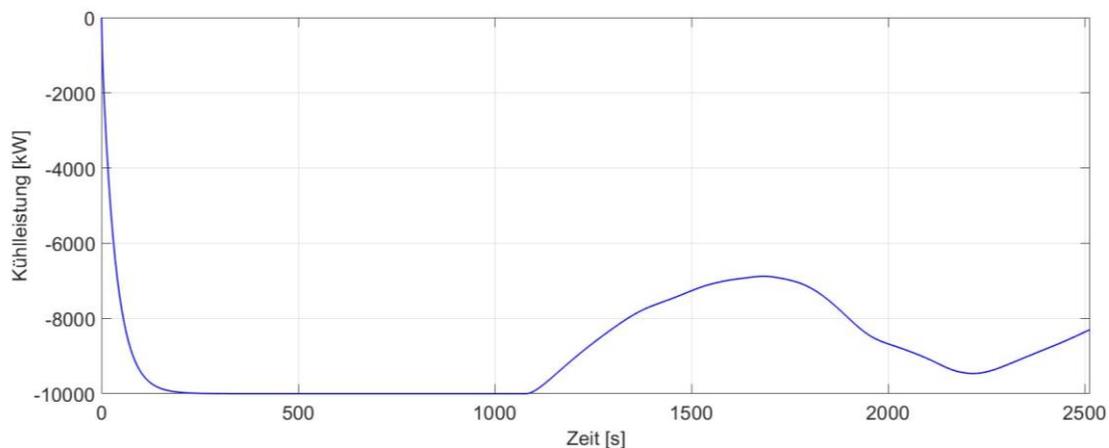


Abbildung 4-24 Leistung des Chiller im Hochlast Fahrzyklus

Eine Leistungsstromanalyse des Chillers ist in Abbildung 4-25 dargestellt. Dafür wurden die Chillerleistung, Verlustleistung der Batterie und Leistungen zum Kühlen der thermischen Massen über den Hochlast Zyklus gemittelt. Es werden 42 % der Chillerleistung benötigt um die thermische Masse der Batterie in den gewünschten Arbeitsbereich zu versetzen. Für die Bewältigung der Verlustleistung der Batterie bleiben 54 % der Chillerleistung. Die sonstigen 4 % lassen sich auf Wärmeeinträge durch den Kühler zur Umgebung und dem Wärmetauscher zum Brennstoffzellenkreislauf begründen, da das Ventil zu diesen Komponenten nie ganz geschlossen ist.

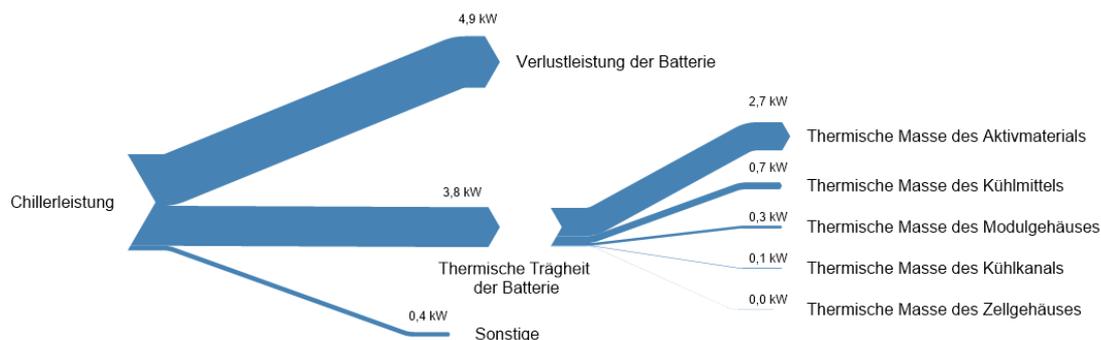


Abbildung 4-25 Aufteilung der Chillerleistung im Hochlast Zyklus

Es dauert dabei relativ lange bis die Batterie in den gewünschten Arbeitsbereich gebracht wird, da der Zyklus selbst viel Traktionsleistung verlangt und diese auch zu einem großen Teil aus der Batterie kommt.

Die sich daraus ergebende Verlustleistung der Batterie ist mit der Kühlmiteleintrittstemperatur und der Temperatur des Aktivmaterials in Abbildung 4-26 dargestellt. Die Verlustleistung der Batterie variiert im Hochlast Zyklus von 0 bis fast 35 kW.

Im ersten Teil des Fahrzyklus bleibt die Verlustleistung dabei noch moderat, trägt aber dazu bei, dass die Batterie lange nicht das erwünschte Temperaturfenster erreicht. In der zweiten Hälfte des Zyklus treten hohe Verlustleistungen auf, da hier die Bergaufpassage stattfindet. Die Brennstoffzelle kann maximal 180 kW liefern. In der Bergaufpassage sind jedoch bis zu 475 kW durch die E-Maschine gefordert. Somit muss die Batterie 295 kW liefern.

In Abbildung 4-26 sind außerdem die Kühlmiteleintrittstemperatur der Batterie und die Temperatur des Aktivmaterials dargestellt. Zwischen dem Aktivmaterial, in das die Verlustleistung eingebracht wird, und der Kühlmitteltemperatur gibt es durch den konduktiven und konvektiven Wärmeleitpfad einen Temperaturunterschied von 6 bis 8 °C. Dabei ist gut erkennbar, dass beide Temperaturen mit der Verlustleistung korrelieren, die Kühlmitteltemperatur jedoch träger auf die Verlustleistung reagiert.

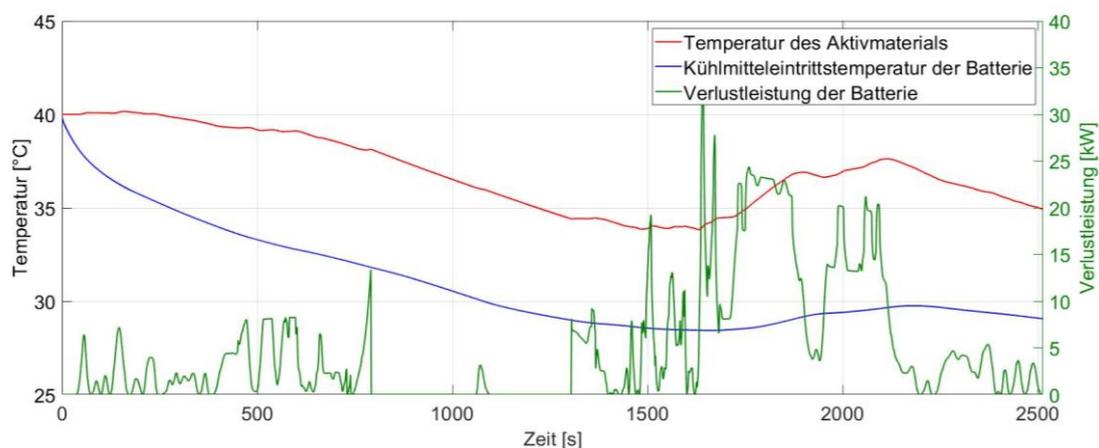


Abbildung 4-26 Temperatur des Aktivmaterials, Kühlmiteleintrittstemperatur und Verlustleistung der Batterie im Hochlast Fahrzyklus

In Abbildung 4-27 wird die Antriebsdrehzahl der Kühlmittelpumpe für den Batteriekreislauf und der Kühlmitteltemperaturunterschied in der Batterie dargestellt. Die Temperaturdifferenz bleibt dabei dauerhaft unter der 5 °C Grenze. In der Pumpendrehzahl ist fast über den ganzen Zyklus hinweg ein kleines Rauschen zu sehen. Hier arbeitet die PI-Regelung nicht stabil und es kommt zu Schwingungen.

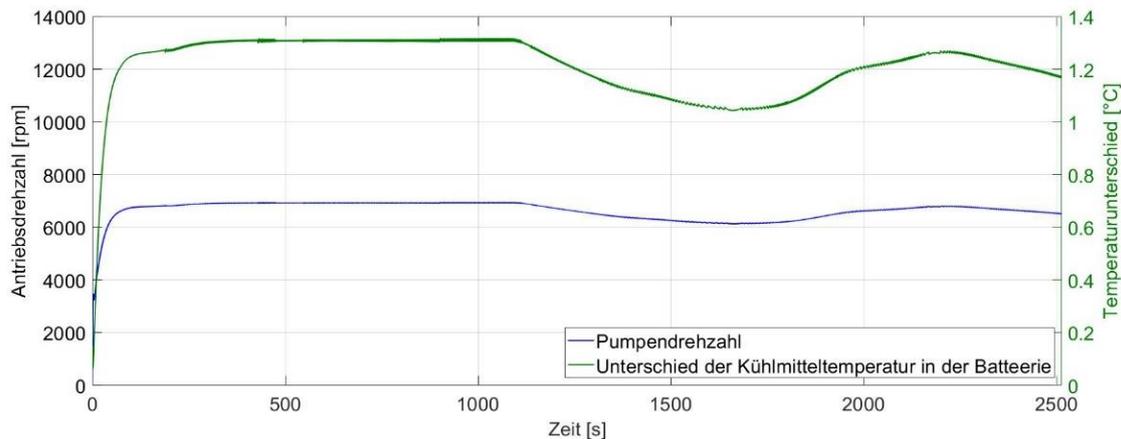


Abbildung 4-27 Pumpendrehzahl und Kühlmitteltemperaturunterschied in der Batterie im Hochlast Fahrzyklus

In Abbildung 4-28 wird die Druckdifferenz, die durch die Kühlmittelpumpe bewältigt wird, dargestellt. Die Druckdifferenz bleibt durch die niedrige Antriebsdrehzahl der Kühlmittelpumpe niedrig und korreliert mit der Antriebsdrehzahl.

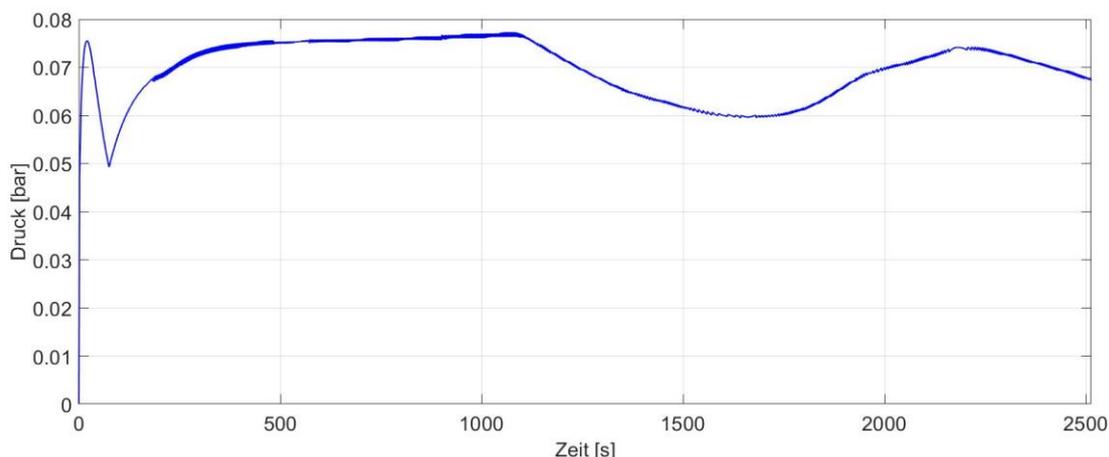


Abbildung 4-28 Druckdifferenz im Batteriekühlkreislauf

#### 4.7.2 Thermisches Verhalten der Lithium-Ionen-Batterie im Winter

Das thermische Verhalten des Batteriekreislaufes mit der klimatischen Randbedingung „Winter“ wird mit dem VECTO LH Fahrzyklus simuliert. Wie einleitend erläutert fällt in diesem Fahrzyklus weniger Verlustleistung durch die Batterie an. Für den Kaltstart wurde für den Batterie-, sowie Brennstoffzellenkreislauf keine separate Regelstrategie erarbeitet. Die Batterieleistung wird dadurch bei tiefen Temperaturen nicht gedrosselt.

In Abbildung 4-29 ist die Kühlmiteleintrittstemperatur der Batterie dargestellt. Diese liegt erst nach rund 30 Minuten im gewünschten Arbeitsbereich. Das lässt sich auf die hohe benötigte Energiemenge zum Aufheizen der Batteriemasse zurückführen. So hat das Aktivmaterial der Batterie alleine ein Gewicht von 924 kg. Mit einer spezifischen Wärmekapazität der Batterie von  $975 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$  [44] und einer Temperaturdifferenz von  $40 \text{ °C}$  (von  $-20$  auf  $+20 \text{ °C}$ ) benötigt nur das Aufheizen des Aktivmaterials schon eine Energie von 10 kWh.

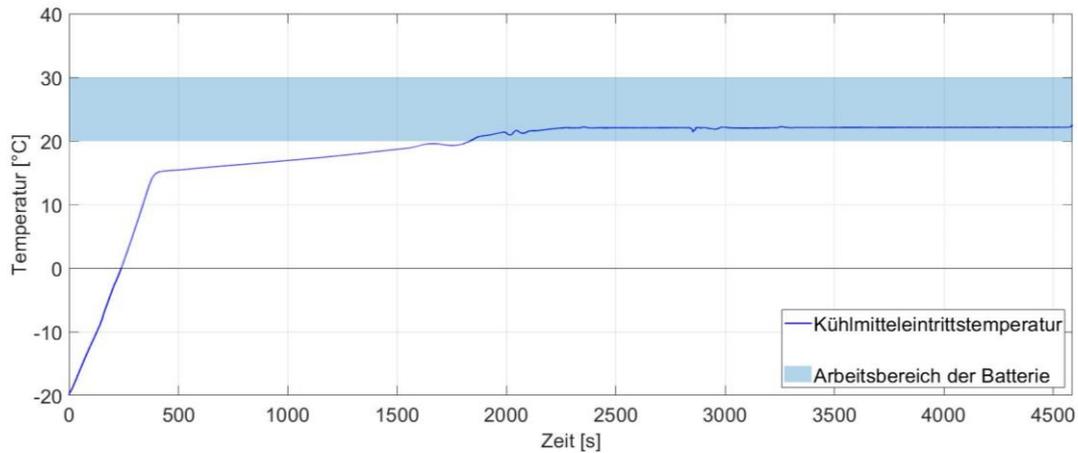


Abbildung 4-29 Kühlmiteleintrittstemperatur des Batterie im VECTO LH Fahryklus

Die Leistung zum Erhitzen der Batterie kommt dabei aus dem Brennstoffzellenkreislauf, der mit dem Batteriekreislauf über einen Gegenstromwärmetauscher verbunden ist. Zusätzlich wird der Batteriekreislauf noch durch einen elektrischen Zusatzheizer erwärmt. Die dabei übertragenen Wärmeleistungen sind in Abbildung 4-30 dargestellt.

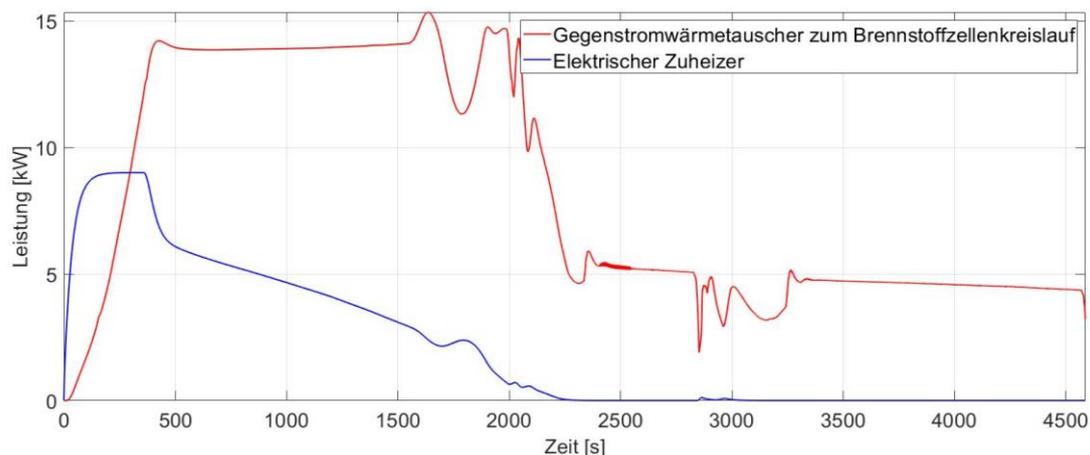


Abbildung 4-30 Wärmeleistungen des Gegenstromwärmetauschers und des elektrischen Zusatzheizers im VECTO LH Fahrzyklus

Obwohl die Heizleistungen im Bereich zwischen 500 und 1500 Sekunden relativ hoch sind, steigt die Kühlmitteltemperatur nur moderat. In Abbildung 4-31 fällt auf, dass im Intervall von 0 bis 350 Sekunden deutlich höhere Verlustleistungen in der Batterie anfallen als im Intervall von 350 bis 1500 Sekunden. In Zahlen ausgedrückt beträgt die mittlere Verlustleistung von 0 bis 350 Sekunden 7,93 kW. Im Intervall von 350 bis 1500 Sekunden beträgt die mittlere Verlustleistung nur 2,98 kW.

