

Optimierung der Wärmebereitstellung in Thermomanagementsystemen elektrisch betriebener Stadtbusse

Zur Erlangung des akademischen Grades eines

**DOKTORS DER INGENIEURWISSENSCHAFTEN
(Dr.-Ing.)**

von der KIT-Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik
des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT)

angenommene

DISSERTATION

von

M. Eng. Tobias Rösch

geboren am 28.03.1995 in Tettngang

Tag der mündlichen Prüfung:

Hauptreferent:

Korreferent:

03.09.2024

Prof. Dr.-Ing. Eric Sax

Univ.-Prof. DI Dr. Alois Zoitl

Kurzfassung

Im öffentlichen Personennahverkehr trägt der Einsatz von Elektromobilität durch Reduzierung von CO₂-Emissionen zur Erreichung globaler Klimaziele bei. Die Reichweite von batterieelektrischen Bussen ist dabei ein entscheidender Faktor für deren wirtschaftliche und praktische Einsetzbarkeit bei Verkehrsunternehmen. Nach dem Antriebsstrang ist das Heizen, Lüften und Klimatisieren der Stadtbusse der zweitgrößte Energieverbraucher.

Eine Analyse des Thermomanagementsystems ergibt Optimierungspotenziale beim Beheizen des Fahrzeugs, welche einerseits auf den höheren Energiebedarf im Vergleich zum Kühlen zurückzuführen sind. Da die Wärmebereitstellung im Thermomanagementsystem durch eine Kombination aus verschiedenen Wärmequellen erfolgt, ergibt sich andererseits die Möglichkeit, den Gesamtenergieverbrauch durch eine übergreifende Regelung zu reduzieren.

Der derzeitige Stand der Technik hat die Regelungen des Thermomanagementsystems größtenteils vom konventionellen Dieselsbus übernommen. Diese sind darauf ausgelegt, bestimmte Temperaturvorgaben einzuhalten, ohne jedoch die Energieeffizienz des Systems zu optimieren.

Diese Arbeit befasst sich mit der Charakterisierung sowohl aktueller als auch potenziell zukünftiger Wärmequellen, um deren Eigenschaften und Beitrag zur Wärmebereitstellung zu verstehen. Im weiteren Verlauf wird ein Konzept für den Betrieb dieses Systems aus Wärmequellen entwickelt, das darauf abzielt, die Wärmequellen im Betrieb mit maximaler elektrischer Effizienz zu regeln. Dafür wird eine Modellprädiktive Regelung implementiert, die neben der Energieeffizienz auch den thermischen Komfort der Fahrgäste berücksichtigt und durch den flexiblen Aufbau des Systemmodells für unterschiedliche Fahrzeugmodelle und -varianten anwendbar ist.

Abstract

In local public transport, the use of electromobility helps to achieve global climate targets by reducing CO₂ emissions. The range of battery-electric buses is a decisive factor for their economical and practical usability by transport companies. The heating, ventilation and air conditioning of city buses is the second largest energy consumer after the drivetrain.

An analysis of the thermal management system reveals potential for optimization in heating the vehicle, which can be attributed to the higher energy requirement compared to cooling. Since heat is provided in the thermal management system by a combination of different heat sources, there is also the possibility of reducing overall energy consumption through comprehensive control.

The current state of the art has largely adopted the controls of the thermal management system from the conventional diesel bus. These are designed to maintain certain temperature specifications without optimizing the energy efficiency of the system.

This thesis deals with the characterization of both current and potential future heat sources in order to understand their properties and contribution to the heat supply. Afterwards a concept for the operation of this system of heat sources is developed, which aims to control the heat sources with maximum electrical efficiency. For this purpose, a model predictive control is implemented that takes into account not only energy efficiency but also the thermal comfort of the passengers and can be applied to different vehicle models and variants thanks to the flexible structure of the system model.

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung	I
Abstract	III
1 Einleitung	1
2 Grundlagen der Klimatisierung im Stadtbus	5
2.1 Bustypen und Einsatzzwecke	5
2.2 HVAC-System im Stadtbus	11
2.2.1 Wärmepumpe	15
2.2.2 Kältemittel	19
2.2.3 Transkritischer Prozess	20
2.2.4 Elektrische Widerstandsheizung	22
2.3 Regelung	24
2.3.1 Zweipunktregelung	24
2.3.2 PID-Regler	25
2.3.3 Fuzzy-Regelung	26
2.3.4 Modellprädiktive Regelung	28
2.4 Thermischer Komfort	32
2.5 Thermische Modellierung	38
2.6 E/E-Architekturen im Automobilbereich	46
2.6.1 Kommunikationsmodelle	46
2.6.2 Bussysteme	47
2.6.3 Architekturen	49
2.6.4 Entwicklungsprozesse	51

3	Systemanalyse und Stand der Wissenschaft und Technik	53
3.1	Problemstellung bei der Klimatisierung batterieelektrischer Stadtbusse	53
3.2	Morphologische Analyse	61
3.3	Zielsetzung der Forschung und Umsetzung	67
3.4	Bereitstellung von Wärme-/Kälteleistung	70
3.4.1	Wärmepumpen	70
3.4.2	Bremswiderstand	70
3.4.3	Fossiles Zusatzheizgerät	71
3.4.4	Thermische Speicher	72
3.5	Verteilung und Transport von Wärme/Kälte	76
3.5.1	Thermische Anbindung der Fahrzeugkabine	76
3.5.2	Thermische Anbindung der Batterie	77
3.6	Einbringen von Wärme/Kälte in die thermische Umgebung	81
3.6.1	Thermische Verluste der Fahrzeugkabine	81
3.6.2	Energierückgewinnung aus Abluft	83
3.6.3	Verluste durch Kondensation	85
3.6.4	Oberflächenheizung	87
3.7	Angewandte Regelungsstrategien im HVAC-System	89
3.8	Auswertung der Analyse	92
4	Konzept zur Auswahl und Regelung von Wärmequellen im Heizbetrieb	95
4.1	Charakterisierung der Systemkomponenten	95
4.1.1	Wärmequellen	95
4.1.2	Transportwege	97
4.1.3	Wärmesenken	98
4.2	Anforderungen an Wärmebedarf	100
4.3	Betrieb und Regelung der Wärmequellen	106
4.3.1	Auswahl Regelungskonzept	106
4.3.2	Mehrstufiger Aufbau des Systemmodells	110
4.3.3	Aufstellen einer Kostenfunktion	117
4.4	Verlagerung der Regelung in die Cloud	119

5	Umsetzung	123
5.1	Implementierung des Systemmodells	124
5.1.1	Wärmepumpe	124
5.1.2	Elektrischer Widerstand	127
5.1.3	Zusatzheizgerät	128
5.1.4	Kabinenmodell	130
5.2	Implementierung der Modellprädiktiven Regelung	131
5.3	Simulative Validierung	133
5.4	Bewertung der Ergebnisse	136
6	Zusammenfassung und Ausblick	141
A	Anhang	145
A.1	Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten einer Fahrzeugwand	145
A.2	Berechnung des Wärmeverlusts an die Umgebung einer Fahrzeugkabine	146
A.3	Berechnung der Kondensationsverluste im Kühlfall	147
A.4	Vergleich der Wärmeübertragungskapazität flüssiger und gasförmiger Kühlmittel	148
A.5	Auswirkungen der Energieeinsparung bei der Wärmebereitstellung in einer elektrifizierten Stadtbusflotte	149
	Abkürzungen und Symbole	151
	Physikalische Konstanten	159
	Verzeichnisse	160
	Abbildungsverzeichnis	160
	Tabellenverzeichnis	165
	Literaturverzeichnis	167
	Eigene Veröffentlichungen	183
	Betreute studentische Arbeiten	185

1 Einleitung

Der Klimawandel ist ein weltweit relevantes Thema, welches aktuell die Politik, Wissenschaft und Technik prägt, sowie diese vor neue Herausforderungen stellt. So will die Europäische Union Treibhausgasemissionen bis 2030 um 55 % gegenüber dem Niveau von 1990 senken und strebt bis 2050 eine vollständige Klimaneutralität an [14]. Im Gegensatz zu anderen Sektoren stiegen die CO₂-Emissionen im Verkehrsbereich aber seit 1990 an, was auf eine immer mobiler werdende Gesellschaft und steigende Anzahl an Personenkraftwagen (Pkw) zurückzuführen ist [36]. Um auch in diesem Sektor die Klimaziele zu erreichen, sollte die Anzahl der Pkw reduziert, der Ausbau von öffentlichen Verkehrsmitteln gefördert und vermehrt emissionsärmere bzw. -freie Technologien eingesetzt werden. Daher liegt aktuell ein starker Fokus auf dem Thema Elektromobilität. Während die Eisenbahn durch den systembedingten Vorteil einer Oberleitung bereits Vorreiter im Bereich Elektromobilität ist, setzt sich diese im Straßenverkehr erst langsam durch. Einer der Gründe dafür ist die durch Batterien begrenzte Reichweite bei gleichzeitig langen Ladezeiten.

Im *öffentlichen Personennahverkehr* (ÖPNV) kommen bereits vermehrt *betriebetriebene Elektrobusse* (BEBs) zum Einsatz. Für die Verkehrsbetriebe bringt dies allerdings eine große Herausforderung bei der effizienten Zuweisung der Fahrzeuge zu Routen und Fahrplänen mit sich [71]. Hier ist neben der Größe der Reichweite auch deren verlässliche Planbarkeit essenziell. Lange Routen und Tagesumläufe können nicht mehr durch die gleiche Anzahl an Fahrzeugen abgedeckt werden und somit müssen mehr Fahrzeuge bei gleichzeitig höheren Stückkosten beschafft werden. Die pro Fahrzeug geringeren Betriebskosten verschlechtern sich bei Betrachtung der kompletten Flotte aufgrund von langen und häufigen Stillstandszeiten beim Laden. Mit Technologien wie dem Tausch von Batterien, lassen sich Standzeiten von BEBs verringern [18], aufgrund der dafür notwendigen Infrastruktur hat sich für die Fahrzeughersteller jedoch eine Maximierung der Reichweite und der Ladegeschwindigkeit als wettbewerbsentscheidend herausgestellt.

Die Reichweite von BEBs ergibt sich aus der verfügbaren Batteriekapazität und dem Gesamtenergieverbrauch des Fahrzeugs. Die Batteriekapazität kann bei begrenztem Bauraum nur durch Erhöhung der Energiedichte erreicht werden, was fortlaufender Bestandteil der Batterieforschung ist. Neben dem Antriebsstrang ist die Klimatisierung (Heizen, Lüften und Kühlen) des Fahrzeugs einer der größten und volatilsten Verbraucher. Der bei gemäßigten Temperaturen geringe Verbrauch steigt bei kalten oder warmen Bedingungen um ein Vielfaches an, wodurch sich der Gesamtenergieverbrauch in diesen Extrempunkten mehr als verdoppeln kann [108]. Im Gegensatz zu konventionellen Fahrzeugen entfällt bei BEBs im Heizbetrieb die sonst nutzbare Abwärme des Verbrennungsmotors, wohingegen moderne elektrische Antriebsstränge kaum nutzbare Abwärme produzieren [69]. Aus diesen Gründen wird der Fahrzeugklimatisierung sowohl eine große Notwendigkeit, als auch ein großes Potential zur Optimierung der Energieeffizienz zugeschrieben.

Die Haupttreiber der Forschung für kältetechnische Anlagen und Klimatisierungssysteme waren lange Zeit fast ausschließlich aus den Bereichen der Gebäude- und Verfahrenstechnik, weil durch die enorme Menge der dort benötigten Wärme-/Kälteleistung eine Optimierung der Effizienz sehr wirtschaftlich ist. Bei der Klimatisierung von konventionellen Fahrzeugen war die möglicherweise zu erreichende Verringerung des Kraftstoffverbrauchs dafür nicht relevant genug. Erst seit dem Einzug der Elektromobilität stammt immer mehr Forschung zu dem Thema auch aus der Pkw- und Nutzfahrzeugsparte. Bei der Übertragung dieser Forschungsergebnisse auf die Klimatisierung von Stadtbussen müssen Besonderheiten durch deren Einsatz im Linienbetrieb beachtet werden. Dies sind z. B. die in oft kurzen Abständen vorkommenden Türöffnungen und der damit einhergehende Störeinfluss auf die Kabinentemperatur. Für die Optimierung der Gesamtenergieeffizienz muss also nicht nur die Effizienz von einzelnen Komponenten betrachtet werden, sondern auch die für den Stadtbus relevanten Eigenschaften der Klimatisierung, das Zusammenspiel von Komponenten und die verwendeten Regelungsstrategien im Gesamtsystem analysiert werden.

Dabei orientiert sich die Arbeit an folgenden Leitfragen:

1. Was sind Einflussfaktoren auf den Energieverbrauch des Klimatisierungssystems eines modernen elektrisch betriebenen Stadtbusses?
2. Welche Potentiale zur Optimierung der Energieeffizienz lassen sich an unterschiedlichen Stellen im Klimatisierungssystem herausarbeiten?
3. Durch welche Strategien und Lösungsansätze lassen sich diese Optimierungspotentiale ausnutzen und wie groß ist die zu erwartende Verbesserung bei deren Umsetzung?
4. Welche prozessualen Rahmenbedingungen erleichtern eine möglichst generische Integration der erarbeiteten Lösungsansätze in Fahrzeugmodelle verschiedener Hersteller?

2 Grundlagen der Klimatisierung im Stadtbus

2.1 Bustypen und Einsatzzwecke

Im ÖPNV werden Kraftomnibusse zur Beförderung von Fahrgästen eingesetzt. Diese lassen sich in drei Fahrzeugklassen aufteilen (s. Definition 2.1).

Definition 2.1: Kraftomnibus

Ein Kraftomnibus ist ein zur Personenbeförderung ausgelegtes Kraftfahrzeug der Klassen M_2 ($zGM^a \leq 5 \text{ t}$) oder M_3 ($zGM > 5 \text{ t}$) mit mehr als acht Sitzplätzen neben dem Fahrersitz [23], [25]. Fahrzeuge mit einer Beförderungskapazität von mehr als 22 Fahrgästen werden in drei Fahrzeugklassen unterteilt [23]:

- **Klasse I:** Fahrzeuge mit Stehplätzen, die die Beförderung von Fahrgästen auf Strecken mit zahlreichen Haltestellen ermöglichen.
- **Klasse II:** Fahrzeuge, die hauptsächlich zur Beförderung sitzender Fahrgäste gebaut und so ausgelegt sind, dass die Beförderung stehender Fahrgäste im Gang und/oder in einem Bereich, der nicht größer ist als der Raum von zwei Sitzbänken, möglich ist.
- **Klasse III:** Fahrzeuge, die ausschließlich für die Beförderung sitzender Fahrgäste gebaut sind.

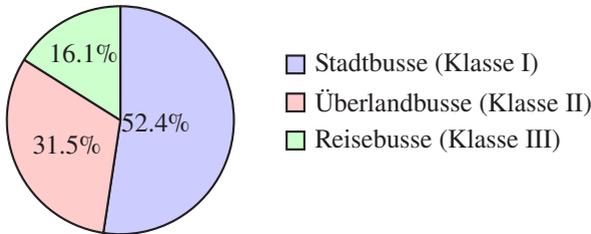
Ein Fahrzeug kann mehr als einer Klasse zugehören, wenn es für jede der entsprechenden Klassen genehmigt wird.

^a zulässige Gesamtmasse

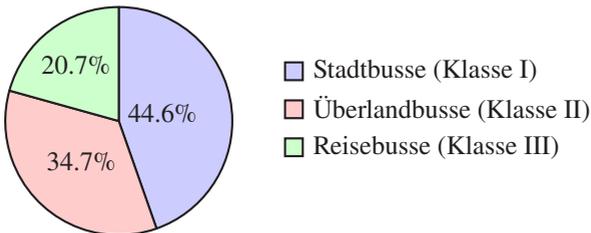
Fahrzeuge werden, dem Haupteinsatzzweck der jeweiligen Klasse nach, als Stadtbus (Klasse I), Regionalbus / Überlandbus (Klasse II) oder Reisebus (Klasse III) bezeichnet.

Einer Anfrage beim deutschen Kraftfahrt-Bundesamt nach können anhand der eingetragenen Schlüsselzahlen die jeweiligen Fahrzeugklassen nicht eindeutig zugeordnet werden, weshalb eine Statistik über die verschiedenen Klassen im deutschen Kraftomnibusbestand (82932 am Stichtag 01.01.2023) nicht möglich ist. Abschätzungen zur Verteilung der Marktanteile von 25658 Neuzulassungen im Jahr 2022 von Chatrou CME Solutions (s. Abbildung 2.1a) oder Absatzzahlen der Jahre 2019 bis 2023 von Daimler Buses (s. Abbildung 2.1b) zeigen jeweils eine ähnliche Verteilung für den europäischen Busmarkt.

Die Regelung Nr. 107 der Wirtschaftskommission für Europa der Vereinten Nationen (UNECE) stellt Anforderungen an allgemeine Konstruktionsmerkmale zur Genehmigung von Fahrzeugen in den jeweiligen Fahrzeugklassen [126]. Diese Konstruktionsmerkmale sind unter anderem Flächen für stehende und



(a) Für Neuzulassungen im Jahr 2022 [101]



(b) Nach Absatzzahlen Daimler Buses der Jahre 2019 bis 2023

Abbildung 2.1: Marktanteile der verschiedenen Bustypen in Europa

sitzende Fahrgäste, Anzahl der Betriebstüren und Notausstiege, Fenster, Gangbreite, Stufenhöhe, Einstiegshöhe, Abstand und Ausführung von Sitzen, Brandunterdrückungssystem, Beleuchtung, Kennzeichnung.

Definition 2.2: Linienbus

Ein Linienbus ist ein Kraftomnibus, der zur Beförderung von Fahrgästen auf vorgegebenen Linien eingesetzt wird. Diese können in Stadtbuslinien, Regionalbuslinien / Überlandbuslinien und Fernbuslinien unterschieden werden.

Die meisten Linienbusse im deutschen ÖPNV gehören der Zulassungsklasse M₃ und den Fahrzeugklassen I und II an. Im Rahmen dieser Dissertation wird der Begriff Linienbus für Fahrzeuge dieser beiden Klassen verwendet und dabei Fernbuslinien und Fahrzeuge der Klasse III nicht weiter betrachtet. Neben dem Einsatzzweck können Fahrzeuge anhand ihrer Bauart (Länge, mit/ohne Gelenk) unterschieden werden.

Definition 2.3: Solobus

Ein Solobus ist ein Kraftomnibus, der aus nur einem starren Fahrzeugteil besteht. Bei einer Länge von ≤ 10 m wird dieser als Midibus bezeichnet. Zweiachsige Solobusse haben eine Länge von 10 m bis 13 m, dreiachsige Solobusse eine Länge von 13 m bis 15 m.