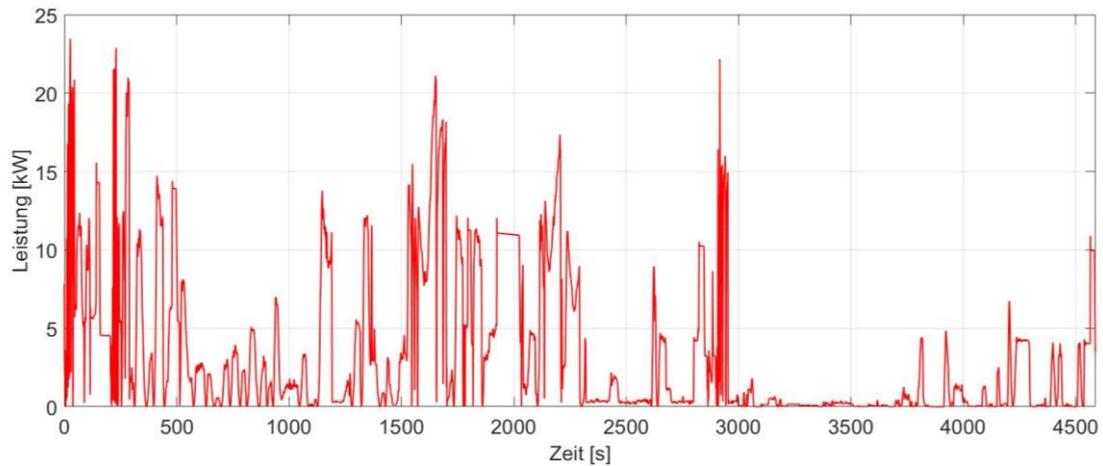


Abbildung 4-31 Batterieverlustleistung im VECTO LH Fahrzyklus

Die niedrigen Temperaturen fordern auch die Kühlmittelpumpe. Aufgrund der kalten Temperaturen ergibt sich eine hohe Viskosität des Kühlmittels. Dies wirkt sich auf die in Abbildung 4-32 ersichtliche Druckdifferenz im System aus. Mit steigender Kühlmitteltemperatur sinkt die Druckdifferenz im Batteriekühlkreislauf.

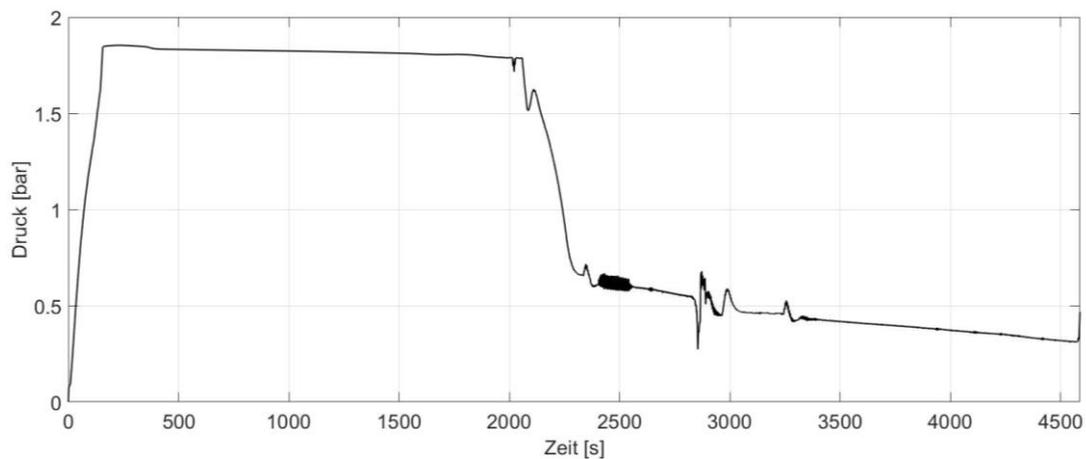


Abbildung 4-32 Druckdifferenz im Batteriekühlkreislauf

### 4.7.3 Variation der Orientierung des Aktivmaterials

Die Wärmeleitung des Aktivmaterials der Batterie ist laut [44] nicht in jede Richtung gleich. So macht es einen Unterschied, ob die Wärmeleitung in Elektrodenrichtung oder rechtwinklig zur Elektrode stattfindet. Laut [44] beträgt die Wärmeleistung in Elektrodenrichtung  $30,8 \text{ W/m}^{\circ}\text{K}$ . Die Wärmeleitung rechtwinklig zur Elektrode beträgt  $0,95 \text{ W/m}^{\circ}\text{K}$ . In den bisherigen Simulationen wurde die Elektrode stehend in der Batterie betrachtet. Das heißt, dass in z-Richtung eine gute Wärmeleistung und in x und y-Richtung eine schlechte Wärmeleitung gegeben war. Die Richtung der Wärmeleitungen ist in Abbildung 4-33 dargestellt.

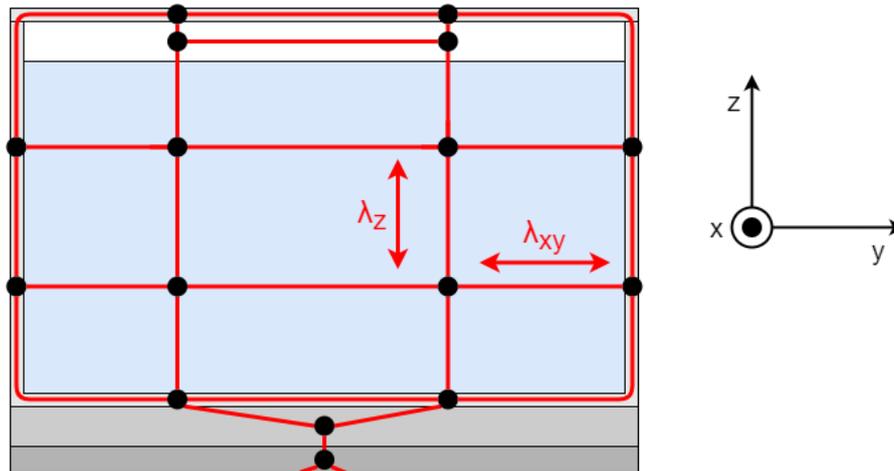


Abbildung 4-33 Unterschiedliche Wärmeleitungsrichtungen in der Batteriezelle

Da die Batteriezelle in der Simulation mit mehreren Punktmassen aufgelöst wurde, kann ein Temperaturplot für diese erstellt werden. Dabei wird die Temperatur zwischen den Punktmassen interpoliert. In Abbildung 4-34 wird die Temperaturverteilung in der Batteriezelle bei guter Wärmeleitung in z-Richtung und schlechter Wärmeleitung in x- und y-Richtung gezeigt. Dies würde einem Zellwickel entsprechen, der um die z-Achse gewickelt wurde. Die Leitung durch die Elektroden findet daher in x- und y-Richtung, die Leitung entlang der Elektroden in z-Richtung statt. Die Temperaturen in der Batteriezelle ergeben sich aus dem letzten Zeitschritt des Hochlast Fahrzyklus. Daraus stellt sich in der Batteriezelle eine maximale Temperatur von  $36,38 \text{ }^{\circ}\text{C}$  bei einer minimalen Temperatur von  $33,51 \text{ }^{\circ}\text{C}$  ein. Die Temperaturdifferenz in der Batteriezelle beträgt  $2,87 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

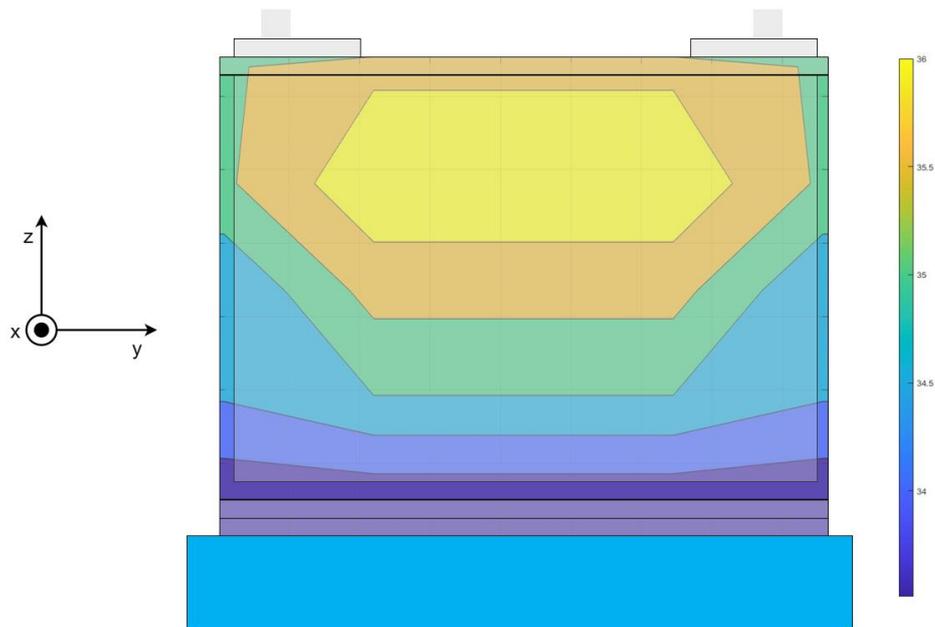


Abbildung 4-34 Temperaturverteilung in der Batteriezelle bei guter Wärmeleitung in z-Richtung und schlechter Wärmeleitung in x- und y-Richtung

In Abbildung 4-35 wird die Temperaturverteilung in der Batteriezelle bei guter Wärmeleitung in y-Richtung und schlechter Wärmeleitung in x- und z-Richtung gezeigt. Dies würde einem Zellwickel entsprechen, der um die y-Achse gewickelt wurde. Die Temperaturen in der Batteriezelle ergeben sich wie bei der ersten Betrachtung aus dem Hochlast Fahrzyklus. Daraus stellt sich in der Batteriezelle eine maximale Temperatur von 38,39 °C bei einer minimalen Temperatur von 31,18 °C ein. Die Temperaturdifferenz in der Batteriezelle beträgt 7,21 °C.

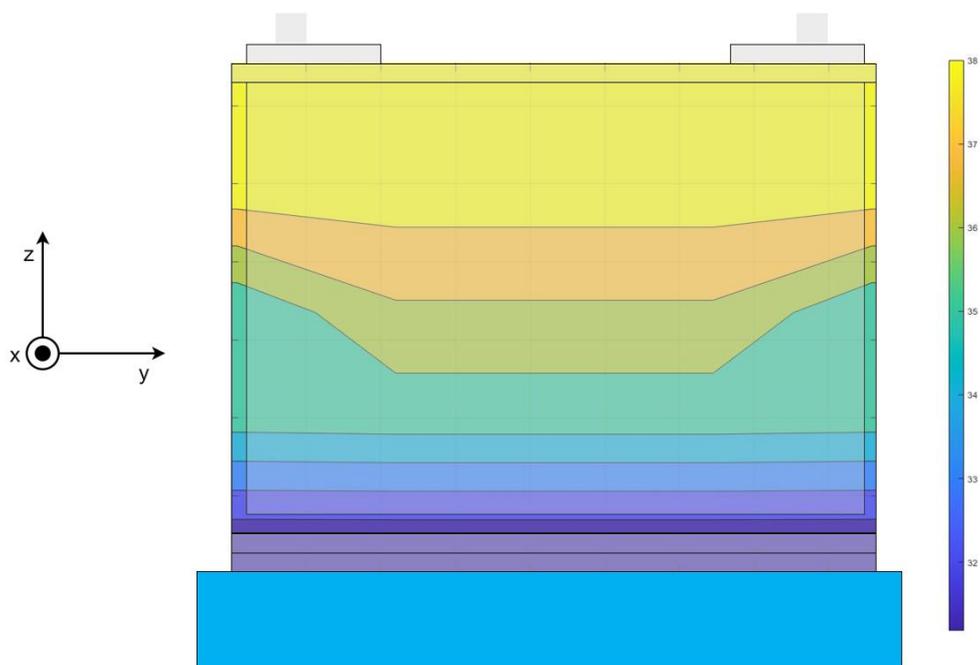


Abbildung 4-35 Temperaturverteilung in der Batteriezelle bei guter Wärmeleitung in y-Richtung und schlechter Wärmeleitung in x- und z-Richtung

Die höhere maximale Temperatur in Abbildung 4-35 resultiert aus dem längeren Wärmeleitpfad. So muss hier die Wärme über die Zellwand links und rechts vom Aktivmaterials bis zum Zellboden und dann weiter über Modulgehäuse und Bodenplatte bis zur Kühlfläche fließen. In Abbildung 4-34 kann die Wärme dagegen direkt über den Zellboden über Modulgehäuse und Bodenplatte bis zur Kühlfläche fließen.

## 4.8 Ergebnisse des Kühlkreislaufs der E-Maschine

Zur Analyse des Kühlkreislaufes der E-Maschine wird der Hochlast Zyklus im Sommer herangezogen. Laut Abbildung 4-36 wird bei diesem Fahrzyklus speziell im Intervall von 1500 bis 2200 Sekunden eine hohe elektrische Leistung von der E-Maschine gefordert.

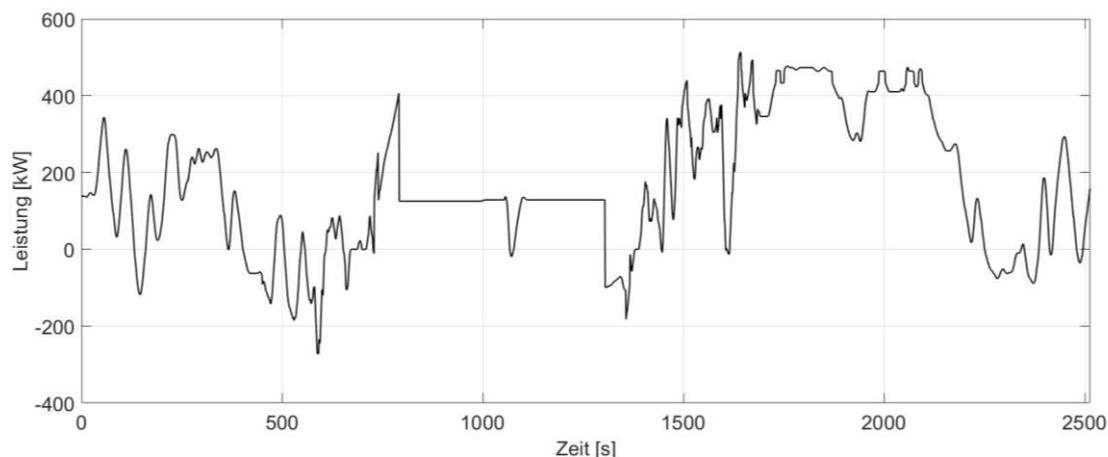


Abbildung 4-36 Elektrische Leistung der E-Maschine

Die Verlustleistung der E-Maschine wird durch ein Kennfeld errechnet. So wird je nach Drehmoment und Drehzahl ein Wirkungsgrad für den aktuellen Betriebspunkt errechnet. Mit der mechanisch an der E-Maschine anliegenden Leistung und dem Wirkungsgrad wird die Verlustleistung errechnet. Die daraus resultierende Leistung, die als Abwärme durch den Kühlkreislauf abgeführt wird, ist in Abbildung 4-37 dargestellt.