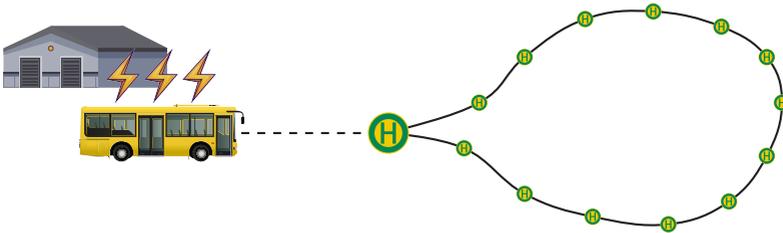
Definition 2.4: Gelenkbus

Ein Gelenkbus ist ein Kraftomnibus, der aus mindestens zwei starren Fahrzeugteilen besteht, die durch ein Gelenk miteinander verbunden sind. Die Straßenverkehrs-Zulassungs-Ordnung (StVZO)¹ sieht Gelenkbusse mit einem Gelenk und einer Länge von bis zu 18,75 m vor. Busse, die diese Länge überschreiten oder aus mehr als einem Gelenk bestehen, müssen zum Einsatz im öffentlichen Straßenverkehr nach §70 der StVZO per Ausnahmegenehmigung zugelassen werden.

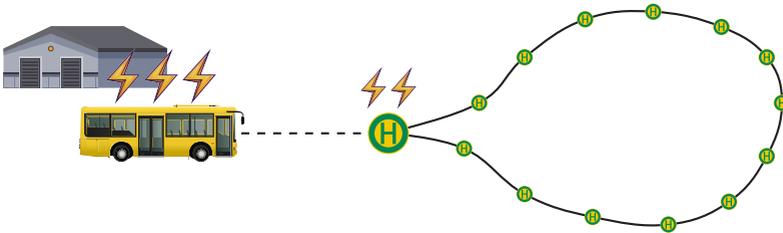
Für BEB gibt es folgende drei Nachladestrategien [60]:

¹ s. https://www.gesetze-im-internet.de/stvzo_2012/BJNR067910012.html

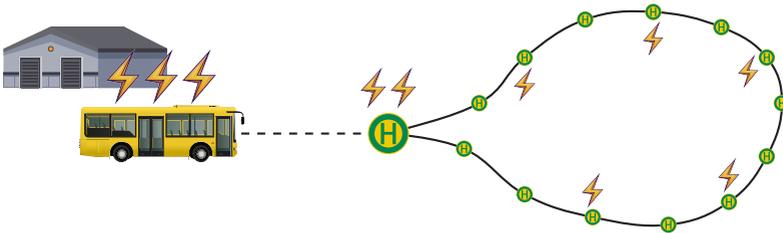
1. **Nachladen:** Beim Nachladen (teilweise auch Depotladen, engl. *depot charging*) werden BEB in den Betriebspausen, üblicherweise im Betriebshof des Verkehrsunternehmens, geladen (s. Abbildung 2.2a). Dies entspricht weitestgehend der Einsatzart von Dieselnbussen, weshalb bestehende Betriebsabläufe gut abgebildet werden können. Ladeinfrastruktur wird ausschließlich im Betriebshof benötigt und Batterien können mit Ladeleistungen von <math><150\text{ kW}</math> schonend geladen werden [117].



(a) Reines Nachladen auf dem Betriebshof



(b) Nachladen und Gelegenheitsladen an Endhaltestellen mit Fahrpausen



(c) Nachladen, Gelegenheitsladen und Unterwegsladen

Abbildung 2.2: Ladestrategien von BEB nach [60]

2. **Nachladen + Gelegenheitsladen:** Beim Gelegenheitsladen wird zusätzlich auch an ausgewählten Haltestellen mit Wartezeit (z. B. Endhaltestellen) nachgeladen (s. Abbildung 2.2b). Ladeinfrastruktur muss im öffentlichen Raum installiert und dafür entsprechend abgesichert werden. Die Schnellladung mit Ladeleistungen von 150 kW bis 450 kW kann über gekühlte Stecker oder Pantograf erfolgen [117].
3. **Nachladen + Gelegenheitsladen + Unterwegsladen:** Beim Unterwegsladen wird zusätzlich auch während des Betriebs an Haltestellen mit Fahrgastwechsel geladen (s. Abbildung 2.2c). Durch die kurze verfügbare Ladezeit ist dies nur mit einer Ultraschnellladung >450 kW sinnvoll, die nicht mehr über Steckverbindungen, sondern über Pantograf erfolgt [117].

Um Kraftstoff-/Energieverbrauch von verschiedenen Fahrzeugmodellen miteinander vergleichen zu können, werden einheitliche Fahrzyklen (s. Definition 2.5) zur Bestimmung dieser Werte benötigt.

Definition 2.5: Fahrzyklus

Ein Fahrzyklus legt fest, unter welchen Randbedingungen und mit welchen Geschwindigkeitsverläufen ein Fahrzeug zur Ermittlung von Emissionen und Kraftstoff-/Energieverbrauch betrieben wird. Die Einhaltung der Fahrzyklen bei Angabe dieser Werte ist relevant für die Zulassung eines Kraftfahrzeugs.

Für Nutzfahrzeuge übliche Fahrzyklen wie der *European Transient Cycle (ETC)*² oder der *World Harmonized Transient Cycle (WHTC)*³ werden nur auf einem Motor- oder Rollenprüfstand ausgeführt und berücksichtigen damit nicht den Einfluss des Fahrzeugaufbaus im realen Einsatz. Der Internationale Verband für öffentliches Verkehrswesen (UITP) hat daher in Zusammenarbeit mit nationalen Verkehrsverbänden und Fahrzeugherstellern Fahrzyklen für Linienbusse entwickelt (s. Definition 2.6). Diese Fahrzyklen setzen sich aus Wiederholungen der Basiszyklen zusammen, welche den Geschwindigkeitsverlauf (s. Abbildung 2.3) und Haltezeiten (s. Tabelle 2.1) vorgeben.

² s. <https://dieselnet.com/standards/cycles/etc.php>

³ s. <https://dieselnet.com/standards/cycles/whtc.php>

Definition 2.6: Standardised On-Road Test Cycles

Die *Standardised On-Road Test cycles* (SORT) sind speziell für Linienbusse entwickelte Fahrzyklen (s. Definition 2.5), die den Einsatz unter realen Bedingungen berücksichtigen. Basierend auf Daten von mehreren europäischen Verkehrsunternehmen (Geschwindigkeit, Aufenthaltsdauer an Haltestellen, Entfernung zwischen Haltestellen, Beladung) werden drei Fahrzyklen SORT 1 (schwerer Stadtverkehr), SORT 2 (leichter Stadtverkehr) und SORT 3 (Vorortverkehr) definiert [55].

Tabelle 2.1: Parameter der SORT-Basiszyklen [55]

	SORT 1	SORT 2	SORT 3
Durchschnittsgeschwindigkeit in km/h	12,6	18,6	26,3
Haltestellen pro km	5,8	3,3	2,1
Anteil Haltezeit in %	39,7	33,4	20,1
Dauer Basiszyklus in s	151,2	179,4	199,2

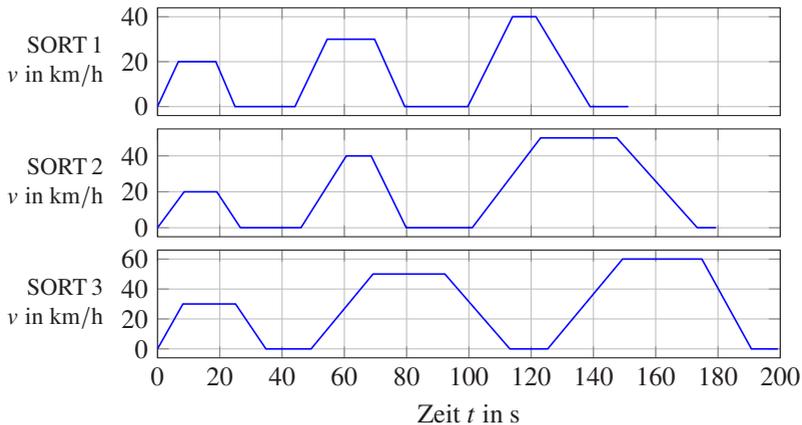


Abbildung 2.3: Geschwindigkeitsverläufe der SORT-Basiszyklen [55]

2.2 HVAC-System im Stadtbus

Bereits in den 1880er Jahren wurden erste Kältemaschinen für industrielle Zwecke genutzt, bevor sie ab den frühen 1900er Jahren auch für die Komfortklimatisierung in Gebäuden eingesetzt wurden [80, S. 2]. Mittlerweile versteht man unter der vollständigen *Klimatisierung* eines Raumes die Kontrolle von:

- Temperatur
- Luftfeuchtigkeit
- Frischluftzufuhr
- Filterung von Partikeln
- Luftbewegung und Strömungen im Raum

Definition 2.7: Klimatisierung

Klimatisierung beinhaltet „jene durch technische Maßnahmen hervorgerufene[n] Vorgänge wie Heizen, Lüften, Kühlen, (Befeuchten, Entfeuchten), die das Raumklima aktiv beeinflussen.“ [88, S. 29]

In der technischen Umsetzung wird ein System, das für die Klimatisierung eines Raumes zuständig ist, häufig als *HVAC-System* (engl. Heating, Ventilation, Air Conditioning) bezeichnet. Dies kann gleichbedeutend zum allgemein geläufigen Begriff *Klimaanlage* verwendet werden.