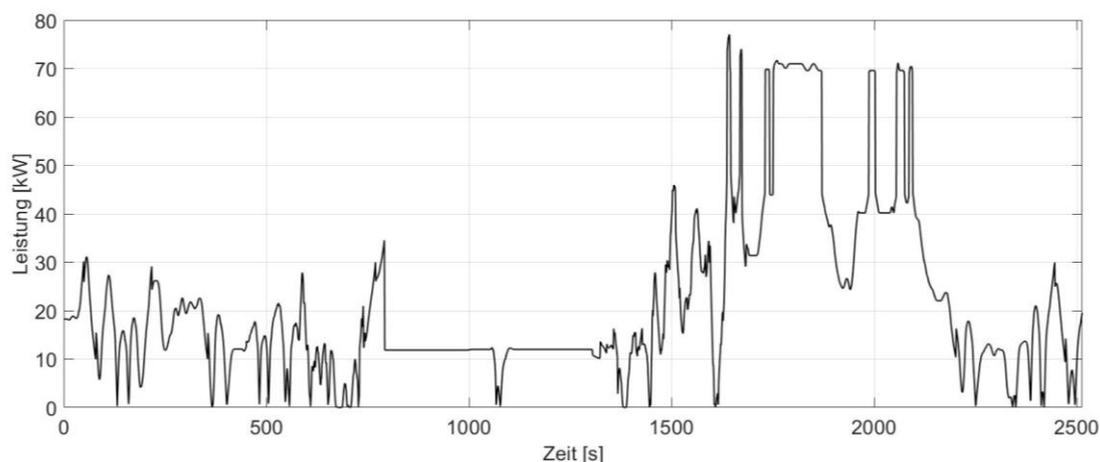


Abbildung 4-37 Verlustleistung der E-Maschine

### 4.8.1 Thermisches Verhalten

In Kapitel 2.3 wurde erläutert, dass die Kühlmiteleintrittstemperatur an der E-Maschine von 60-70 °C nicht überschritten werden darf. Als nicht zulässiger Temperaturbereich wird für die E-Maschine über 70 °C Kühlmiteleintrittstemperatur definiert. Der Temperaturunterschied zwischen Kühlmiteleintritt und Kühlmittelaustritt in der E-Maschine darf 8 °C nicht

überschreiten.

Die Kühlmitteltemperatur am Eintritt der E-Maschine ist in Abbildung 4-38 dargestellt. Während des Aufheizvorgangs fließt das Kühlmittel dabei über den kleinen Kreislauf. Erst ab einer Kühlmittelintrittstemperatur von  $60\text{ }^{\circ}\text{C}$  öffnet sich das Ventil, sodass das Kühlmittel über den Kühler fließen kann. Im Hochlastbereich von 1500 bis 2200 Sekunden steigt die Kühlmitteltemperatur bis auf fast  $70\text{ }^{\circ}\text{C}$  an, kann jedoch vom Kühlsystem im zulässigen Bereich gehalten werden.

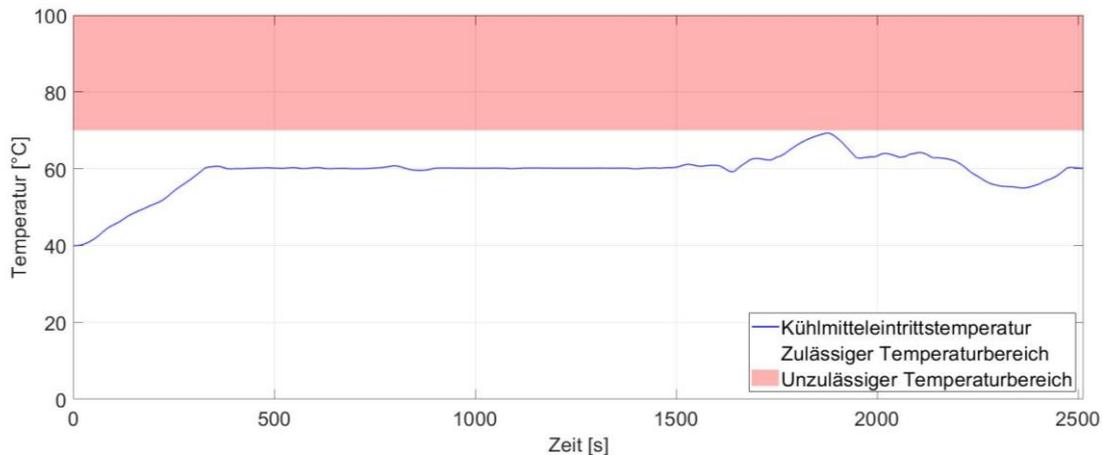


Abbildung 4-38 Kühlmittelintrittstemperatur der E-Maschine im Hochlast Fahryklus

In Abbildung 4-39 ist die Pumpendrehzahl und der Kühlmitteltemperaturunterschied in der E-Maschine dargestellt. Die Kühlmittelpumpe nähert sich dabei nur kurzzeitig dem Maximum der Antriebsdrehzahl und läuft meist auf einer Drehzahl von rund 7000 U/min. Der Temperaturunterschied in der E-Maschine wird während dem Fahrzyklus unter  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$  gehalten.

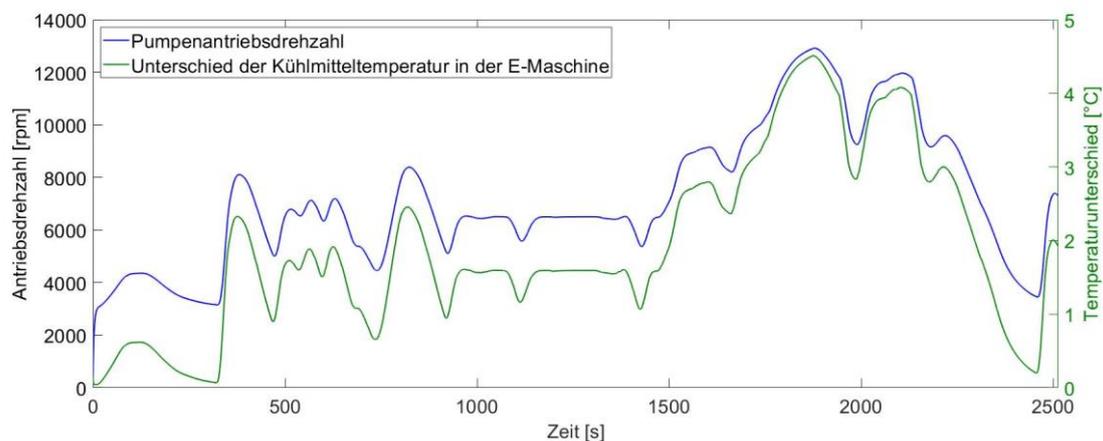


Abbildung 4-39 Pumpendrehzahl und Kühlmitteltemperaturunterschied in der E-Maschine

In Abbildung 4-40 ist die Druckdifferenz dargestellt, die die Kühlmittelpumpe überwinden muss. Diese steigt erst, wenn das Ventil des E-Maschinenkreislaufs das Kühlmittel über den Kühler leitet. Wenn das Kühlmittel über den kleinen Kreislauf fließt, ist so gut wie keine Druckdifferenz vorhanden. Die Stellung des Ventils ist in Abbildung 4-41 dargestellt.

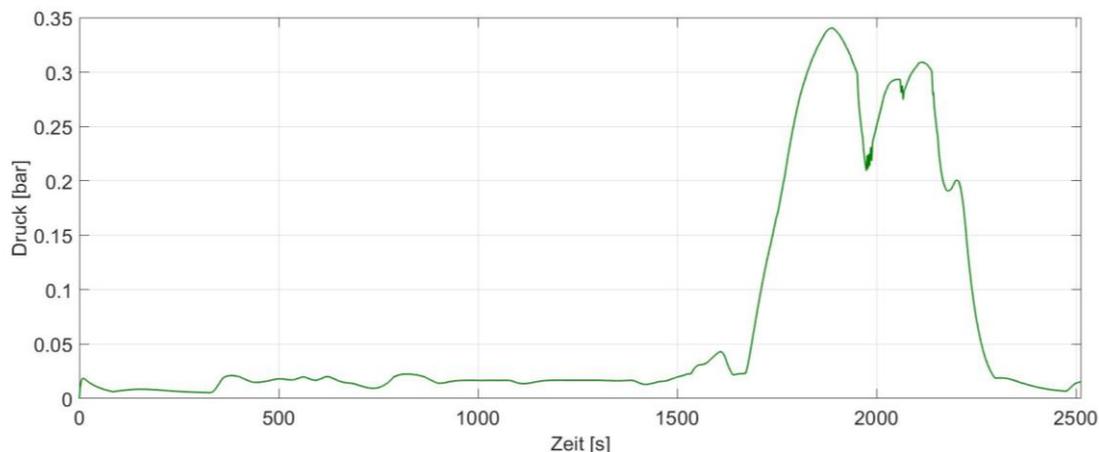


Abbildung 4-40 Druckdifferenz im E-Maschinenkreislauf

In Abbildung 4-41 ist die Ventilstellung vor und nach der PI-Regelung ausgeführt. Vor der PI-Regelung bedeutet, dass die Werte der Aktuatoren für KULI mittels der in Abbildung 3-30 dargestellten Funktion errechnet werden. Die durch den PI-Kontroller geregelten Werte ergeben die Größen nach der PI-Regelung. Die PI-Regelung ist, wie in Kapitel 3.16.1 erläutert, für eine stabile Regelung der Aktuatoren in KULI notwendig. Die Regelung des Ventils wirkt eher träge und sollte für ein besseres Verhalten noch weiter optimiert werden. Die Optimierung der Regelung wurde nicht als Kernthema dieser Arbeit erachtet und aus diesem Grund nicht weiterverfolgt.

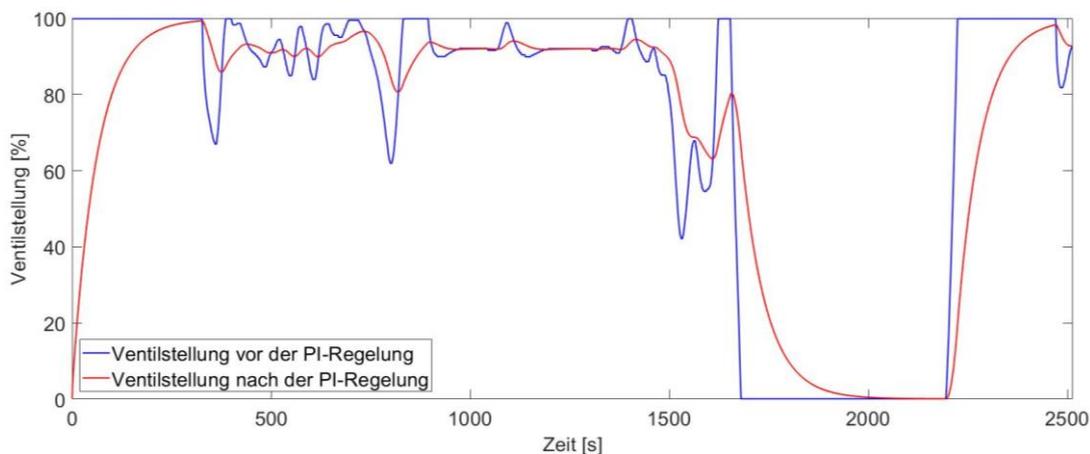


Abbildung 4-41 Stellung des Ventils im E-Maschinenkreislaufs

## 4.9 Thermisches Verhalten des Fahrgastraums

Zur Temperierung des Fahrgastraums werden zwei grundsätzliche Fälle unterschieden. Zum einen die Beheizung des Fahrgastraums im Winter. Hier wird die dem Fahrgastraum zugeführte Luft mit der Abwärme der Brennstoffzelle geheizt. Zum anderen die Kühlung des Fahrgastraumes im Sommer. Hier wird die dem Fahrgastraum zugeführte Luft mittels Verdampfer auf die gewünschte Temperatur gebracht. Beide Extremfälle werden anhand des VECTO LH Fahrzyklus simuliert.

Bei der klimatischen Randbedingung „Winter“ mit einer Außentemperatur von  $-20\text{ °C}$  muss laut Abbildung 3-32 eine Innenraumtemperatur von  $27\text{ °C}$  angestrebt werden. Die Solltemperatur bei der klimatischen Randbedingung „Sommer“, bei der eine Umgebungstemperatur von  $40\text{ °C}$  vorliegt, beträgt  $24,7\text{ °C}$ .

#### 4.9.1 Thermisches Verhalten der Fahrgastzelle im Sommer

In Abbildung 4-42 ist der Vergleich der Ist- zur Soll-Temperatur in der Fahrgastzelle dargestellt. Die Soll-Temperatur wurde schon mit  $24,7\text{ °C}$  festgestellt. Die Ist-Temperatur kann dank des Multi-Zonen-Fahrgastzellenmodells von KULI für den Kopfbereich des Fahrers oder der Fahrerin bestimmt werden. Diese Temperatur liegt laut Abbildung 4-42 im Fahrzyklus rund  $1\text{ °C}$  über der Soll-Temperatur. Da die Umgebungstemperatur in einem konstanten Zustand vorliegt und sich auch die Sonneneinstrahlung auf das Fahrzeug nicht ändert, stellt sich nach rund 300 Sekunden ein stationärer Zustand ein. Die Umgebungsluft wird durch einen Klimaverdampfer abgekühlt. Dieser liefert jedoch nur eine begrenzte Kühlleistung, wodurch sich der stationäre Zustand einstellt. Die Temperaturdifferenz von  $1\text{ °C}$  wurde in dieser Arbeit als akzeptabel erachtet. Zur Annäherung der Ist- zur Soll-Temperatur könnte die Verdampferleistung weiter gesteigert oder die Regelung angeglichen werden.

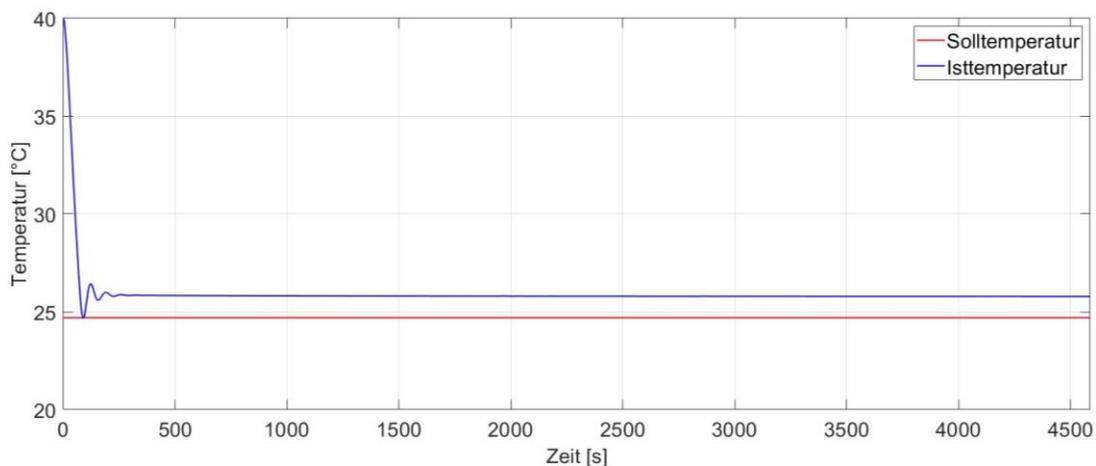


Abbildung 4-42 Vergleich der Ist- zur Soll-Temperatur im Fahrgastraum

Die Temperaturen im Kopfbereich, beim Eintritt und Austritt der Fahrgastzelle sind in Abbildung 4-43 dargestellt. Diese Temperaturen unterscheiden sich, da die Eintrittstemperatur durch die Wärmestrahlung der Fahrgastwände, wie auch der Wärmeabgabe des Fahrgastes selbst, aufgeheizt wird. Die Einströmluft umströmt dabei den Kopfbereich des Fahrers oder der Fahrerin und wird, wie in Abbildung 3-8 dargestellt, im hinteren Bereich der Fahrgastkabine an die Umgebung abgegeben.

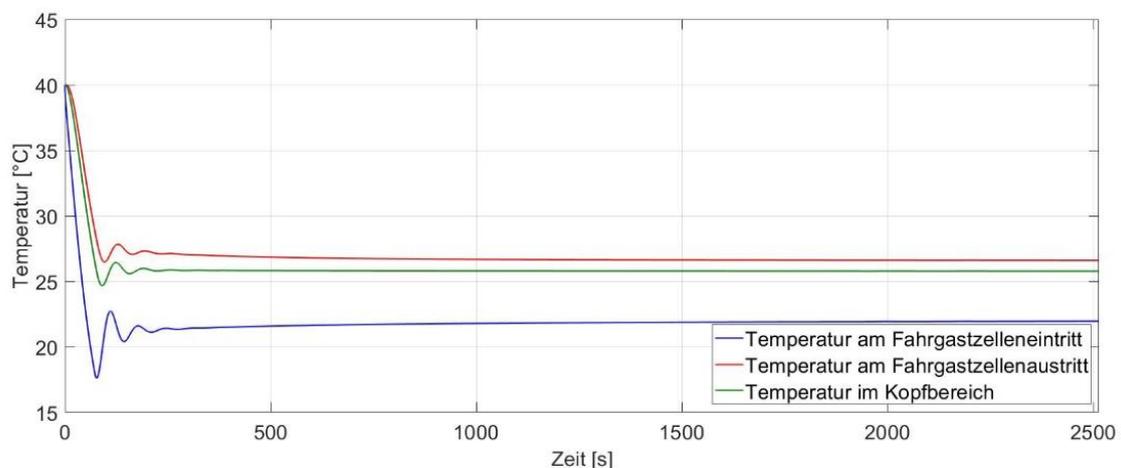


Abbildung 4-43 Temperaturen im Kopfbereich, beim Eintritt und Austritt der Fahrgastzelle

Die Verdampferleistung ist in Abbildung 4-44 dargestellt. Der Klimaverdampfer kühlt dabei die Luft der Umgebung unter die Solltemperatur der Fahrgastkabine, da sich diese auf dem Weg zum Kopfbereich wieder erwärmt.

Die Leistung des Verdampfers wird so geregelt, dass bei 0 °C Unterschied von Ist- zur Soll-Temperatur keine Leistung vorliegt. Bei einem Temperaturunterschied von 2 °C liegt die maximale Verdampferleistung von 8 kW vor. Die Leistung des Klimaverdampfers sinkt linear Richtung 0 °C Temperaturunterschied. Die an die Umgebung abzuführenden Wärmeleistung bleibt zu jeder Zeit konstant. Deshalb lässt sich die Soll-Temperatur nicht erreichen, es stellt sich jedoch bei einer gewissen Abweichung der Ist- zur Solltemperatur ein Gleichgewicht ein.

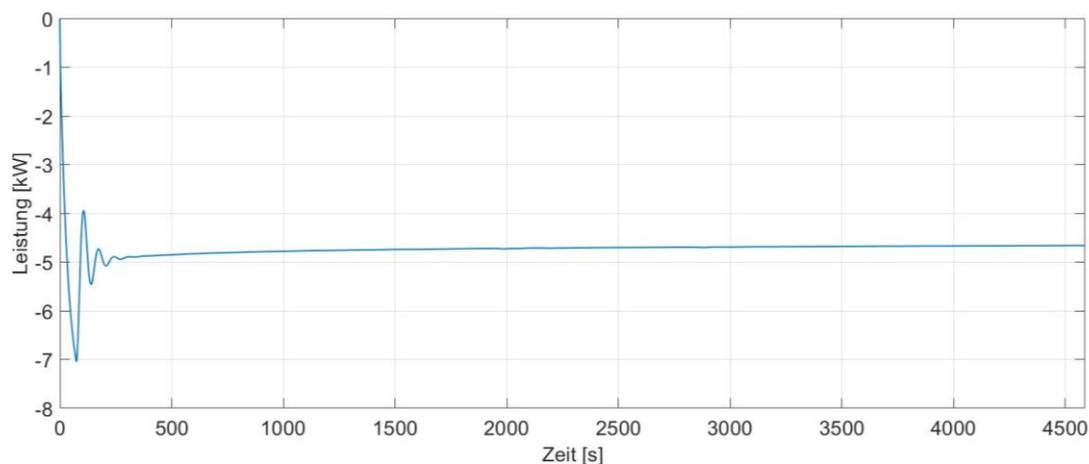


Abbildung 4-44 Leistung des Klimaverdampfer

Das Gebläse der Fahrgastkabine wird abhängig vom Unterschied der Ist- zur Soll-Temperatur geregelt. Da sich nach rund 3000 Sekunden ein stationärer Zustand einstellt, läuft das Gebläse, wie in Abbildung 4-45 ersichtlich, ab diesem Zeitpunkt in einem stationären Betriebspunkt.

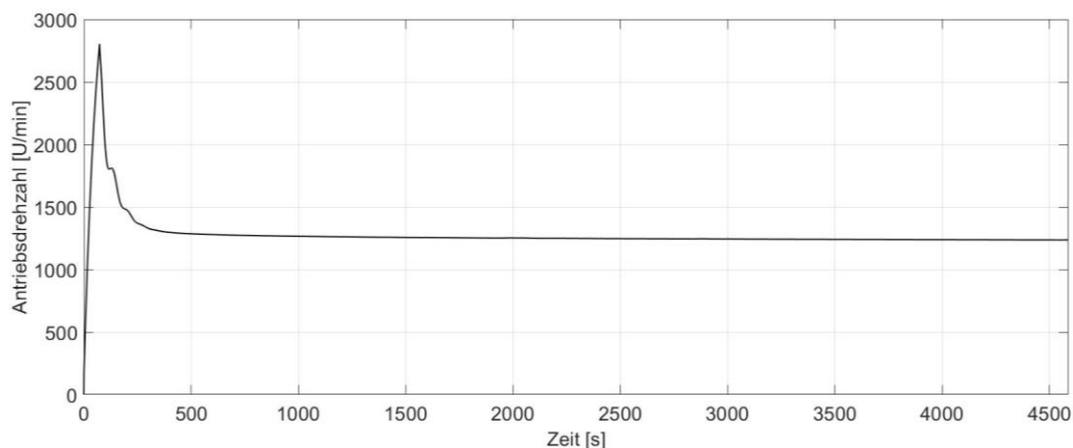


Abbildung 4-45 Antriebsdrehzahl des Gebläses für die Fahrgastkabine

Die Druckdifferenz in der Fahrgastzelle wurde bei dieser Simulation nicht berücksichtigt.

#### 4.9.2 Thermisches Verhalten der Fahrgastzelle im Winter

Im Winter muss die Fahrgastzelle beheizt werden. Durch eine Solltemperatur von 27 °C in der Fahrgastzelle muss die Umgebungsluft um 47 °C erhitzt werden. Diese Leistung mit einem elektrischen Zusatzheizer zu erreichen würde die Batterie stark belasten. Die Brennstoffzelle produziert genug Abwärme, um auf die elektrische Heizung zu verzichten. Darum wird über einen Wärmetauscher die Kabinenluft mit der Wärme aus dem Brennstoffzellenkühlmittel erhitzt. Folglich ist die Beheizung des Fahrgastraumes abhängig von der Belastung der

Brennstoffzelle. In Abbildung 4-46 ist ersichtlich, dass die Ist-Temperatur leicht schwankt, was auf die variable Wärmeleistung durch den Brennstoffzellenkreislauf zurückzuführen ist.

Die Wärmebereitstellung durch die Brennstoffzelle wird so geregelt, dass bei 0 °C Unterschied von der Ist- zur Soll-Temperatur keine Wärme mehr an die Fahrgastzelle abgegeben wird. Bei einem Temperaturunterschied von 2 °C liegt die maximale Wärmeleistung des Brennstoffzellenkreislaufes vor. Die Wärmeabgabe sinkt linear Richtung 0 °C Temperaturunterschied. Die an die Umgebung abgeführte Wärme bleibt jedoch zu jeder Zeit konstant. Deshalb lässt sich die Soll-Temperatur nicht erreichen und es stellt sich bei einer gewissen Abweichung der Ist-Temperatur ein Gleichgewicht ein. In Abbildung 4-46 weicht die Ist-Temperatur über den Zyklus rund 1,5 °C vom Sollzustand ab. Eine Minimierung der Abweichung könnte durch eine Erhöhung der Wärmemenge der Brennstoffzelle oder durch eine alternative Regelung erzielt werden. Die Temperaturabweichung wurde in dieser Arbeit jedoch als akzeptabel erachtet. Das Aufheizen der Fahrgastzelle ist in rund 8 Minuten gewährleistet.

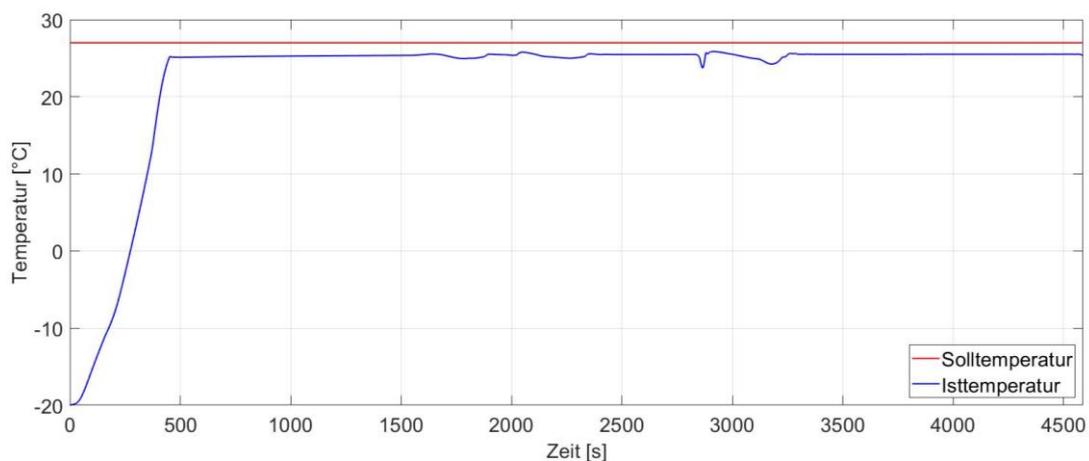


Abbildung 4-46 Vergleich der Ist- zur Soll-Temperatur im Fahrgastraum

In Abbildung 4-47 ist die Wärmeleistung dargestellt, die über den Wärmetauscher vom Brennstoffzellenkreislauf bezogen wird und zur Erhitzung der Umgebungsluft dient. Nach 3500 Sekunden stellt sich ein stationärer Betriebszustand ein. So werden rund 12 kW benötigt, um die Umgebungsluft vorzuheizen und auch die Verluste durch die Wärmeabstrahlung der nicht adiabaten Fahrgastzellwände zu kompensieren.

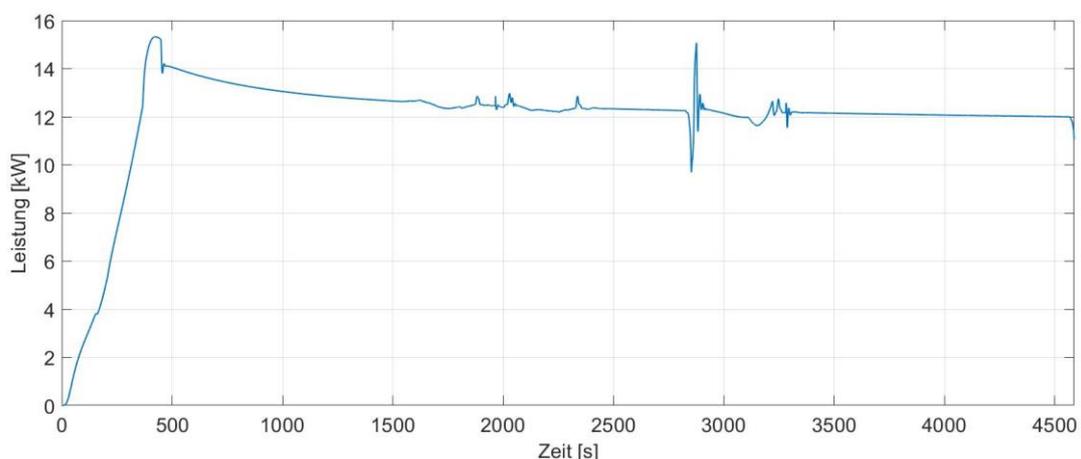


Abbildung 4-47 Wärmeleistung die über den Wärmetauscher vom Brennstoffkreislauf bezogen wird

## 4.10 Gesamtfahrzeugbetrachtung

Als äußerst interessant gestaltet sich die Betrachtung der Leistungsbilanzen des Gesamtfahrzeuges. Diese Betrachtung wird für den Sommer und den Winter durchgeführt. In einem weiteren Schritt werden die Differenzen zwischen den beiden Energiebilanzen analysiert.

### 4.10.1 Energiebilanz im Sommer

Die Energiebilanz im Sommer wird mit dem VECTO LH Fahrzyklus simuliert, da dieser Fahrzyklus im Gegensatz zum Hochlast Fahrzyklus näher an der Realität liegt. Die Energiebilanz wird dabei SOC-bereinigt dargestellt, um eine Vergleichbarkeit zu gewährleisten.

Die Energiebilanz ist in Abbildung 4-48 dargestellt. Dabei wird von der Energie des Wasserstoffs, die der Brennstoffzelle zugeführt wird, bis zur Energie, die am Rad anliegt, bilanziert. Der Gesamtfahrzeugwirkungsgrad beträgt in dieser Betrachtung 40,19 %.

In der Brennstoffzelle werden 39,9 % der Wasserstoff-Energie als Wärme an das Kühlsystem abgeführt. Von den verbleibenden 60,1 % müssen durch die Umwandlung auf das Batteriestromnetz 1,1 % der effektiven Brennstoffzellenenergie an den DCDC-Wandler abgegeben werden.

Im Power-Split entstehen Verluste durch das Laden und Entladen der Batterie. Durch die stationäre Betriebsstrategie der Brennstoffzelle und der Rekuperation der Bremsenergie kann es zu einer Übersteigerung der maximal zulässigen C-Rate der Batterie führen. Damit dies nicht passiert, wird vom Power-Split die überschüssige Energie an das Bremsmanagement abgeführt.

Im zentralen Knotenpunkt wird die Energie auf die Nebenverbraucher und die E-Maschine aufgeteilt. Der größte Energieanteil der Nebenverbraucher fällt mit 8,3 % der Wasserstoffenergie auf die BoP-Komponenten der Brennstoffzelle. Gefolgt davon wird der Lüfter mit 1,7 % der Wasserstoffenergie. Die Aufwände für das Thermomanagement der Batterie und der Kabine lassen sich zu einem Großteil auf die Kompressorenergie des Kältemittelkreislaufs zurückführen. In dieser Arbeit wurde für den Batterie- und Fahrgastzellen-Kältemittelkreislauf ein eigener Kompressor berücksichtigt. Das Thermomanagement der E-Maschine benötigt mit 0,03 kWh am wenigsten Energie.

Im Antriebsstrang werden in der E-Maschine 5,1 %, im Getriebe 3,5 % und im Differential 2,6 % der Wasserstoffenergie an Verlusten aufgewandt. Um die C-Rate der Batterie nicht zu überschreiten, müssen rund 2,6 % der durch den Wasserstoff zugeführten Energie durch das Bremsmanagement aufgenommen werden.

Das Bremsmanagement teilt die Bremsleistung je nach Fahrtzustand zwischen Retarder und mechanischer Betriebsbremse auf. Dabei erfolgt die Aufteilung zu 65 % auf den Retarder und zu 35 % an die Betriebsbremse.

Für die Fahrzeugsimulation im Sommer ergibt sich im VECTO LH Fahrzyklus ein Wasserstoffverbrauch von 10,59 kg/100 km.

Als Vergleich zum LKW mit Brennstoffzellenantrieb haben interne Untersuchungen am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik mit dem Simulationstool VECTO für einen LKW mit Diesel-Antrieb einen Gesamtwirkungsgrad von 37,8 % ergeben. Dabei wurde genauso der VECTO Long Haul Zyklus simuliert, die Gesamtfahrzeugmasse jedoch mit 35 t gewählt.