Definition 2.8: Klimaanlage

Die DIN EN 15240 definiert eine *Klimaanlage* als „eine Kombination sämtlicher Bauteile, die für eine Form der Luftbehandlung erforderlich sind, bei der die Temperatur möglichst gemeinsam mit der Belüftung, der Feuchte und der Luftreinhaltung geregelt wird.“ [30]

Der Umfang jedes HVAC-Systems muss also individuell betrachtet werden, da die Bandbreite an zu beeinflussenden Zustandsgrößen groß ist. Es gibt sieben grundlegende Prozesse, die in einem HVAC-System ablaufen können [80, S. 3f]:

1. **Heizen:** Thermische Energie wird dem klimatisierten Raum hinzugefügt, um die Temperatur zu regulieren
2. **Kühlen:** Thermische Energie wird dem klimatisierten Raum entzogen, um die Temperatur zu regulieren
3. **Befeuchten:** Wasserdampf wird dem klimatisierten Raum hinzugefügt, um die Luftfeuchtigkeit zu regulieren
4. **Entfeuchten:** Wasserdampf wird dem klimatisierten Raum entzogen, um die Luftfeuchtigkeit zu regulieren
5. **Reinigen:** Partikel (Schwebestoffe, Staub, Pollen, Aerosole, ...) werden aus der Raumluft gefiltert
6. **Ventilation:** Frischluft wird in den klimatisierten Raum eingebracht
7. **Luftströmung:** Luft wird innerhalb des klimatisierten Raums bewegt und durchmischt

Eine wichtige Norm zur Klimatisierung von Linienbussen ist die VDV-Schrift 236, die unter anderem Anforderungen an einzuhaltende Temperaturbereiche in der Kabine stellt. Während bei Fahrten mit kurzer Verweildauer der Passagiere (Innenstadt) die sparsamere Economy-Kennlinie verwendet werden kann, empfiehlt sie bei Fahrten mit längerer Verweildauer (Überland) die Komfort-Kennlinie (s. Abbildung 2.4).

Ein Linienbus wird in mehrere Klimazonen aufgeteilt.

Definition 2.9: Klimazone

Eine Klimazone umfasst jeweils den Bereich eines Gesamtsystems, der eigenständig kontrollierbar klimatisiert werden kann. Ein Solo-Linienbus wird in die Klimazonen *Fahrerarbeitsplatz* (FAP) und *Fahrgastraum* (FGR) aufgeteilt, bei einem Gelenkbus kommt entsprechend eine zweite FGR-Zone hinzu.

Im Linienbus wird jeder FGR-Zone meist fest eine Aufdachanlage zugeordnet, in der ein Großteil der HVAC-Prozesse abläuft.

In der Aufdachanlage wird durch die Umluftklappe reguliert, wie groß die jeweiligen Anteile aus Frischluft und rezirkulierender Umluft sein sollen (s. Ab-

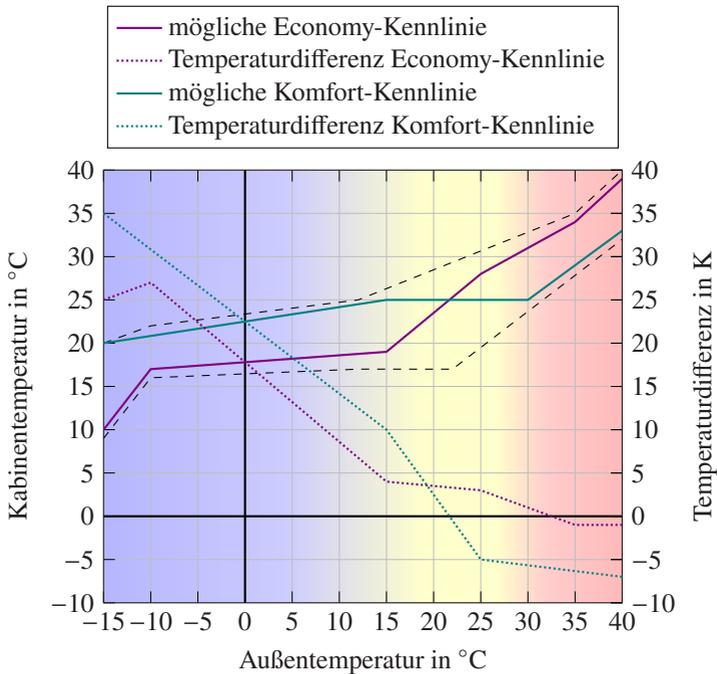


Abbildung 2.4: Mögliche Economy- und Komfort-Kennlinien nach VDV-Schrift 236 mit den Betriebszuständen Heizen (blau), Lüften (gelb) und Kühlen (rot) [116], sowie jeweils davon abgeleitete Temperaturdifferenz zwischen Kabinen- und Umgebungstemperatur

bildung 2.5). Nachdem die Luft von einem Filter gereinigt wurde, durchläuft sie zuerst einen Wärmeübertrager, in dem sie gekühlt und dann einen, in dem sie erhitzt werden kann. Diese Reihenfolge ermöglicht einen *Reheat* Modus, in dem die Luft durch Abkühlen und erneutes Aufheizen entfeuchtet wird, da das beim Abkühlen kondensierte Wasser der Luft entzogen und abgeführt wird. Das Gebläse bläst die aufbereitete Luft dann über Luftkanäle und Düsen in den Raum ein. Optional können Boden- oder Seitenwandheizer vorhanden sein, die nur Umwälzgebläse enthalten und keine Frischluft einbringen. Für die Klimatisierung des FAP sorgt die Frontbox, die dem schematischen Aufbau der Aufdachanlage aus Abbildung 2.5 folgt und somit für den Fahrer eine unabhängige Klimazone mit eigener Luftansaugung bildet (s. Abbildung 2.6).

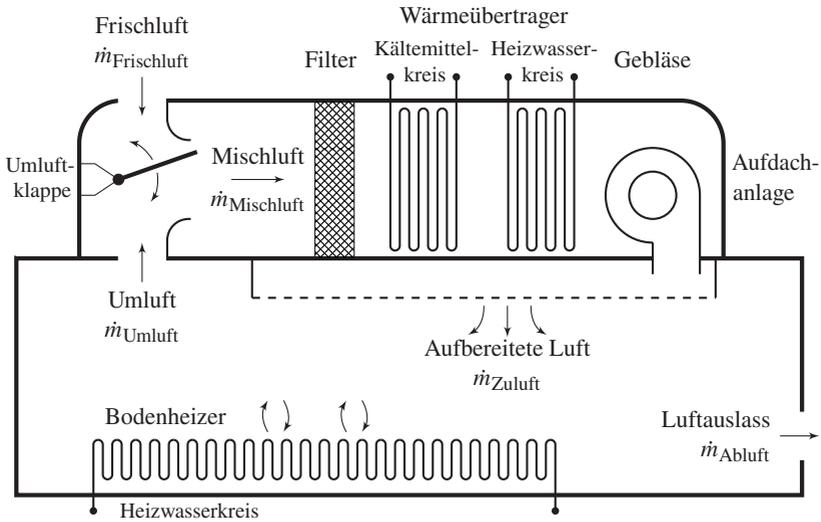


Abbildung 2.5: Schematischer Aufbau der Luftführung einer Klimazone im Stadtbus mit zugehörigen Luftmassenströmen

Die Versorgung der Frontbox mit Kältemittel bzw. Heizwasser erfolgt oft gemeinsam über die Aufdachanlage.

Insgesamt können so bereits 6 der 7 grundlegenden Prozesse abgebildet werden, einzig das *Befeuchten* ist im Stadtbusbereich üblicherweise nicht umgesetzt.

Die benötigte Kälte wird von einer Wärmepumpe (s. Unterabschnitt 2.2.1) im Kühlbetrieb bereitgestellt, wobei der Verdampfer (Abbildung 2.7) oftmals direkt als Kältemittel-Luft-Wärmeübertrager umgesetzt ist. Ein Wärmeübertrager ermöglicht den Übergang von thermischer Energie zwischen zwei Stoffen aus verschiedenen Kreisläufen, wie beispielsweise einem Kältemittelkreislauf, einem Kühlmittel-/Wasserkreislauf oder der Luft in einem Luftkanal. Der Wärmeübertrager zum Heizen kann als Wasser-Luft-Wärmeübertrager vom Heizwasserkreis versorgt oder ebenfalls als Kondensator direkt im Kältemittelkreis eingebunden sein. Als Wärmequelle für den Heizwasserkreis dient im konventionellen Diesel-Bus die Abwärme des Verbrennungsmotors. In elektrisch betriebenen Bussen ohne Verbrennungsmotor kann dafür eine

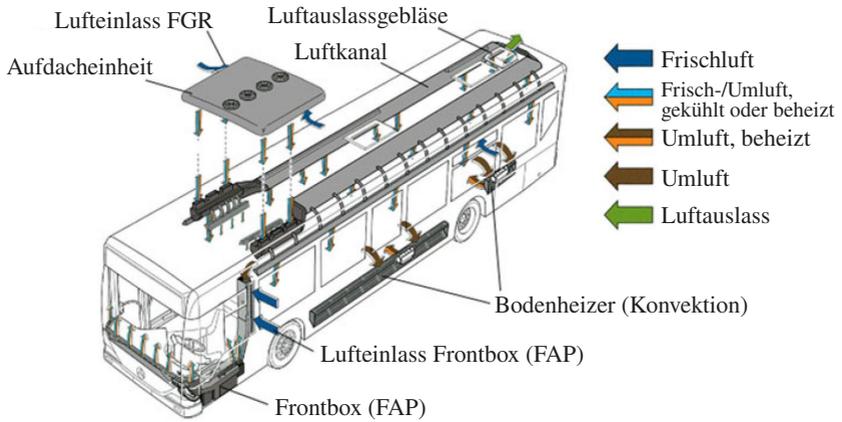


Abbildung 2.6: Typischer Aufbau des HVAC-Systems eines Solo-Linienbusses [41, S. 11]

Wärmepumpe im Heizbetrieb verwendet werden, aber auch Abwärme von Bremswiderständen und Leistungselektronik, fossile Zusatzheizgeräte, elektrische Widerstandsheizter (s. Unterabschnitt 2.2.4) oder eine Kombination dieser ist möglich.