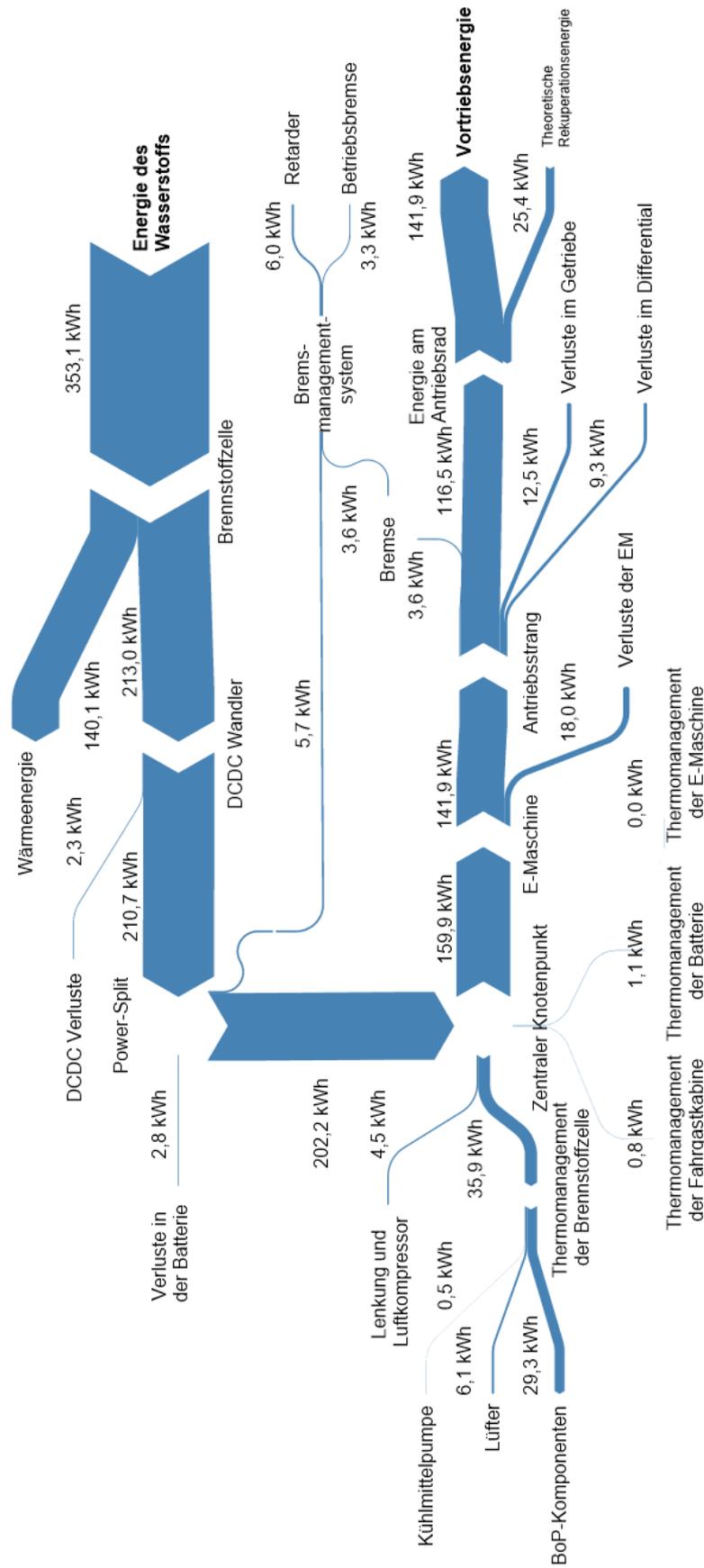


Abbildung 4-48 Energiebilanz im VECTO LH Fahrzyklus mit der klimatischen Randbedingung "Sommer"

#### **4.10.2 Energiebilanz im Winter**

Die Energiebilanz im Winter wird ebenfalls mit dem VECTO LH Fahrzyklus simuliert. Die Energiebilanz wird dabei auch SOC-bereinigt dargestellt, um eine Vergleichbarkeit zu gewährleisten.

Wie aus Abbildung 4-49 ersichtlich, muss im Winter eine höhere Energie am Antriebsrad aufgebracht werden. Dies lässt sich auf die temperaturabhängige Dichte der Umgebungstemperatur zurückführen, die im weiteren Sinn zur Erhöhung des Luftwiderstands führt. Dadurch ergibt sich für die am Rad aufzubringende Energie ein Unterschied von 11% zur Energiebilanz im Sommer. Die Gesamtfahrzeugeffizienz ist bei der Energiebilanz mit 40,62 % um 0,43 % höher als bei der Simulation im Sommer.

Dies lässt sich auf den günstigeren Wirkungsgrad der E-Maschine zurückführen. Durch die höhere Last am Rad im Winter beträgt dieser im Mittel 89,24 %. Der Wirkungsgrad der E-Maschine im Sommer beträgt jedoch nur 88,74 %.

Um die Unterschiede im Antriebsstrang zu auszuschließen und die Energiebilanz des Winters mit der des Sommers besser vergleichen zu können, wird in Kapitel 4.10.3 eine Bilanz mit adaptierter Traktionsleistung durchgeführt. Somit treten bei der adaptierten Energiebilanz im Winter im Antriebsstrang, wie auch in der E-Maschine gleiche Verluste auf und die Unterschiede im Thermomanagement sind besser ersichtlich.

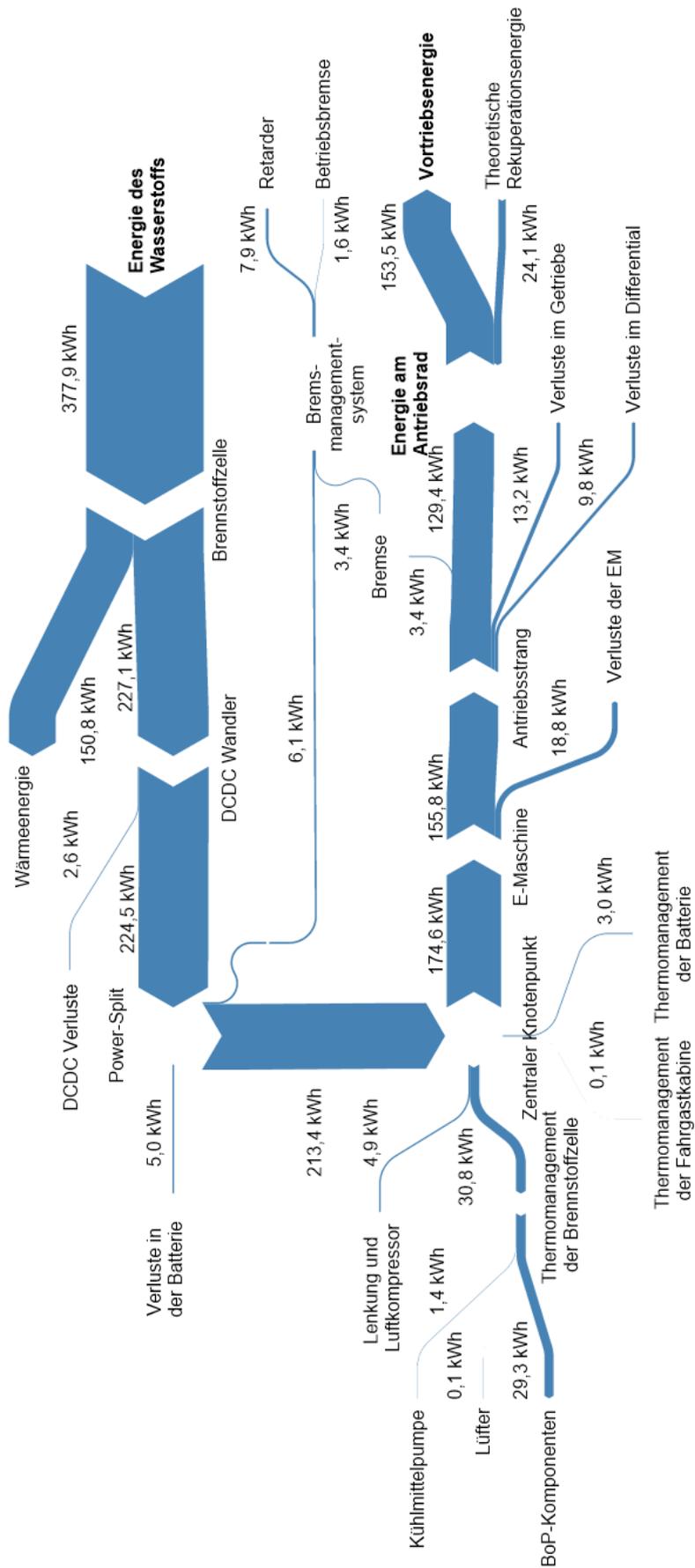


Abbildung 4-49 Energiebilanz im VECTO LH Fahrzyklus mit der klimatischen Randbedingung "Winter"

### 4.10.3 Energiebilanz im Winter mit adaptierter Traktionsleistung

Wie in Kapitel 4.10.2 angemerkt, wird die Energiebilanz für den Winter mit der gleichen am Rad anliegenden Leistung wie bei der Sommer-Energiebilanz gerechnet. Die Energiebilanz wird ebenfalls mit dem VECTO LH Fahrzyklus simuliert, welche auch SOC-bereinigt dargestellt wird, um eine Vergleichbarkeit zu gewährleisten.

Daraus ergibt sich, wie in Abbildung 4-50 ersichtlich, ein Gesamtwirkungsgrad von 40,39 %. Im Gegensatz zur Energiebilanz im Sommer, muss nur rund ein Drittel der Energie für das Thermomanagement der Brennstoffzelle aufgewendet werden, da der Lüfter im Winter nur wenig Energie benötigt. Ein Vergleich der Pumpenleistung des Brennstoffzellenkreislaufs zeigt, dass diese im Winter aufgrund der niedrigeren Fluidtemperatur und der daraus sinkenden Viskosität ansteigt.

Für das Thermomanagement der Batterie muss im Winter die dreifache Energie bereitgestellt werden. Diese wird hauptsächlich für den elektrischen Zuheizung verwendet, um die Batterie möglichst schnell in deren Arbeitsbereich zu bringen.

Im Winter fällt ein erheblicher Teil der Aufwände für die Fahrgastzelle weg. Der Klimakompressor, der zur Kühlung der Fahrgastzelle benötigt wird, bezieht hier den Großteil der Energie. Im Winter wird die zur Fahrgastzellenheizung benötigte Energie von der Abwärme der Brennstoffzelle bezogen.

Die Verluste der Batterie fallen im Winter höher aus. Der für die Verluste verantwortliche Innenwiderstand ist temperaturabhängig und steigt mit sinkender Temperatur. Dadurch ergibt sich im Winter ein fast doppelt so hoher Wert.

Für die Fahrzeugsimulation im Winter ergibt sich im VECTO LH Fahrzyklus ein Wasserstoffverbrauch von 10,54 kg/100 km.

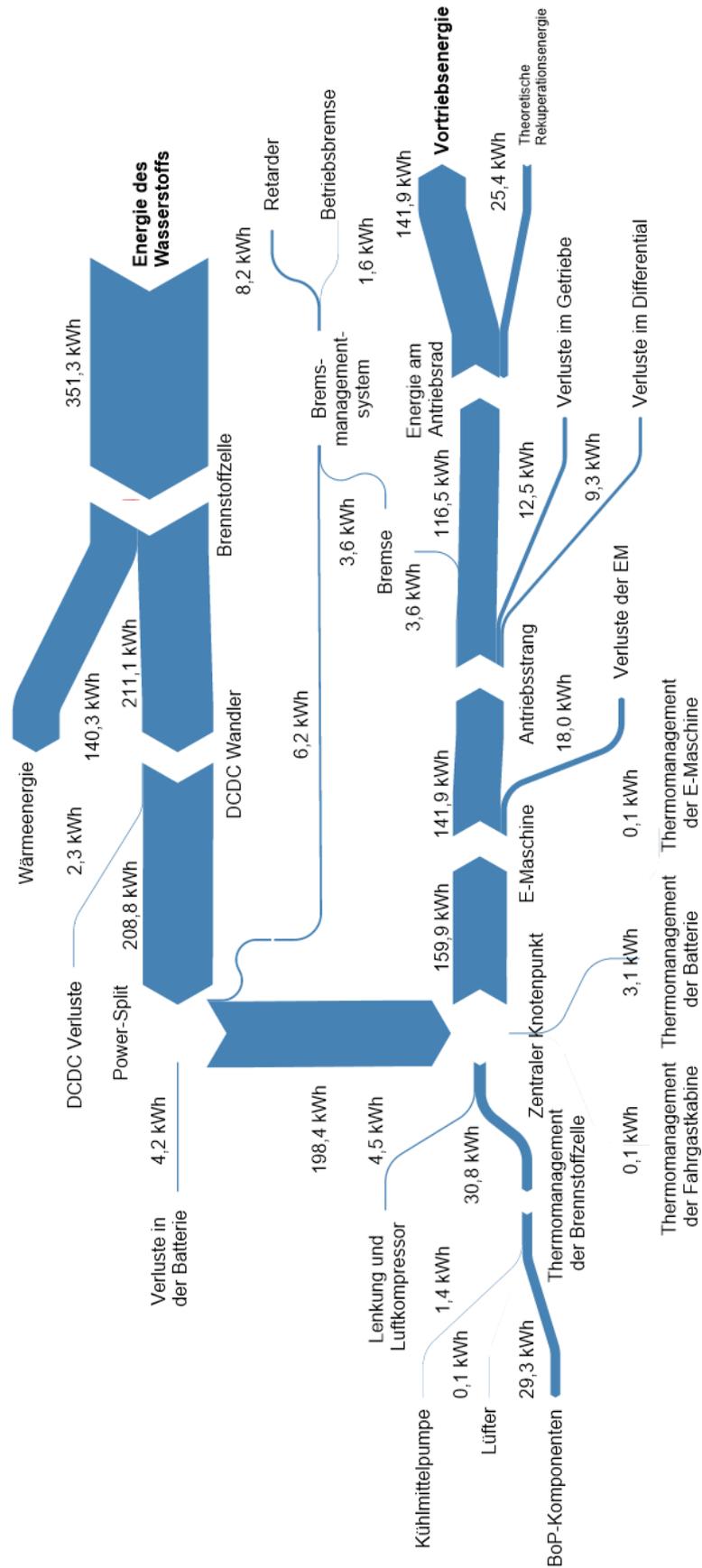


Abbildung 4-50 Energiebilanz im VECTO LH Fahrzyklus mit der klimatischen Randbedingung "Winter" und verändertem Luftwiderstand

## 5 Schlussfolgerungen und Ausblick

In dieser Arbeit wurde ein rückwärtsrechnendes Fahrzeugsimulationsmodell erarbeitet. Dabei wurde die Fahrzeugarchitektur einem FCHEV (Fuel Cell Hybrid Electric Vehicle) aus [14] und [70] nachempfunden. Für Brennstoffzelle, Batterie, E-Maschine und Fahrgastzelle wurde jeweils ein thermisches Modell und eine Regelstrategie erarbeitet, die auf den Erkenntnissen des zweiten Kapitels basiert.

Eine brennstoffzellendynamische und brennstoffzellenstationäre Betriebsstrategie wurden im Zuge dieser Arbeit miteinander verglichen. Dabei zeigte sich, dass die brennstoffzellendynamische Strategie einen erhöhten Verschleiß der Brennstoffzelle verursacht. Durch die brennstoffzellenstationäre Strategie wurde ein höherer Verschleiß der Batterie hervorgerufen. Relativ miteinander verglichen zeigte sich, dass die brennstoffzellendynamische Strategie eine höhere Schädigung bei der Brennstoffzelle verursachte. Darum wurde die brennstoffzellenstationäre Betriebsstrategie als vorteilhaft erachtet.

Eine Parametervariation der Kühlerfläche des Brennstoffzellenkreislaufs wurde in KULI durchgeführt, um einen Zusammenhang zwischen Kühlmitteltemperatur und der Kühlerfläche zu erhalten. Es stellte sich ein nichtlinearer Zusammenhang heraus. So stieg die Kühlerfläche bei einem Absinken der Differenz von Kühlmitteltemperatur zu Umgebungstemperatur exponentiell an.

Zur Auslegung des Kühlkreislaufs von Brennstoffzelle und E-Maschine wurde in KULI ein vereinfachtes Modell der jeweiligen Kreisläufe aufgebaut. Durch die brennstoffzellenstationäre Betriebsstrategie muss durch das Kühlsystem der Brennstoffzelle eine Wärmeleistung von 126 kW abgeführt werden. Der dazu notwendige Luft-Wasser Wärmetauscher weist eine Fläche von 1,3 m<sup>2</sup> auf. Durch das Kühlsystem der E-Maschine muss eine Wärmeleistung von 50 kW abgeführt werden. Die daraus resultierende Kühlerfläche beträgt 0,56 m<sup>2</sup>.

Der Brennstoffzellenkreislauf wurde thermisch unter der Bedingung evaluiert, dass die Kühlmittelintrittstemperatur im Brennstoffzellenstack 75 °C nicht übersteigen darf. Diese Temperatur wurde mit dem VECTO LH, sowie dem Hochlast Fahrzyklus nicht überschritten. In einem weiteren Schritt wurde der für den Brennstoffzellenkreislauf ausgelegte Wärmetauscher durch einen schon am Markt befindlichen Wärmetauscher ersetzt. In beiden Fahrzyklen stellte sich eine unzureichende Kühlleistung durch eine zu hohe Kühlmittelintrittstemperatur im Brennstoffzellenstack heraus. Aus der thermischen Betrachtung des Batteriekühlkreislaufes wurde deutlich, dass die Erwärmung der thermischen Masse der Batterie bei niedrigen Temperaturen, bzw. das Abkühlen von hohen Temperaturen eine Herausforderung darstellt. So braucht die Batterie bei einer Umgebungstemperatur von 40 °C rund 18 Minuten, um in das optimale Arbeitsfenster zu gelangen.

In der Energiebilanz des Fahrzeuges konnte im Sommer ein Gesamtwirkungsgrad von 32,39 % erreicht werden. Von der durch den Wasserstoff eingebrachten Energie ausgehend, entstand in der Brennstoffzelle ein Abwärmeverlust von 40,19 %, der durch das Kühlmittel abgeführt wird. Für die BoP-Komponenten wurden 8,3 % der Wasserstoffenergie aufgewandt. In der Energiebilanz des Fahrzeuges im Winter wurde ein Wirkungsgrad von 40,39 % erreicht. Als Vergleich dazu wird mit einem Diesel-LKW ein Gesamtfahrzeugwirkungsgrad von 37,8 % erreicht.

In dieser Arbeit wurde der Startvorgang von Batterie und Brennstoffzelle nicht berücksichtigt. Dieser Startvorgang erweist sich bei sehr tiefen Temperaturen in der Realität jedoch als äußerst schwierig, da in der Batterie der Innenwiderstand und die Schädigung hoch sind und bei der Brennstoffzelle bei Minusgraden das Produktwasser gefrieren kann. Um die Simulation realitätsgreuer zu gestalten sollte eine solche Startstrategie berücksichtigt werden.

Die Batterie und die Brennstoffzelle weisen während des Betriebes eine bestimmte Alterung auf. Bei der Batterie äußert sich das in einer Kapazitätsminderung und Innenwiderstandserhöhung. Bei der Brennstoffzelle verursacht ein Altern den Abfall der Brennstoffzellenspannung und dadurch den Anstieg der Verluste. Die Simulation in dieser Arbeit wurde ohne eine Alterung gerechnet. Interessant wäre eine Fahrzeugsimulation mit gealtertem System, da durch die Batterie, wie auch Brennstoffzelle höhere Verluste auftreten würden.

Die Implementierung eines Kältemittelkreislaufs würde einen Mehrwert für die Simulation bieten, da die Leistungen von Chiller und Klimaverdampfer aktuell über eine Leistungszahl auf eine Kompressorleistung umgerechnet werden. Zukünftigen Forschungsbedarf gibt es in der Modellierung des Kältemittelkreislaufs mit Kondensator, der Wärme an die Umgebung abgibt. Der Kondensator könnte dabei vor dem Kühlerpaket von Batterie, Brennstoffzelle und E-Maschine integriert werden und somit der Einfluss der Abwärme des Kältemittelkreislaufs auf die anderen Wärmetauscher analysiert werden.

In dieser Simulation wurden viele Modelle adaptiert und skaliert. Für einige Hauptkomponenten, wie der Brennstoffzelle, würde es durchaus Sinn machen bei Verfügbarkeit ein Modell zu integrieren, das nicht skaliert werden muss. Für diesen Ansatz muss jedoch ein Kennfeld in der richtigen Leistungsklasse vorliegen. Ein weiterer Weg wäre ein Brennstoffzellensystem das der Leistungsklasse des Stacks in der Simulation entspricht, auf einem Prüfstand selbst zu vermessen.

Generell würde es die Qualität der Simulation erhöhen, wenn einzelne Modelle mit Messungen aus den am Prüfstand vermessenen Komponenten abgeglichen werden. Dies setzt voraus, dass die in der Simulation verwendete Komponente auch für die Vermessung am Prüfstand verfügbar ist.

Insgesamt stellt sich in dieser Arbeit heraus, dass in der Entwicklung eines LKW mit Brennstoffzellenantrieb großen Wert auf die Betriebsstrategie der Brennstoffzelle gelegt werden muss. Das Thermomanagement der Brennstoffzelle eines LKWs in der Leistungsklasse dieser Arbeit ist mit zurzeit am Markt verfügbaren Komponenten noch nicht realisierbar, was die Entwicklung von größeren Kühlern erfordert.



## Literaturverzeichnis

- [1] Arnulf, Buck (2018): Thermomanagement eines Brennstoffzellenfahrzeugs. Masterarbeit. Technische Universität Graz, Graz. Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik.
- [2] Belov, D.; Yang, Mo-Hua: Failure mechanism of Li-ion battery at overcharge conditions. In: , Bd. 12, S. 885–894.
- [3] Berger, Oliver (2009): Thermodynamische Analyse eines Brennstoffzellensystems zum Antrieb von Kraftfahrzeugen. Dissertation. Universität Duisburg-Essen, Duisburg-Essen. Abteilung Maschinenbau.
- [4] Binder, Andreas; Knopik, Thomas (2010): Elektromotorische Antriebe für Hybrid- und Elektrofahrzeuge. VDI Wissensforum "Hybrid- und Elektroantriebe für Kraftfahrzeuge". Institut für elektrische Energiewandlung. VDI Wissensforum. Frankfurt/Main, 09.06.2010.
- [5] Blanca Ollero Loranca (2012): Thermal modeling and analysis of polymer electrolyte membrane open cathode fuel cells. Masters Theses. Missouri University of Science and Technology, Missouri. Faculty of the Graduate School.
- [6] Bosch Engineering GmbH (2018): Electric Coolant Pump ECP 160 Datenblatt. Hg. v. Bosch Engineering GmbH.
- [7] Braess, Hans-Hermann; Seiffert, Ulrich (Hg.) (2013): Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik. 7., aktualisierte Auflage. Wiesbaden: Springer Vieweg (ATZ / MTZ-Fachbuch). Online verfügbar unter <http://site.ebrary.com/lib/alltitles/docDetail.action?docID=10765691>.
- [8] Böcker, Joachim (2019): Antriebe fpr umweltfreundliche Fahrzeuge. Skriptum. Universität Paderborn, Paderborn. Fachgebiet Leistungselektronik und Elektrische Antriebstechnik.
- [9] Brotz, Friedrich; Isermeyer, Tobias; Pfender, Conrad; HEckenberger, Thomas: Kühlung von Hochleistungsbatterien für Hybridfahrzeuge. In: ATZ 12/2007, Bd. 109, S. 1156–1162.
- [10] Bruijn, F. A. de; Dam, V. A. T.; Janssen, G. J. M.: Review: Durability and Degradation Issues of PEM Fuel Cell Components. In: Fuel Cells 08, Bd. 1, S. 3–22.
- [11] BRUSA Elektronik AG (Hg.) (2015): Datasheet for BRUSA Hybrid Synchronous Motor. Unter Mitarbeit von BRUSA Elektronik AG. Sennwald.
- [12] Buchberger, Reinhard (2010): Simulationsgestützte Auslegung eines elektrischen Antriebstrangs für einen Stadtlieferwagen. Diplomarbeit. Technische Universität Graz, Graz. Institut für Fahrzeugtechnik.
- [13] Chen, Huicui; Pei, Pucheng; Song, Mancun: Lifetime prediction and the economic lifetime of Proton Exchange Membrane fuel cells. In: , Bd. 142, S. 154–163.

- [14] Das, Himadry Shekhar; Tan, Chee Wei; Yatim, A.H.M.: Fuel cell hybrid electric vehicles: A review on power conditioning units and topologies. In:, Bd. 76, S. 268–291.
- [15] DAT Deutsche Automobil Treuhand GmbH (2020): Leitfaden über den Kraftstoffverbrauch, die CO<sub>2</sub>-Emissionen und den Stromverbrauch. aller neuen Personenkraftwagenmodelle, die in Deutschland zum Verkauf angeboten werden. Hg. v. DAT Deutsche Automobil Treuhand GmbH.
- [16] Dehli, Martin; Doering, Ernst; Schedwill, Herbert (2020): Grundlagen der Technischen Thermodynamik. Für eine praxisorientierte Lehre. 9th ed. 2020. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden; Imprint: Springer Vieweg.
- [17] Ding, Yuan-Li; Cano, Zachary P.; Yu, Aiping; Lu, Jun; Chen, Zhongwei (2019): Automotive Li-Ion Batteries: Current Status and Future Perspectives. University of Waterloo, Waterloo. Waterloo Institute for Nanotechnology.
- [18] Eigenbauer, Andreas; Urbantschitsch, Wolfgang (2019): Stromkennungsbericht 2019. Hg. v. E-Control. Wien.
- [19] Erdinc, O.; Vural, B.; Uzunoglu, M. (2009): A dynamic lithium-ion battery model considering the effects of temperature and capacity fading. Yildiz Technical University, Istanbul. Department of Electrical Engineering.
- [20] Esser, Klaus (2020): Thermal Management of Fuel Cells in Heavy-Duty Vehicles. Diplomarbeit. Technische Universität Graz, Graz. Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik.
- [21] European Environment Agency (2020): Greenhouse gas emission intensity of electricity generation. Hg. v. European Environment Agency. Online verfügbar unter [https://www.eea.europa.eu/data-and-maps/daviz/co2-emission-intensity-6#tab-googlechartid\\_googlechartid\\_googlechartid\\_googlechartid\\_chart\\_11111](https://www.eea.europa.eu/data-and-maps/daviz/co2-emission-intensity-6#tab-googlechartid_googlechartid_googlechartid_googlechartid_chart_11111), zuletzt aktualisiert am 15.03.2021.
- [22] Europäisches Parlament (2019): Verordnung zur Festlegung von CO<sub>2</sub>-Emissionsnormen für neue schwere Nutzfahrzeuge.
- [23] Fly, A.; Thring, R. H.: A comparison of evaporative and liquid cooling methods for fuel cell vehicles. In:, Bd. 41, S. 14217–14229.
- [24] FUMATECH BWT GmbH: Ion Exchange Membranes. High-performance fumasep® ion exchange membranes for Electro Membrane Processes. Hg. v. FUMATECH BWT GmbH.
- [25] Gao, Yang; Jiang, Jiuchun; Zhang, Caiping; Zhang, Weige; Ma, Zeyu; Jiang, Yan: Lithium-ion battery aging mechanisms and life model under different charging stresses. In:, Bd. 356, S. 103–114.
- [26] Guo, Rui; Lu, Languang; Ouyang, Minggao; Feng, Xuning: Mechanism of the entire overdischarge process and overdischarge-induced internal short circuit in lithium-ion batteries.
- [27] Gupta, Rajat (2015): Simulink Model for an Engine Cooling System and its Application for Fault Detection in Vehicles. Masterthesis. University of Victoria, Victoria. Department of Electrical and Computer Engineering.

- [28] Gielen, Dolf; Taibi, Emanuele; Miranda, Raul (2019): **Hydrogen: A renewable energy perspective**. Hg. v. IRENA. International Renewable Energy Agency. Abu Dhabi.
- [29] HELLA KGaA Hueck & Co. (2017): **Produkte für Ihren Mercedes-Benz Truck. Katalog 04/201**. Hg. v. HELLA KGaA Hueck & Co. Lippstadt.
- [30] Hilgers, Michael (2017): **Kraftstoffverbrauch und Verbrauchsoptimierung**. Wiesbaden, s.l.: Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH (Nutzfahrzeugtechnik lernen, Sammelordner für 9 Lehrhefte).
- [31] Höfing, Johannes; Hofmann, Peter; Müller, Helfried; Limbrunner, Manfred: **A Fuel Cell Range Extended Electric Vehicle**. In: MTZ worldwide, 05/2017, S. 18–23.
- [32] Hofmann, Peter (2010): **Hybridfahrzeuge**. Vienna: Springer-Verlag Vienna. Online verfügbar unter <http://site.ebrary.com/lib/alltitles/docDetail.action?docID=10444185>.
- [33] Hoepke, Erich; Breuer, Stefan (Hg.) (2016): **Nutzfahrzeugtechnik. Grundlagen, Systeme, Komponenten**. 8., überarbeitete und erweiterte Auflage. Wiesbaden: Springer Vieweg (ATZ / MTZ-Fachbuch).
- [34] Johann, Olaf; Müller, Johannes: **Die fremderregte Synchronmaschine. Potenziale in der Elektromotoren-Entwicklung**. In: ATZ elektronik, 04/2013, S. 286–289.
- [35] Jörg Adolf, Karin Arnold, Christoph H. Balz, Jürgenb Louis: **Wasserstoff - Energie der Zukunft?** In: *Energiewirtschaftliche Tagesfragen*, Bd. 67, S. 73–77.
- [36] Juarez-Robles, Daniel; Vyas, Anjul Arun; Fear, Conner; Jeevarajan, Judith A.; Mukherjee, Partha P.: **Overdischarge and Aging Analytics of Li-Ion Cells**. In: , Bd. 167, S. 90558.
- [37] Kandlikar, Satish G.; Lu, Zijie: **Thermal management issues in a PEMFC stack – A brief review of current status**. In: , Bd. 29, S. 1276–1280.
- [38] Klell, Manfred; Eichseder, Helmut; Trattner, Alexander (2018): **Wasserstoff in der Fahrzeugtechnik. Erzeugung, Speicherung, Anwendung**. 4., aktualisierte und erweiterte Auflage. Wiesbaden: Springer Vieweg (ATZ/MTZ-Fachbuch).
- [39] Konz, Martin; Lemke, Nicholas; Försterling, Sven; Eghtessad, MARjam (2011): **Spezifische Anforderungen an das Heiz-Klimasystem elektromotorisch angetriebener Fahrzeuge**. TU Braunschweig, Braunschweig. Institut für Thermodynamik.
- [40] Korthauer, Reiner (Hg.) (2013): **Handbuch Lithium-Ionen-Batterien**. Berlin, Heidelberg, s.l.: Springer Berlin Heidelberg. Online verfügbar unter <http://search.ebscohost.com/login.aspx?direct=true&scope=site&db=nlebk&db=nlabk&AN=673061>.
- [41] Kords, Martin (2020): **Lkw-Bestand in Deutschland nach Kraftstoffarten 2020. Fahrzeugneuzulassungen**. KBA
- [42] Kurzweil, Peter (2016): **Brennstoffzellentechnik. Grundlagen, Materialien, Anwendungen, Gaserzeugung**. Unter Mitarbeit von Ottmar Schmid. 3., überarbeitete und aktualisierte Auflage. Wiesbaden: Springer Vieweg.