2.2.1 Wärmepumpe

In Abbildung 2.7 ist das Funktionsprinzip einer Wärmepumpe zu sehen. Für den dargestellten subkritischen Prozess (vgl. Unterabschnitt 2.2.3) ist $R134a$ ein typisches Kältemittel (s. Unterabschnitt 2.2.2). Zwischen ① und ② verdichtet der Kompressor durch Einbringen von mechanischer Arbeit das gasförmige Kältemittel. Der Druck p wird vom Niederdruck-Niveau p_{ND} auf das Hochdruck-Niveau p_{HD} gehoben, wobei auch die Temperatur T und die spezifische Enthalpie h steigen. Das Druckverhältnis definiert sich als:

$$r = \frac{p_{HD}}{p_{ND}} \quad (2.1)$$

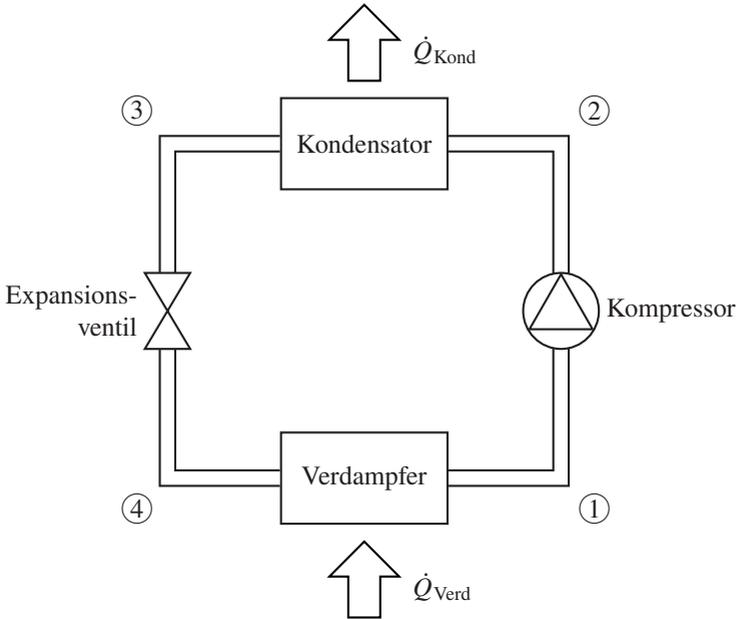


Abbildung 2.7: Funktionsprinzip einer Wärmepumpe

Typische Werte für R134a sind $p_{ND} \approx 1$ bis 5 bar, $p_{HD} \approx 8$ bis 25 bar und $r \approx 4$ bis 8. Im Kondensator zwischen ② und ③ gibt das Kältemittel dann isobar (bei konstantem Druck) einen Wärmestrom \dot{Q}_{Kond} ab. Dieser lässt sich aus der Enthalpieänderung am Kondensator und dem Massenstrom des Kältemittels bestimmen:

$$\dot{Q}_{Kond} = \dot{m} \cdot \Delta h_{Kond} \quad (2.2)$$

Dabei ist die am Kondensator abgegebene Enthalpie die Summe der am Verdampfer und am Kompressor aufgenommenen Enthalpien (s. Abbildung 2.8):

$$\Delta h_{Kond} = \Delta h_{Verd} + \Delta h_{Komp} \quad (2.3)$$

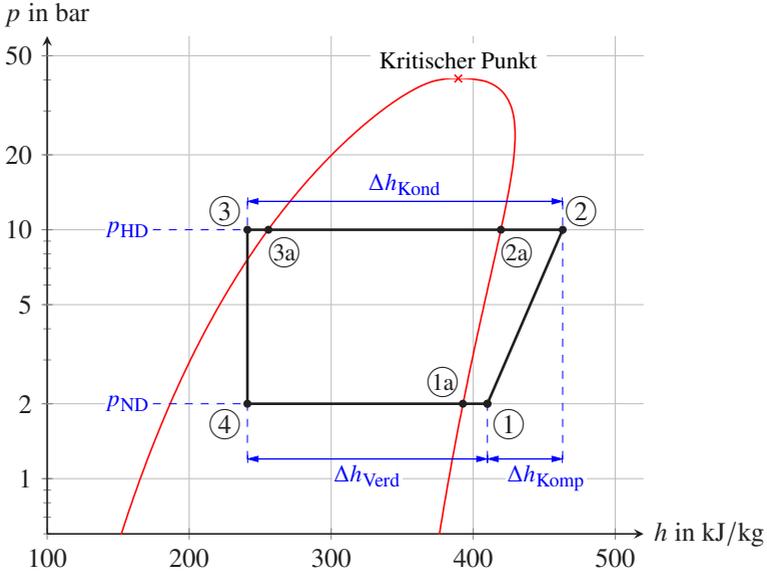


Abbildung 2.8: Thermodynamischer Kreisprozess einer R134a-Wärmepumpe im p-h-Diagramm

Außerhalb des Nassdampfbereichs von ② bis ②a sinkt bei Enthalpieabgabe auch die Temperatur (sensible Wärmeabgabe). Zwischen ②a und ③a hingegen bleibt die Temperatur konstant und die abgegebene Wärme stammt allein aus der frei werdenden Energie durch die Aggregatzustandsänderung von gasförmig hin zu flüssig (latente Wärme). Die Unterkühlung ΔT_{UK} von ③a zu ③ um einige Kelvin sorgt dafür, dass sicher keine gasförmige Phase mehr vorhanden ist, da das nachfolgende Expansionsventil ausschließlich mit flüssigem Kältemittel richtig arbeiten kann. Im Expansionsventil zwischen ③ und ④ erfolgt eine adiabate Expansion des Kältemittels. Hierbei sinkt sowohl der Druck, als auch die Temperatur ohne Änderung der Enthalpie. Durch den Druckabfall sinkt der Siedepunkt so weit, dass das Kältemittel wieder in den Nassdampfbereich übergeht. Im Verdampfer zwischen ④ und ① erfolgt eine isobare Wärmeaufnahme durch den Wärmestrom \dot{Q}_{Verd} . Auch hier gilt:

$$\dot{Q}_{Verd} = \dot{m} \cdot \Delta h_{Verd} \quad (2.4)$$

Dabei bleibt die Temperatur wieder konstant, bis das Kältemittel im Punkt ①a vollständig in die gasförmige Phase übergegangen ist. Die anschließende Überhitzung um $\Delta T_{\text{ÜH}}$ bis ① stellt sicher, dass keine flüssigen Anteile in den Kompressor gelangen.

Aus Gleichung 2.3 erhält man durch Multiplikation mit dem Massenstrom \dot{m} den Zusammenhang der Wärmeströme mit der am Kompressor pro Zeitschritt hinzugefügten Kompressionsarbeit:

$$\dot{Q}_{\text{Kond}} = \dot{Q}_{\text{Verd}} + \dot{W}_{\text{Komp}} \quad (2.5)$$

Wird der Verdampfer der Wärmepumpe dem Innenraum der zu klimatisierenden Zone zugeordnet, wird diesem Wärme entzogen und die Wärmepumpe befindet sich im Kühlbetrieb. Ebenso kann die Wärmepumpe auch im Heizbetrieb arbeiten, wenn der Kondensator dem Innenraum zugeordnet wird und somit Wärme dem Raum zugeführt wird. Aus Gleichung 2.5 folgt, dass der am Kondensator abgegebene Wärmestrom immer größer als der am Verdampfer aufgenommene Wärmestrom ist, da auch die vom Kompressor hinzugefügte Leistung wieder abgegeben wird. Der *coefficient of performance* (COP, s. Definition 2.10) ist also im Heizbetrieb größer als im Kühlbetrieb.

Definition 2.10: Coefficient of performance

Der *coefficient of performance* (COP) bezeichnet bei einer Wärmepumpe das Verhältnis von nutzbarer Wärme-/Kälteleistung zu eingebrachter Kompressorleistung [42]. Im Heiz- bzw. Kühlbetrieb berechnet sich der COP folgendermaßen:

$$COP_{\text{Kühl}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Verd}}}{\dot{W}_{\text{Komp}}} \quad (2.6)$$

$$COP_{\text{Heiz}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Kond}}}{\dot{W}_{\text{Komp}}} \stackrel{\text{mit (2.5)}}{=} \frac{\dot{Q}_{\text{Verd}} + \dot{W}_{\text{Komp}}}{\dot{W}_{\text{Komp}}} = 1 + COP_{\text{Kühl}} \quad (2.7)$$

2.2.2 Kältemittel

Seit dem 01. Januar 2017 dürfen laut EU-Richtlinie 2006/40/EG [24] keine Pkw und Pkw-ähnliche Nutzfahrzeuge mehr verkauft, zugelassen und in Betrieb genommen werden, in denen Kältemittel mit einem Treibhauspotential von über 150 zum Einsatz kommt. Das Treibhauspotential, auch *global warming potential* (GWP) genannt, beschreibt das klimatische Erwärmungspotential eines Treibhausgases im Verhältnis zu dem von Kohlendioxid (CO₂). Die GWP-Werte werden vom *Intergovernmental Panel on Climate Change* (ICPP) ermittelt, wobei nachfolgende Werte stets für den Zeitraum über 100 Jahre aus dem fünften *Assessment Report* (ICPP-AR5) entnommen sind [56]. Das weitverbreitete Kältemittel R134a mit einem GWP-Wert von 1300 wurde in der Automobilindustrie größtenteils durch R1234yf ersetzt, da es sehr ähnliche kältetechnische Eigenschaften und einen GWP-Wert von <1 hat. Der Einsatz wurde aber aufgrund von Entflammbarkeit und daraus resultierenden Sicherheitsbedenken immer wieder stark diskutiert [64].

Stadtbusse sind als große Nutzfahrzeuge nicht von o. g. Richtlinie betroffen, weshalb das Kältemittel R134a dafür noch verbreitet ist. Auch aus anderen Kältemitteln zusammengestellte Gemische mit hohem GWP-Wert wie z. B. R407C werden aufgrund ihrer kältetechnischen Eigenschaften teils noch verwendet. Unter dem Namen R513A ist ein Gemisch aus R134a und R1234yf im Einsatz, das das Problem der Entflammbarkeit löst und einen nur etwa halb so hohen GWP-Wert als R134a hat.

Da aber besonders im Bereich der E-Mobilität auch der Umweltaspekt immer wichtiger wird, wird auch hier nach alternativen Kältemitteln gesucht, die einen gleichzeitig möglichst umweltschonenden, sicheren, kosten- und energieeffizienten Betrieb ermöglichen. Eine vielversprechende Alternative ist das natürlich vorkommende Gas CO₂, welches bei Verwendung als Kältemittel auch als R744 bezeichnet wird und definitionsgemäß einen GWP-Wert von 1 hat. Aus Tabelle 2.2 können die Eigenschaften der unterschiedlichen Kältemittel entnommen werden.

Tabelle 2.2: Eigenschaften unterschiedlicher Kältemittel nach [78], [50], [62], [70] und [56]

Kältemittel	Kritische Temperatur [°C]	Kritischer Druck [bar]	GWP	volumetrische Kälteleistung [kJ/m ³]	Brennbarkeit
R134a	101.1	40.7	1300	1832 ^a	Nein
R407C	86.4	46.3	1624	2762 ^a	Nein
R1234yf	94.7	33.8	<1	1649 ^a	Gering
R513A	94.9	36.5	572	1817 ^a	Nein
R744	31.0	73.8	1	6321 ^b	Nein

^a Berechnet bei 0 °C Verdampfungstemperatur und 50 °C Verflüssigungstemperatur

^b Berechnet bei 95 bar Druck und 45 °C Gaskühler-Temperatur

2.2.3 Transkritischer Prozess

R744 hat im Vergleich zu R134a einen höheren kritischen Druck bei einer gleichzeitig deutlich niedrigeren kritischen Temperatur (s. Tabelle 2.2). Dies hat einen erheblichen Einfluss auf die Verwendung als Kältemittel. Der in Abbildung 2.8 vorgestellte thermodynamische Kreisprozess arbeitet vollständig in einem Druckbereich unterhalb des kritischen Drucks, weshalb er auch als subkritischer Prozess bezeichnet wird. Die Wärmeabgabe am Kondensator erfolgt unterhalb der kritischen Temperatur, welche bei R744 mit 31 °C zu gering für die praktische Anwendung ist. Nahe am kritischen Punkt sinkt die Verdampfungsenthalpie außerdem so weit, dass das System nur geringe Leistung mit schlechtem COP erbringen könnte. R744 kann also nur in einem transkritischen Prozess effektiv verwendet werden [78]. Dies bedeutet im Unterschied zum subkritischen Prozess:

- Das Kältemittel wird über den kritischen Druck hinaus komprimiert, für R744 sind das üblicherweise $p_{ND} \approx 15$ bis 50 bar und $p_{HD} \approx 65$ bis 120 bar. Trotz der insgesamt höheren Drücke ist das Druckverhältnis im Vergleich zu R134a mit $r \approx 3$ bis 4 geringer, da dies zu einer höheren Effizienz beiträgt [96]

- Zwischen ② und ③ erfolgt die Wärmeabgabe oberhalb des kritischen Punktes, ohne den Nassdampfbereich zu schneiden (s. Abbildung 2.9). Es handelt sich also um sensible Wärme und nicht um latente Wärme. Dabei sinkt die Temperatur zusammen mit der Enthalpie deutlich ab.
- Da zwischen ② und ③ keine Kondensation des Kältemittels mehr stattfindet, wird die zugehörige Komponente in diesem Fall Gaskühler und nicht mehr Kondensator genannt.

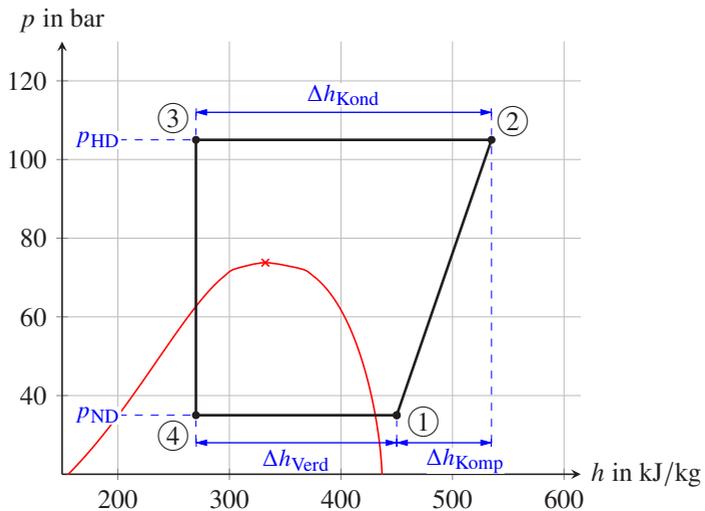


Abbildung 2.9: Thermodynamischer Kreisprozess einer R744-Wärmepumpe im p-h-Diagramm

Im direkten Vergleich von Wärmepumpen mit den beiden Kältemitteln R134a und R744 ergeben sich hauptsächlich folgende Unterschiede:

- Die insgesamt viel höheren Drücke einer R744-Anlage führen zu Herausforderungen bei Dichtigkeit und funktionaler Sicherheit und damit zu komplexeren und kostenintensiveren Systemen [78].
- Durch die hohe volumetrische Kälteleistung von R744 kann die Baugröße der Komponenten deutlich reduziert werden [121], was den Einsatz in mobilen Anwendungen wie Stadtbussen erleichtert.

- Im Heizbetrieb ermöglicht R744 bei vergleichbarer Systemauslegung sowohl eine höhere Heizleistung, als auch einen höheren COP. Besonders deutlich wird dieser Effekt bei Außentemperaturen unter 0 °C. So konnte z. B. in [121] bei –15 °C ein um 96 % höherer COP einer R744 Wärmepumpe gegenüber R134a festgestellt werden.
- Im Kühlbetrieb ist R744 weniger performant als R134a und speziell bei höheren Außentemperaturen sinkt der COP deutlich [45].
- Durch den Temperaturgleit im transkritischen Prozess am Gaskühler eignet sich eine R744 Wärmepumpe besonders gut zum Heizen von Wasser [78].

2.2.4 Elektrische Widerstandsheizung

Über eine elektrische Widerstandsheizung kann elektrische Energie direkt in Wärme umgewandelt werden, indem Strom durch ein leitfähiges Material mit hohem elektrischem Widerstand fließt. Die dabei entstehende Heizleistung lässt sich über das ohmsche Gesetz bestimmen, wobei der tatsächlich nutzbare Wirkungsgrad durch kleinere Wärmeverluste an die Umgebung zwischen 90 % und 100 % liegt [102]:

$$P = U \cdot I = \frac{U^2}{R} = I^2 \cdot R \quad (2.8)$$

Die meisten üblicherweise dafür eingesetzten Werkstoffe weisen einen steigenden Widerstand bei steigender Temperatur auf, haben also einen positiven Temperaturkoeffizienten (engl. *Positive Temperature Coefficient*), weshalb sie in der Literatur oft als PTC-Heizer bezeichnet werden. Bei einer Erhitzung des Bauteils durch eine konstante Spannung steigt der Widerstand und sinkt gleichzeitig auch die erzeugte Heizleistung (Gleichung 2.8). Je nach Höhe des Widerstandsanstiegs stellt sich bei einer bestimmten Temperatur ein Gleichgewicht ein. Diese Selbstregelung auf eine bestimmte maximale Temperatur kann durch gezielte Auslegung der Materialeigenschaften wie z. B. Legierungen von Metallen oder Einsatz von speziellen Keramiken eingestellt werden. Andere Widerstandsheizungen mit sehr hohen maximalen Temperaturen benötigen hingegen aufwendige Sicherheitsschaltungen [102].

PTC-Heizer lassen sich in unterschiedlichsten Baugrößen kostengünstig herstellen und sind einfach anzusteuern. Im HVAC-Umfeld werden sie auf Lamellenwärmeübertrager aufgebracht, um direkt im Luftkanal die durchströmende Luft zu erhitzen. Aber auch in Anwendungen zur direkten Beheizung von Objekten (Sitzheizung, Lenkradheizung, Scheibenheizung) kommen sie zum Einsatz.