- [43] Lang, G.; Hager, J.; Breuer, G.; Steinwender, G. (2009): Multi-Air-Zone Cabin Model for HVAC Development. 3rd European Workshop - Mobile Air Conditioning, Vehicle Thermal Systems and Auxiliaries. Turin, 26.11.2009.
- [44] Lundgren, Henrik; Svens, Pontus; Ekström, Henrik; Tengstedt, Carl; Lindström, Johan; Behm, Mårten; Lindbergh, Göran: Thermal Management of Large-Format Prismatic Lithium-Ion Battery in PHEV Application. In:, Bd. 163, A309-A317.
- [45] Luz, Raphael (2015): Simulationsbasierte Methode zur Zertifizierung der CO<sub>2</sub> Emissionen von schweren Nutzfahrzeugen. Dissertation. Technische Universität Graz, Graz. Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik.
- [46] MacCharles, Alan; Pocard, Nicolas; Lin, Chris; Wong, Alfred; Xu, Adrian; DeWoskin, Ken; Berdichevskiy, Andrey (2020): Fueling the Future of Mobility. Hydrogen and fuel cell solutions for transportation. Hg. v. Deloitte China.
- [47] Magna Powertrain (2020): KULI hvac Manual. Version 14. Hg. v. Magna Powertrain.
- [48] Magna Powertrain (2020): KULI Theory Manual. Version 14. Hg. v. Magna Powertrain.
- [49] Mahmud, Amirul Haniff; Che Daud, Zul Hilmi; Asus, Zainab (2017): The Impact of battery operating temperature and state of charge on the lithium-ion battery internal resistance. Jurnal. Universiti Teknologi Malaysia, Malaysia. Faculty of Mechanical Engineering,
- [50] Mohr, Martin (2020): Temperaturabweichung in Österreich bis 2019. Klimamonitoring. ZAMG
- [51] Monsen, Jon (2014): An overview of engineering mathematics, process dynamics and PID Control.
- [52] Moon Soo Kim (2020): 70Ah Lithium-Ion Battery. Technical Data Sheet Rev.1.6. Hg. v. Kokam Co., Ltd.
- [53] Neudorfer, Harald (2008): Vergleich unterschiedlicher Antriebsmaschinen im Traktionsbereich. Innovative Antriebe - erfolgreich durch Intelligenz und Effizienz. Institut für elektrische Energiewandlung. Traktionssysteme Austria GmbH. Wien, 11.04.2008.
- [54] Nikiforow, K.; Pennanen, J.; Ihonon, J.; Uski, S.; Koski, P.: Power ramp rate capabilities of a 5 kW proton exchange membrane fuel cell system with discrete ejector control. In:, Bd. 381, S. 30–37.
- [55] Nolan, John (2009): Modeling and control of an automotive fuel cell thermal system. Masterthesis. Kate Gleason College of Engineering, Rochester. Rochester Institute of Technology.
- [56] Odne Stokke Burheim (2009): Thermal Signature and Thermal Conductivities of PEM Fuel Cells. Thesis for degree philosophiae doctor. Norwegian University of Science and Technology, Trondheim. Department of Chemistry.

- [57] Pell, Johannes; Schörghuber, Christoph; Schubert, Thomas; Ozil, Suheda: Energie- und Lebensdauermanagement für Brennstoffzellen-Lkw. In: *ATZ heavyduty*, 04/2020, S. 42–46.
- [58] Pellegrino, Gianmario; Vagati, Alfredo; Boazzo, Barbara; Guglielmi, Paolo: Comparison of Induction and PM Synchronous Motor Drives for EV Application Including Design Examples. In: , Bd. 48, S. 2322–2332.
- [59] Pelletier, Samuel; Jabali, Ola; Laporte, Gilbert; Veneroni, Marco (2017): Battery degradation and behaviour for electric vehicles: Review and numerical analyses of several models.
- [60] Pukrushpan, Jay T.; Peng, Huei; Stefanopoulou, Anna G. (2002): Simulation and Analysis of Transient Fuel Cell System Performance Based on a Dynamic Reactant Flow Model. New Orleans, Louisiana, S. 637–648.
- [61] Rabbani, Abid; Rokni, Masoud: Dynamic characteristics of an automotive fuel cell system for transitory load changes. In: , Bd. 1, S. 34–43.
- [62] Ren, Dongsheng; Feng, Xuning; Lu, Languang; He, Xiangming; Ouyang, Minggao: Overcharge behaviors and failure mechanism of lithium-ion batteries under different test conditions. In: , Bd. 250, S. 323–332.
- [63] Röck, M., Martin, R. and Hausberger, S. (2020): JEC Tank-To-Wheels report v5: Heavy duty vehicles. Tank-to-Wheels analysis of future automotive fuels and powertrains in the European context. Unter Mitarbeit von Hanarp, P., Bersia, C., Colombano, M., Gräser, H., Gomes Marques, G., Mikaelsson, H., De Prada, L., Prussi, M., Lonza, L., Yugo, M. and Hamje, H. Hg. v. Publications Office of the European Union. Luxembourg.
- [64] Rosenfeld, Daniel C.; Lindorfer, Johannes; Fazeni-Fraisl, Karin: Comparison of advanced fuels—Which technology can win from the life cycle perspective? In: , Bd. 238, S. 117879.
- [65] Samsung SDI Co. Ltd. (2015): Introduction of Samsung SDI's 94 Ah cells. Hg. v. Samsung SDI Co. Ltd.
- [66] Schmidt, Jan Philipp: Verfahren zur Charakterisierung und Modellierung von Lithium-Ionen Zellen. Dissertation. Online verfügbar unter <http://digbib.ubka.uni-karlsruhe.de/volltexte/1000036622>.
- [67] Schütz, Thomas (Hg.) (2013): Hucho - Aerodynamik des Automobils. Strömungsmechanik, Wärmetechnik, Fahrdynamik, Komfort ; mit 49 Tabellen. 6., vollständig überarbeitete und erweiterte Auflage. Wiesbaden: Springer Vieweg (ATZ / MTZ-Fachbuch). Online verfügbar unter <http://site.ebrary.com/lib/alltitles/docDetail.action?docID=10763118>.
- [68] Shang Heon, Lee (2011): Specification of product of Lithium-Ion Rechargeable Cell. Model: ICR18650-32A. Hg. v. Samsung SDI Co. ,Ltd. Mobile Energy Division.
- [69] Somolinka, Tom (2018): Studie IndWEde – Industrialisierung der Wasserelektrolyse in Deutschland: Chancen und Herausforderungen für nachhaltigen Wasserstoff für Verkehr, Strom und Wärme. Unter Mitarbeit von Nikolei Wiebke, Philip Stercjele, Andreas Palzer, Franz Lehner, Malte Jansen, Steffen Kiemel et al. Hg. v. NOW GmbH. Berlin.

- [70] Song, Ke; Li, Feiqiang; Hu, Xiao; He, Lin; Niu, Wenxu; Lu, Sihao; Zhang, Tong: Multi-mode energy management strategy for fuel cell electric vehicles based on driving pattern identification using learning vector quantization neural network algorithm. In: , Bd. 389, S. 230–239.
- [71] Springer, T. E. et al.: Polymer Electrolyte Fuel Cell Model. In: Journal of The Electrochemical Society, Bd. 138, S. 2334–2342.
- [72] Stan, Cornel (2020): Alternative Antriebe für Automobile. 5th ed. 2020.
- [73] STATISTIK AUSTRIA (2018): Gütereinsatzstatistik, Großhandelspreisindex 2018, VPI 2018; Bundesministerium für Nachhaltigkeit und Tourismus
- [74] Steininger, K.W., Bednar-Friedl, B., Knittel, N., Kirchengast, G., Nabernegg, S., Williges, K., Mestel, R., Hutter, H.-P., Kenner, L. (2020): Klimapolitik in Österreich: Innovationschance Coronakrise und die Kosten des Nicht-Handelns. Research Briefs. Universität Graz, Graz. Wegener Center für Klima und Globalen Wandel.
- [75] Stephan, Peter; Kabelac, Stephan; Kind, Matthias; Mewes, Dieter; Schaber, Karlheinz; Wetzels, Thomas (2019): VDI-Wärmeatlas. Fachlicher Träger VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen. 12th ed. 2019. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg; Imprint: Springer Vieweg (VDI Springer Reference).
- [76] Töpler, Johannes; Lehmann, Jochen (2014): Wasserstoff und Brennstoffzelle. Technologien und Marktperspektiven. Berlin: Springer Vieweg (SpringerLink). Online verfügbar unter <http://search.ebscohost.com/login.aspx?direct=true&scope=site&db=nlebk&db=nlabk&AN=668268>.
- [77] Trattner, Alexander; Klell, Manfred (2020): Wasserstoff in der Energie- und Verkehrstechnik. LV-Skript. Technische Universität Graz, Graz. Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik.
- [78] Uitz, M.; Sternad, M.; Breuer, S.; Täubert, C.; Traußnig, T.; Hennige, V. et al.: Aging of Tesla's 18650 Lithium-Ion Cells: Correlating Solid-Electrolyte-Interphase Evolution with Fading in Capacity and Power. In: , Bd. 164, A3503-A3510.
- [79] Wang, Michael (2012): Life-Cycle Analysis of Vehicle and Fuel Systems with the GREET. Hg. v. Argonne National Laboratory. Elgowainy, Amgad; Han, Jeongwoo; Cai, Hao. Argonne.
- [80] Wimmer, Andreas (2018): Thermodynamik des Verbrennungsmotors. Skriptum. Technische Universität Graz, Graz. Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik.
- [81] Xiong, Siqin; Ji, Junping; Ma, Xiaoming: Comparative Life Cycle Energy and GHG Emission Analysis for BEVs and PhEVs: A Case Study in China (5).
- [82] YAN, X.; HOU, M.; SUN, L.; LIANG, D.; SHEN, Q.; XU, H. et al.: AC impedance characteristics of a 2kW PEM fuel cell stack under different operating conditions and load changes. In: , Bd. 32, S. 4358–4364.

- [83] **Zechmeister, Andreas et al. (2020): Klimaschutzbericht 2020. REP-0738. Hg. v. Umweltbundesamt GmbH. Umweltbundesamt GmbH. Wien.**
- [84] **Zhao, Haoran; Wu, Qiuwei; Hu, Shuju; Xu, Honghua; Rasmussen, Claus Nygaard: Review of energy storage system for wind power integration support. In:, Bd. 137, S. 545–553.**
- [85] **Zheng, Hongpeng; Lei, Yulong; Song, Pengxiang: Hydraulic retarders for heavy vehicles: Analysis of fluid mechanics and computational fluid dynamics on braking torque and temperature rise. In: International Journal of Automotive Technology, Bd. 18, S. 387–396.**

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1-1 Vergleich der Energiedichten und Kosten [38], [17], [73] .....	2
Abbildung 1-2 Well-to-Tank Analyse [38],[21] .....	4
Abbildung 1-3 Tank-to-Wheel Analyse [63] .....	4
Abbildung 1-4 Well-to-Wheel Analyse [38],[21],[63].....	5
Abbildung 2-1 Aufbau und Prinzip einer Brennstoffzelle [38] .....	8
Abbildung 2-2 Reduktion an der Dreiphasengrenze .....	9
Abbildung 2-3 Strom-Spannungs-Kennlinie (Polarisationskurve) einer Brennstoffzelle [38].....	10
Abbildung 2-4 Einflüsse der Betriebsparameter auf die Strom-Spannungs-Kennlinie [82], [76].....	12
Abbildung 2-5 Aufbau eines Brennstoffzellenstapels mit Bipolarplatten [38] .....	13
Abbildung 2-6 Leistung und Wirkungsgrad des Brennstoffzellenstacks und –systems [38] .....	14
Abbildung 2-7 Schematischer Aufbau eines PEM Brennstoffzellensystem [61] .....	14
Abbildung 2-8 Kühlkreislauf eines Brennstoffzellenstacks [38] .....	16
Abbildung 2-9 Auswirkung der Alterung auf die UI-Kennlinie .....	17
Abbildung 2-10 Galvanische Zelle am Beispiel Graphit/Lithiumkobaltoxid [66].....	19
Abbildung 2-11 Gehäuseformen von Lithium-Ionen-Batterien [66] .....	22
Abbildung 2-12 Prinzipielle Modellierung der Zellkühlung: a Luftkühlung, b Bodenkühlung, c passive Seitenkühlung, d aktive Seitenkühlung, e Ableiterkühlung [40] .....	24
Abbildung 2-13 Batteriekühlkonzepte a mit Luftkühlung, b mit direkter Kältemittelkühlung, c mit Sekundärkreislauf [40] .....	25
Abbildung 2-14 Drehzahl-Drehmoment Verlauf einer elektrischen Maschine [12] .....	27
Abbildung 2-15 Komponenten eines Kühlmittelkühlers [67] .....	29
Abbildung 2-16 Wärmeleistungskennfeld eines Kühlers [67] .....	30
Abbildung 2-17 Prinzip und Aufbau eines hydrodynamischen Retarders (MAN) [33].....	31
Abbildung 2-18 Aufbau eines elektrodynamischen Retarders [33] .....	31
Abbildung 3-1 Schematischer Aufbau der Simulation.....	33
Abbildung 3-2 Fahrzeugarchitektur des LKW-Hybrid mit Brennstoffzelle.....	34
Abbildung 3-3 Rollwiderstandsbeiwert von Nutzfahrzeugen für 20 bis 24 Zoll Bereifung [33] .....	35
Abbildung 3-4 Drehmassenzuschlagsfaktor $\lambda$ von Nutzfahrzeugen als Funktion der Getriebeübersetzung $i_K$ : 1 Lkw mit $m = 15$ t, 2 Lkw mit $m = 13$ t, 3 Lkw mit Hänger [33] .....	35
Abbildung 3-5 Schematische Darstellung des Gangschaltmodells .....	36
Abbildung 3-6 Vergleich der kostenoptimierten und der effizienzoptimierten Auslegung .....	37
Abbildung 3-7 Schematischer Aufbau des Kabinenluftpfades.....	39
Abbildung 3-8 Multi-Zonen-Modell der Fahrgastkabine [47] .....	40
Abbildung 3-9 Schematischer Aufbau des Retarders.....	41
Abbildung 3-10 Thermisches Modell des Retarders.....	42
Abbildung 3-11 Kopplung der MATLAB Simulink - KULI Ko-Simulation.....	42
Abbildung 3-12 Schematischer Aufbau der Brennstoffzellenmodellierung .....	43
Abbildung 3-13 System- und Stack-Wirkungsgradkennlinie/ Effektiver Wirkungsgrad und Verluste der Brennstoffzelle [31].....	45
Abbildung 3-14 Thermisches Modell der Brennstoffzelle .....	47
Abbildung 3-15 Kühlmittelkreislauf der Brennstoffzelle.....	48
Abbildung 3-16 Pumpenkennfeld einer elektrischen Kühlmittelpumpe [6].....	48
Abbildung 3-17 Schematischer Aufbau der Batteriemodellierung .....	50
Abbildung 3-18 Impedanzmodell der Batterie .....	51
Abbildung 3-19 Kennfeld des Batterieinnenwiderstandes .....	52
Abbildung 3-20 Thermisches Modell der Batterie zelle .....	53
Abbildung 3-21 Kühlmittelkreislauf der Batterie .....	54
Abbildung 3-22 Schematischer Aufbau der E-Maschinenmodellierung.....	54
Abbildung 3-23 Thermisches Modell der E-Maschine .....	55
Abbildung 3-24 Kühlkreislauf der E-Maschine .....	56
Abbildung 3-25 Schematischer Aufbau des Luftpfades.....	57
Abbildung 3-26 Kühlkreislauf für die Parametervariation.....	58
Abbildung 3-27 Kühlkreislauf für die Kühlerauslegung.....	59
Abbildung 3-28 Schematischer Aufbau der brennstoffzellendynamischen Betriebsstrategie.....	60
Abbildung 3-29 Arbeitsbereiche der Betriebsstrategien .....	61
Abbildung 3-30 Regelungsverlauf der Regelgrößen.....	61
Abbildung 3-31 PI-Regelung .....	62
Abbildung 3-32 Anzustrebende Innenraumtemperatur [1] .....	64