Im Bereich der Elektrobusse werden Hochleistungswiderstände verwendet, um beim verschleißfreien Bremsen überschüssige Leistung in Wärme umzuwandeln. Diese werden aufgrund der hohen Leistungen direkt von Kühlmittel umströmt, um die entstehende Wärme schnell genug abtransportieren zu können. Im Folgenden werden also von Kühlmittel umströmte PTC-Heizer als Bremswiderstand bezeichnet, auch dann, wenn sie ohne vorheriges Bremsen direkt zum Erwärmen des Kühlwassers verwendet werden.

Im Vergleich zur Wärmepumpe (Unterabschnitt 2.2.1) mit einem COP von deutlich über 1 sind sie aber durch den begrenzten Wirkungsgrad als reine Wärmequelle energetisch weniger effizient.

2.3 Regelung

Es ist die Aufgabe der Steuerungs- und Regelungstechnik

geeignete Methoden und Verfahren bereitzustellen, mit deren Hilfe das dynamische Verhalten technischer Systeme untersucht und gestaltet werden kann. [113, S. 22]

Auch das HVAC-System eines Stadtbusses kann als vieldimensionales und dynamisches System betrachtet werden, in dem Regelverfahren zur Beeinflussung des dynamischen Verhaltens eingesetzt werden. In diesem Kapitel sollen kurz die für den weiteren Verlauf der Arbeit relevanten Verfahren vorgestellt werden.

Im Regelkreis (s. Abbildung 2.10) wird aus der Führungsgröße w und der Regelgröße y die Regelabweichung e berechnet [94]:

$$e = w - y \quad (2.9)$$

Der Regler bestimmt basierend auf der Regelabweichung eine Stellgröße u , die zusammen mit den auftretenden Störgrößen z auf die Regelstrecke einwirken. Diese liefert schließlich die gewünschte Regelgröße y .

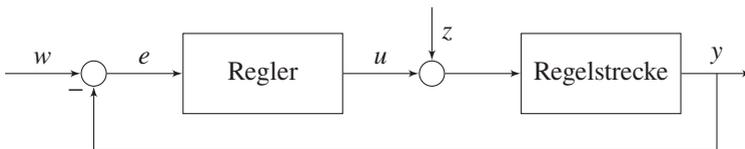


Abbildung 2.10: Vereinfachte Darstellung eines Regelkreises nach [94, S. 6]

Im Falle eines Eingrößensystems sind die genannten Größen Skalare, bei Mehrgrößensystemen werden diese durch entsprechende Vektoren abgebildet. Im Regelkreis nicht sichtbar kann die Regelstrecke noch interne Zustandsgrößen x enthalten, die für bestimmte Regler relevant werden.

2.3.1 Zweipunktregelung

Die Zweipunktregelung ist eines der einfachsten Verfahren, um eine Regelgröße in einem gewünschten Sollwertbereich zu halten. Durch Ein- und Ausschal-

ten der Stellgröße führt die Regelgröße eine erlaubte Schwingung zwischen zwei Grenzen durch. Es handelt sich dabei um eine unstetige, nichtlineare Regelung [113, S. 173]. Gerade bei Regelstrecken, die eine hohe Stelleistung erfordern oder deren Stellwert systembedingt nur zwei Zustände annehmen kann, ist die Zweipunktregelung auch heute noch im Einsatz, da die Verwendung einfach und preiswert ist [94, S. 311].

Der Regelverlauf ist bei einer klassischen Zweipunktregelung zum Großteil von der Regelstrecke abhängig, durch Hinzufügen von geeigneten Rückführgliedern kann dem Regler ein Zeitverhalten aufgezwungen und Schwingungen um den Sollwert beinahe vollständig beseitigt werden [94, S. 319ff].

2.3.2 PID-Regler

Der PID-Regler ist einer der bekanntesten stetigen Regler, so wird beispielsweise für die Prozessindustrie geschätzt, dass mehr als 97 % aller Basisregelkreise eine Form der PID-Regelung verwenden [31, S. 69]. Er erhält seinen Namen aus den drei grundlegenden Zeitverhalten *proportional*, *integrierend*, *differenzierend* und wird zur Regelung von *single input single output* (SISO) Systemen eingesetzt.

Anhand der Regelabweichung e ergibt sich die vom Regler ausgegebene Stellgröße u als:

$$u(t) = K_P e(t) + K_I \int e(t) dt + K_D e(t) \frac{d}{dt} \quad (2.10)$$

Jeder der drei Summanden bildet eines der Zeitverhalten ab, wobei der Einfluss auf die Stellgröße durch den jeweiligen Gewichtungsfaktor K_P , K_I oder K_D eingestellt werden kann. Ein Gewichtungsfaktor kann auch den Wert 0 annehmen, wodurch der jeweilige Summand entfällt und Untervarianten entstehen (z. B. PI-, PD-Regler). Die Vorteile der PID-Regelung sind die Flexibilität und Robustheit bei gleichzeitig geringer Anzahl an einzustellenden Parametern und der einfachen Implementierung. Für die Einstellung der Gewichtungsfaktoren, das sogenannte *Tuning*, gibt es seit vielen Jahrzehnten fortwährende Forschung. In heutigen Anwendungen kommen aber sowohl altbewährte als auch neueste Strategien zum Einsatz [95]. Grundsätzlich ist das Tuning stark von der Regelstrecke und der Kenntnis deren mathematischer Beschreibung abhän-

gig. Ist keine mathematische Beschreibung vorhanden, kann die Regelstrecke über bestimmte Verfahren approximiert und daraus die nötigen Parameter für das *Tuning* abgeleitet werden. Bekannte Verfahren sind dabei z. B. das *Ziegler-Nichols-Verfahren* oder das *Wendetangenten-Verfahren* [94]. Moderne Verfahren leiten bei Kenntnis der Regelstrecke aus dem gesamten Regelkreis ein mehrdimensionales Optimierungsproblem her, über dessen Lösung dann die benötigten Parameter bestimmt werden [95].

2.3.3 Fuzzy-Regelung

Die *Fuzzy-Regelung* (FLC, engl. *fuzzy logic control*) ermöglicht es, Systeme anhand von menschlichem Expertenwissen zu regeln [75]. Dabei ist es nicht nötig dieses Wissen in entsprechende Algorithmen und Regelungsverfahren umzusetzen, was oft ein sehr zeitaufwendiger Prozess ist und tiefes Wissen über das System erfordert. Die FLC arbeitet mit einem heuristischen Ansatz, der auf einem Satz von Regeln basiert, die in „WENN ... DANN ...“-Struktur formuliert werden. Die Regeln werden für eine spezielle Aufgabe explizit formuliert und liefern Vorgaben für Stellgrößen basierend auf logischen Kombinationen von beobachtbaren Zustandsgrößen. Die FLC kann auch für mehrdimensionale dynamische Systeme eingesetzt werden und findet Anwendung in verschiedensten Bereichen wie z. B. Robotik, Navigation, Prozess- und Automobilindustrie [26].

Der Aufbau einer FLC (s. Abbildung 2.11) kann je nach Anwendungsfall variieren, wobei beispielsweise direkt die Regelgröße y oder andere Zustandsgrößen x im System als Eingangsgrößen für den Regler verwendet werden und die Regelabweichung e entfällt. In diesem Fall wird die Führungsgröße w nicht direkt dem Regelkreis zugeführt, sondern ergibt sich implizit durch die formulierten Regeln.

Im ersten Schritt wird jede Eingangsgröße in unscharfe Bereiche eingeteilt. Dieser Vorgang wird als *Fuzzifizierung* bezeichnet, was vom englischen *fuzzification* abgeleitet wird und in etwa „Unschärf machen“ bedeutet. Anstatt einen bestimmten Wert fest einem konkreten Bereich zuzuordnen, wird ein Zugehörigkeitsgrad zu jedem der vorhandenen Bereiche gebildet. Es entsteht eine Unschärfe, da ein Wert zu einem gewissen Anteil mehreren Bereichen gleichzeitig zugehörig ist. Anhand der fuzzifizierten Eingangsgrößen können die in der Wissensdatenbank festgelegten Regeln angewendet werden, wobei

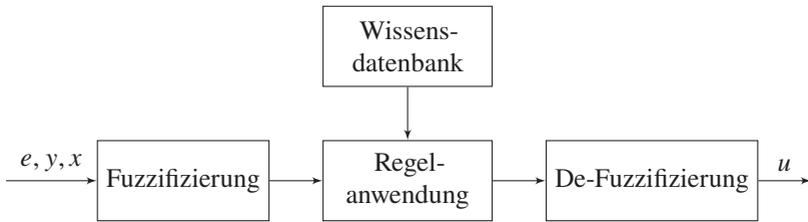
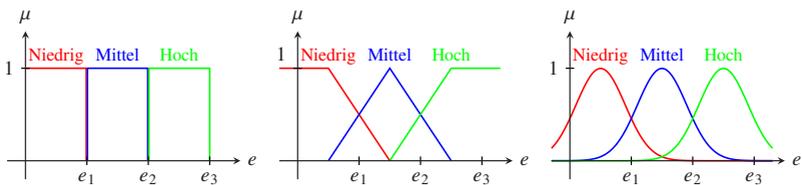


Abbildung 2.11: Blockdiagramm eines Fuzzy-Reglers nach [26]

für jede Regel eine Ausgangsgröße im unscharfen Zustandsraum entsteht. Diese werden pro Stellgröße akkumuliert, wodurch ein fließender Übergang in der Kombination der unterschiedlichen Regeln entsteht. In der nachfolgenden *De-Fuzzifizierung* werden die unscharfen Stellgrößen wieder in den scharfen Zustandsraum transformiert und vom Regler ausgegeben.