Abbildung 4-1 Fahrgeschwindigkeit und reaktive Höhenlage des VECTO LH Fahrzyklus .....	66
Abbildung 4-2 Validierung der Längsdynamiksimulation durch VECTO.....	67
Abbildung 4-3 Fahrgeschwindigkeit und reaktive Höhenlage des Hochlast Fahrzyklus .....	67
Abbildung 4-4 Traktionsleistung des VECTO LH Fahrzyklus .....	68
Abbildung 4-5 Traktionsleistung des Hochlast Fahrzyklus .....	68
Abbildung 4-6 Leistungsflüsse der brennstoffzellendynamischen Betriebsstrategie .....	70
Abbildung 4-7 Leistungsflüsse der brennstoffzellenstationären Betriebsstrategie .....	70
Abbildung 4-8 Leistung der E-Maschine und der Nebenverbraucher im VECTO LH Zyklus .....	71
Abbildung 4-9 Vergleich der Brennstoffzellenleistungen im VECTO LH Zyklus .....	71
Abbildung 4-10 Vergleich der Batterieleistungen im VECTO LH Zyklus .....	72
Abbildung 4-11 Kühlerfläche in Abhängigkeit des Temperaturgefälles.....	75
Abbildung 4-12 Kühlmiteleintrittstemperatur des Brennstoffzellenstacks im VECTO LH Fahryklus.....	78
Abbildung 4-13 Kühlmiteleintrittstemperatur des Brennstoffzellenstacks im Hochlast Fahrzyklus .....	78
Abbildung 4-14 Lüfterantriebsdrehzahl, Kühlmiteleintrittstemperatur von Brennstoffzelle und E-Maschine im Hochlast Zyklus.....	79
Abbildung 4-15 Stellung des Hauptventils des Brennstoffzellenkreislaufs .....	79
Abbildung 4-16 Pumpendrehzahl und Kühlmitteltemperaturunterschied im Brennstoffzellenstack .....	80
Abbildung 4-17 Temperaturen des Kühlmittels und der Bipolarplatte .....	80
Abbildung 4-18 Druckdifferenz im Brennstoffzellenkühlkreislauf im VECTO LH Fahrzyklus .....	81
Abbildung 4-19 Kühlmiteleintrittstemperaturen des Brennstoffzellenstacks im VECTO LH Fahrzyklus mit Standardkühler.....	81
Abbildung 4-20 Kühlmiteleintrittstemperaturen des Brennstoffzellenstacks im Hochlast Fahrzyklus mit Standardkühler.....	82
Abbildung 4-21 Lüfterantriebsdrehzahl und Kühlmiteleintrittstemperatur des Brennstoffzellenstacks im VECTO LH Fahrzyklus mit Standardkühler .....	82
Abbildung 4-22 Leistungsbilanz des Brennstoffzellensystems .....	83
Abbildung 4-23 Kühlmiteleintrittstemperatur des Batterie im Hochlast Fahrzyklus .....	84
Abbildung 4-24 Leistung des Chiller im Hochlast Fahrzyklus .....	84
Abbildung 4-25 Aufteilung der Chillerleistung im Hochlast Zyklus .....	85
Abbildung 4-26 Temperatur des Aktivmaterials, Kühlmiteleintrittstemperatur und Verlustleistung der Batterie im Hochlast Fahrzyklus .....	85
Abbildung 4-27 Pumpendrehzahl und Kühlmitteltemperaturunterschied in der Batterie im Hochlast Fahrzyklus .....	86
Abbildung 4-28 Druckdifferenz im Batteriekühlkreislauf .....	86
Abbildung 4-29 Kühlmiteleintrittstemperatur des Batterie im VECTO LH Fahryklus .....	87
Abbildung 4-30 Wärmeleistungen des Gegenstromwärmetauschers und des elektrischen Zusatzheizers im VECTO LH Fahrzyklus.....	87
Abbildung 4-31 Batterieverlustleistung im VECTO LH Fahrzyklus .....	88
Abbildung 4-32 Druckdifferenz im Batteriekühlkreislauf .....	88
Abbildung 4-33 Unterschiedliche Wärmeleitungsrichtungen in der Batteriezelle .....	89
Abbildung 4-34 Temperaturverteilung in der Batteriezelle bei guter Wärmeleitung in z-Richtung und schlechter Wärmeleitung in x- und y-Richtung .....	90
Abbildung 4-35 Temperaturverteilung in der Batteriezelle bei guter Wärmeleitung in y-Richtung und schlechter Wärmeleitung in x- und z-Richtung .....	90
Abbildung 4-36 Elektrische Leistung der E-Maschine .....	91
Abbildung 4-37 Verlustleistung der E-Maschine.....	91
Abbildung 4-38 Kühlmiteleintrittstemperatur der E-Maschine im Hochlast Fahryklus .....	92
Abbildung 4-39 Pumpendrehzahl und Kühlmitteltemperaturunterschied in der E-Maschine.....	92
Abbildung 4-40 Druckdifferenz im E-Maschinenkreislauf.....	93
Abbildung 4-41 Stellung des Ventils im E-Maschinenkreislaufs .....	93
Abbildung 4-42 Vergleich der Ist- zur Soll-Temperatur im Fahrgastraum.....	94
Abbildung 4-43 Temperaturen im Kopfbereich, beim Eintritt und Austritt der Fahrgastzelle .....	94
Abbildung 4-44 Leistung des Klimaverdampfer .....	95
Abbildung 4-45 Antiebsdrehzahl des Gebläses für die Fahrgastkabine .....	95
Abbildung 4-46 Vergleich der Ist- zur Soll-Temperatur im Fahrgastraum.....	96
Abbildung 4-47 Wärmeleistung die über den Wärmetauscher vom Brennstoffkreislauf bezogen wird .....	96
Abbildung 4-48 Energiebilanz im VECTO LH Fahrzyklus mit der klimatischen Randbedingung "Sommer" ....	98
Abbildung 4-49 Energiebilanz im VECTO LH Fahrzyklus mit der klimatischen Randbedingung "Winter" .....	100
Abbildung 4-50 Energiebilanz im VECTO LH Fahrzyklus mit der klimatischen Randbedingung "Winter" und verändertem Luftwiderstand.....	102

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 1-1 Technische Daten der Vergleichsfahrzeuge.....	3
Tabelle 2-1 Parameter von Lithium-Ionen-Batterien mit unterschiedlicher Gehäuseform .....	22
Tabelle 3-1 Regelungsstrategie des Brennstoffzellenkreislaufs.....	63
Tabelle 3-2 Regelungsstrategie des Batteriekreislaufs.....	63
Tabelle 3-3 Regelungsstrategie des E-Maschinenkreislaufs .....	64
Tabelle 3-4 Regelungsstrategie der Fahrgastkabine.....	65
Tabelle 4-1 Klimatischen Randbedingungen der Simulation.....	66
Tabelle 4-2 Traktionsleistung, Vortriebsleistung und Rekuperationsleistung der Fahrzyklen.....	68
Tabelle 4-3 Mittlere Leistungen im Antriebsstrang des Simulationsfahrzeuges.....	69
Tabelle 4-4 Lastzyklen der Batterie und der Brennstoffzelle im VECTO LH Fahrzyklus .....	72
Tabelle 4-5 Prozentuelle Schädigung der Batterie und der Brennstoffzelle.....	73
Tabelle 4-6 Vergleich der Betriebsstrategien im VECTO LH Zyklus .....	74
Tabelle 4-7 Ergebnisse der Auslegung des Kreislaufs der Brennstoffzelle .....	76
Tabelle 4-8 Ergebnisse der Auslegung des Kreislauf der E-Maschine .....	76
Tabelle 0-1 Parameter des Simulationsfahrzeuges.....	116
Tabelle 0-2 Parameter des Antriebsstranges .....	116
Tabelle 0-3 Parameter des Brennstoffzellensystems.....	116
Tabelle 0-4 Parameter der Brennstoffzellenmembran [56] .....	117
Tabelle 0-5 Parameter der Brennstoffzellenelektrode (Anode und Kathode) [56].....	117
Tabelle 0-6 Parameter der Gasdiffusionsschicht [56] .....	117
Tabelle 0-7 Parameter der Bipolarplatte [5].....	118
Tabelle 0-8 Parameter des Kühlkanals einer einzelnen Brennstoffzelle .....	118
Tabelle 0-9 Parameter des Batteriesystems.....	118
Tabelle 0-10 Parameter der Batteriezelle [65] .....	118
Tabelle 0-11 Geometrische Parameter der Batteriezelle [65] .....	119
Tabelle 0-12 Parameter des Aktivmaterials [44].....	119
Tabelle 0-13 Parameter des Kühlkanals der Batterie .....	119
Tabelle 0-14 Parameter der E-Maschine .....	119
Tabelle 0-15 Parameter des Kühlkanals der E-Maschine.....	120

## Anhang

### Parameter des Fahrzeugs

Tabelle 0-1 Parameter des Simulationsfahrzeuges

Parameter	Abkürzung	Wert	Einheit
Fahrzeugmasse	$M_{Fzg}$	40000	kg
Fahrzeug-Stirnfläche	$A_{Fzg}$	9,6	m <sup>2</sup>
Dynamischer Raddurchmesser	$r_{dyn}$	0,4922	m
cw-Wert des Fahrzeuges	$cW_{Fzg}$	0,672	-
Konstante Rollwiderstandsbeiwert	$f_{r,konst}$	0,005	-
Dynamischer Rollwiderstandsbeiwert	$f_{r,dyn}$	0,000038	-

Tabelle 0-2 Parameter des Antriebsstranges

Parameter	Abkürzung	Wert	Einheit
Übersetzung des Differentials	$i_{Differential}$	3	-
Übersetzung des Retarders	$i_{Retarder}$	1,28	-
Übersetzung des ersten Gang	$i_{G1}$	17	-
Übersetzung des zweiten Gang	$i_{G2}$	13	-
Übersetzung des dritten Gang	$i_{G3}$	10	-
Übersetzung des vierten Gang	$i_{G4}$	4	-
Grenzdrehzahl zum Schaltvorgang	$n_{Schalt}$	7000	U/min
Effizienz des Differentials	$\eta_{Differential}$	0,93	-
Effizienz des Getriebes	$\eta_{Getriebe}$	0,95	-

### Parameter der Brennstoffzelle

Tabelle 0-3 Parameter des Brennstoffzellensystems

Parameter	Abkürzung	Wert	Einheit
Stackanzahl	$n_{Stack}$	2	-
Leistung pro Stack	$P_{Stack}$	130	kW
Aktive Zellfläche	$A_{Zelle}$	300	cm <sup>2</sup>

Anodendruck	$p_{\text{Anode}}$	2	bar
Kathodendruck	$p_{\text{Kathode}}$	2	bar
Leistungsänderungsrate [54]	$dP_{\text{Stack}}$	17	kW/s
Wirkungsgrad des DCDC-Wandlers	$\eta_{\text{DCDC}}$	0,989	-

Tabelle 0-4 Parameter der Brennstoffzellenmembran [56]

Parameter	Abkürzung	Wert	Einheit
Dichte	$\rho_{\text{Membran}}$	1970	kg/m <sup>3</sup>
Spezifische Wärmekapazität	$c_{p,\text{Membran}}$	1100	J/kg*K
Dicke [24]	$d_{\text{Membran}}$	$30 \cdot 10^{(-6)}$	m
Wärmeleitfähigkeit	$\lambda_{\text{Membran}}$	0,21	W/m*K
Fläche	$A_{\text{Membran}}$	300	cm <sup>2</sup>

Tabelle 0-5 Parameter der Brennstoffzellenelektrode (Anode und Kathode) [56]

Parameter	Abkürzung	Wert	Einheit
Dichte	$\rho_{\text{Elektrode}}$	387	kg/m <sup>3</sup>
Spezifische Wärmekapazität	$c_{p,\text{Elektrode}}$	770	J/kg*K
Dicke	$d_{\text{Elektrode}}$	$20 \cdot 10^{(-6)}$	m
Wärmeleitfähigkeit	$\lambda_{\text{Elektrode}}$	0,5	W/m*K
Fläche	$A_{\text{Elektrode}}$	300	cm <sup>2</sup>

Tabelle 0-6 Parameter der Gasdiffusionsschicht [56]

Parameter	Abkürzung	Wert	Einheit
Dichte	$\rho_{\text{GDL}}$	2000	kg/m <sup>3</sup>
Spezifische Wärmekapazität	$c_{p,\text{GDL}}$	840	J/kg*K
Dicke	$d_{\text{GDL}}$	$300 \cdot 10^{(-6)}$	m
Wärmeleitfähigkeit	$\lambda_{\text{GDL}}$	0,54	W/m*K
Fläche	$A_{\text{GDL}}$	300	cm <sup>2</sup>

Tabelle 0-7 Parameter der Bipolarplatte [5]

Parameter	Abkürzung	Wert	Einheit
Dichte	$\rho_{BPP}$	1625	kg/m <sup>3</sup>
Spezifische Wärmekapazität	$c_{p,BPP}$	770	J/kg*K
Dicke	$d_{BPP}$	$6 \cdot 10^{-2}$	m
Wärmeleitfähigkeit	$\lambda_{BPP}$	9,15	W/m*K
Fläche	$A_{BPP}$	150	cm <sup>2</sup>

Tabelle 0-8 Parameter des Kühlkanals einer einzelnen Brennstoffzelle

Parameter	Abkürzung	Wert	Einheit
Höhe	$h_{BZ, KK}$	$2 \cdot 10^{-3}$	m
Breite	$b_{BZ, KK}$	$10 \cdot 10^{-3}$	m
Länge	$l_{BZ, KK}$	0,53	m
Anzahl der parallelen Kanäle	$n_{BZ, KK}$	5	-
Fläche	$A_{BZ, KK}$	0,0636	m <sup>2</sup>

## Parameter der Batterie

Tabelle 0-9 Parameter des Batteriesystems

Parameter	Abkürzung	Wert	Einheit
Batteriezellen in Serie	$n_{Bat, s}$	216	-
Batteriezellen Parallel	$n_{Bat, n}$	2	-
Minimal zulässiger SOC	$SOC_{min}$	0,1	-
Maximal zulässiger SOC	$SOC_{max}$	0,9	-

Tabelle 0-10 Parameter der Batteriezelle [65]

Parameter	Abkürzung	Wert	Einheit
Nominelle Spannung	$U_{Zelle}$	3,68	V
Nominelle Kapazität	$Cap_{Zelle}$	94	Ah
Widerstand	$R_{Zelle}$	0,001	$\Omega$
Gewicht	$m_{Zelle}$	2,1	kg

C-Rate nominell (Spitzenwert) Laden	$C\text{-Rate}_{\text{Laden}}$	0,77 (2,9)	
C-Rate nominell (Spitzenwert) Entladen	$C\text{-Rate}_{\text{Entladen}}$	1,6 (4,4)	

Tabelle 0-11 Geometrische Parameter der Batteriezelle [65]

Parameter	Abkürzung	Wert	Einheit
Zellhöhe	$h_{\text{Zelle}}$	0,125	m
Zellbreite	$b_{\text{Zelle}}$	0,173	m
Zelltiefe	$t_{\text{Zelle}}$	0,045	m
Gehäusedicke	$d_{\text{Zellgehäuse}}$	0,0015	m

Tabelle 0-12 Parameter des Aktivmaterials [44]

Parameter	Abkürzung	Wert	Einheit
Dichte	$\rho_{\text{Aktivmaterial}}$	2560	kg/m <sup>3</sup>
Spezifische Wärmekapazität	$c_{p,BPP}$	975	J/kg*K
Wärmeleitfähigkeit entlang der Elektrode	$\lambda_{\text{Aktivmaterial,in}}$	30,8	W/m*K
Wärmeleitfähigkeit rechtwinklig zur El.	$\lambda_{\text{Aktivmaterial,durch}}$	0,95	W/m*K

Tabelle 0-13 Parameter des Kühlkanals der Batterie

Parameter	Abkürzung	Wert	Einheit
Höhe	$h_{\text{Batterie, KK}}$	0,01	m
Breite	$b_{\text{Batterie, KK}}$	0,03	m
Länge	$l_{\text{Batterie, KK}}$	2,43	m
Anzahl der parallelen Kanäle	$n_{\text{Batterie, KK}}$	8	-
Fläche	$A_{\text{Batterie, KK}}$	1,56	m <sup>2</sup>

## Parameter der E-Maschine

Tabelle 0-14 Parameter der E-Maschine

Parameter	Abkürzung	Wert	Einheit
Maximale Leistung	$P_{EM,max}$	525	kW
Maximales Drehmoment	$M_{EM,max}$	1100	Nm
Maximale Drehzahl	$n_{EM,max}$	12000	U/min

Tabelle 0-15 Parameter des Kühlkanals der E-Maschine

Parameter	Abkürzung	Wert	Einheit
Höhe	$h_{EM, KK}$	0,005	m
Breite	$b_{EM, KK}$	0,04	m
Länge	$l_{EM, KK}$	1,18	m
Anzahl der parallelen Kanäle	$n_{EM, KK}$	12	-
Fläche	$A_{EM, KK}$	1,27	m <sup>2</sup>

### Parameter der Fahrgastzelle

Parameter	Abkürzung	Wert	Einheit
Höhe	$h_{Kab}$	1,935	m
Breite	$b_{Kab}$	2,24	m
Länge	$l_{EM, KK}$	2,145	m
Volumen	$V_{Kab}$	8,3	m <sup>3</sup>
Fläche der Fenster	$A_{Kab, Fenster}$	3,54	m <sup>2</sup>
Fläche des Daches	$A_{Kab, Fenster}$	4,58	m <sup>2</sup>
Fläche der Seiten und Rückwand	$A_{Kab, Dach}$	9,65	m <sup>2</sup>
Fläche des Bodens	$A_{Kab, Boden}$	4,94	m <sup>2</sup>