Klassisch wird einem Wert über festgelegte Grenzen genau ein Bereich zugeordnet (s. Abbildung 2.12a). Jeder unscharfe Bereich definiert hingegen eine Zugehörigkeitsfunktion, die einem Wert einen bestimmten Zugehörigkeitsgrad μ zum Bereich zuordnet. Diese Zugehörigkeitsfunktionen können sowohl abschnittsweise linear (s. Abbildung 2.12b), als auch nichtlinear (s. Abbildung 2.12c) sein. Die Kombination aller Zugehörigkeitsfunktionen der Bereiche einer umzuwandelnden Größe wird auch als *Fuzzy-Set* bezeichnet. Die Auswahl und Modellierung der Zugehörigkeitsfunktionen hat neben den eigentlichen Regeln einen erheblichen Einfluss auf das Verhalten und die Performance des Reglers [77].



(a) scharfe Bereiche

(b) lineare unscharfe Bereiche

(c) nichtlineare unscharfe Bereiche

Abbildung 2.12: Beispiel einer Zuweisung von Größen zu scharfen und unscharfen Bereichen

2.3.4 Modellprädiktive Regelung

Die *modellprädiktive Regelung* (MPC, engl. *Model Predictive Control*) wurde ursprünglich für die Regelung von verfahrenstechnischen Prozessen verwendet, wird inzwischen aber auch in vielen anderen Bereichen eingesetzt. Unter anderem in der Automobilindustrie lassen sich viele moderne regelungstechnische Probleme auf ein *multi input multi output* (MIMO) Optimierungsproblem zurückführen, für das eine MPC üblicherweise gute Ergebnisse liefern kann [91].

Die Vorteile einer MPC sind [31, S. 263]:

- Anwendbarkeit sowohl für lineare, als auch nichtlineare Systeme
- Beschränkungen für Stell- und Regelgrößen können einfach berücksichtigt werden
- Eignung für dynamische Mehrgrößensysteme, u. a. da Anzahl der Stellgrößen und deren Wechselwirkungen sich im Betrieb ändern können
- Regelstrecken mit komplizierter Dynamik können beherrscht werden
- Störgrößenvorhersagen können einfach integriert werden, um die Genauigkeit zu verbessern

Auch wenn es unterschiedliche Ausprägungen und Implementierungen einer MPC gibt, folgen diese stets einem gemeinsamen Grundprinzip. Anhand eines Modells des zu regelnden Systems wird der zukünftige Verlauf der Regelgröße prädiziert. Zusammen mit gemessenen oder abgeschätzten Störgrößen kann darauf basierend eine optimale Folge zukünftiger Stellgrößen bestimmt werden.

Pro Abtastintervall werden in der MPC folgende Schritte abgearbeitet:

1. Einlesen der aktuellen Werte von messbaren Stell-, Regel- und Störgrößen
2. Schätzung von nicht messbaren Stör- und Zustandsgrößen
3. Bestimmung der Zielwerte z. B. durch statische Arbeitspunktoptimierung oder als Vorgabe einer übergeordneten Schicht
4. Berechnung einer optimalen zukünftigen Stellgrößenfolge durch dynamische Optimierung

5. Ausgabe des ersten Elements der Stellgrößenfolge an die Regelstrecke oder die nächst untergeordnete Regelungsschicht

Im nächsten Abtastintervall werden die Schritte erneut durchlaufen, wobei der betrachtete Zeithorizont um einen Zeitschritt weiter verschoben wird. Dieses Prinzip wird als *zurückweichender Horizont* (engl. *receding horizon*) bezeichnet.

Im Regelkreis einer MPC (s. Abbildung 2.13) beinhaltet die Regelstrecke als das zu regelnde System interne Zustandsgrößen x , welche für die Berechnung des Systemmodells im Regler benötigt werden. Sie müssen also abgeschätzt und als \hat{x} dem Regler zugeführt werden.

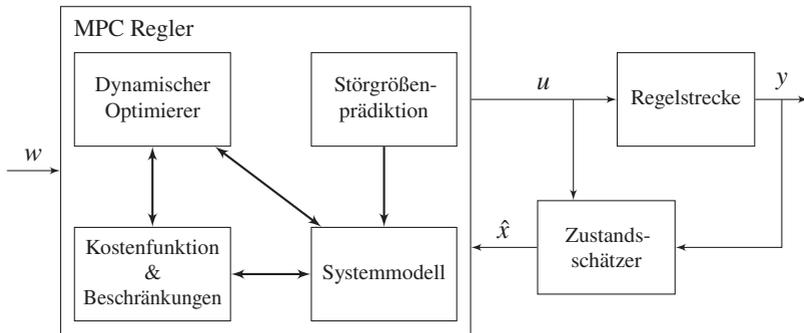


Abbildung 2.13: Aufbau einer MPC im Regelkreis

Wird die Regelstrecke beispielsweise als lineares zeitinvariantes System betrachtet, kann sie in Form einer Zustandsraumdarstellung beschrieben werden [12, S. 50]:

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) \quad (2.11)$$

$$y(t) = Cx(t) + Du(t) \quad (2.12)$$

Die konstanten Matrizen A , B , C und D liefern die Systembeschreibung und können approximiert und als Systemmodell in der MPC verwendet werden. Komplexere, nichtlineare Systeme werden im Systemmodell der MPC oft durch numerische Modelle physikbasierter Simulationen berechnet. Auch Blackbox-Modellierung kommt durch den Aufschwung von Machine Learning Ansätzen immer häufiger zum Einsatz. Werden neuronale Netze zur Modellierung

des Systems verwendet, spricht man von *Neural Network Model Predictive Control* (NNMPC).

Anhand des Systemmodells berechnet der dynamische Optimierer in jedem Abtastintervall in mehreren Optimierungsdurchläufen die optimale zukünftige Stellgrößenfolge, wobei über den Zeitraum des Prädiktionshorizonts N_P prädiziert und die Kostenfunktion ausgewertet wird (s. Abbildung 2.14). Allerdings werden Stellwerte nur im Zeitraum des Steuerhorizonts N_C verändert, im Bereich zwischen N_C und N_P bleibt u konstant. Die Beschränkungen für die Stellwerte bilden dabei u_{\min} und u_{\max} . Sind alle Optimierungsdurchläufe beendet, wird der Stellwert(-vektor) $u(k)$ für diesen Zeitschritt ausgegeben.

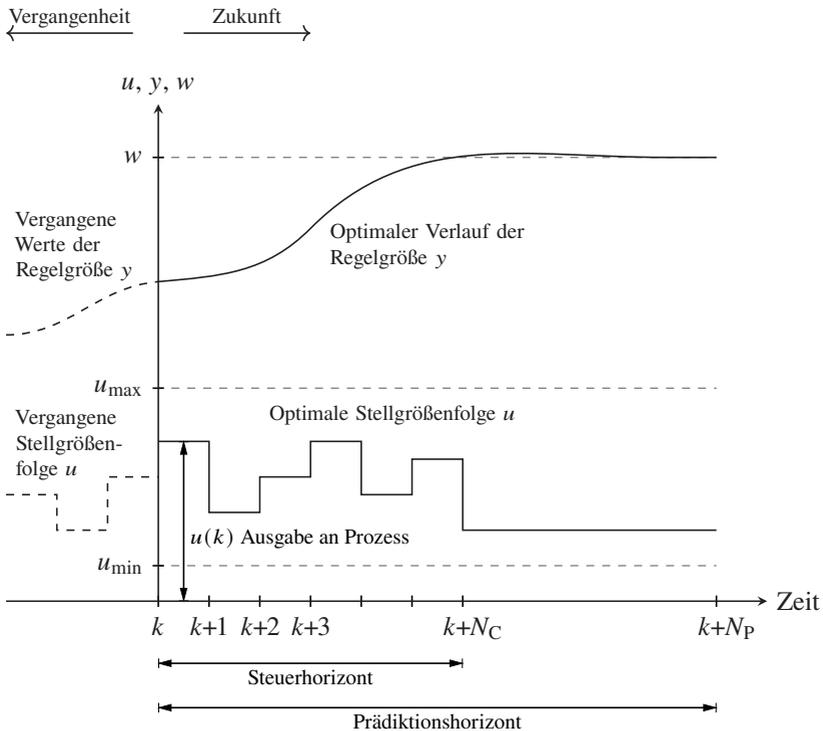


Abbildung 2.14: Zeitverlauf von Stell-, Regel- und Führungsgröße in einer MPC

Das Regelverhalten der MPC wird hauptsächlich durch den gewählten Optimierungsalgorithmus und die Kostenfunktion bestimmt, anhand derer der Optimierer das Minimierungs- bzw. Maximierungsproblem löst. Zum Design der Kostenfunktion ist Kenntnis über die Regelstrecke notwendig, sowohl Regelabweichungen, Nebenbedingungen, als auch schnelle Änderungen von Stellgrößen können in die Kostenfunktion aufgenommen werden, um das gewünschte Regelverhalten zu erreichen.

2.4 Thermischer Komfort

Die Klimatisierung eines Stadtbusses dient dem primären Ziel eine möglichst komfortable thermische Umgebung für die Insassen zu schaffen. Dafür ist es wichtig, die Hintergründe der stark subjektiven Wahrnehmung des thermischen Komforts zu kennen. Anhand der Umgebungstemperatur und Luftfeuchtigkeit kann eine erste Abschätzung des thermischen Komforts erfolgen (s. Abbildung 2.15). Für dessen genauere Bestimmung müssen jedoch noch weitere Faktoren berücksichtigt werden.

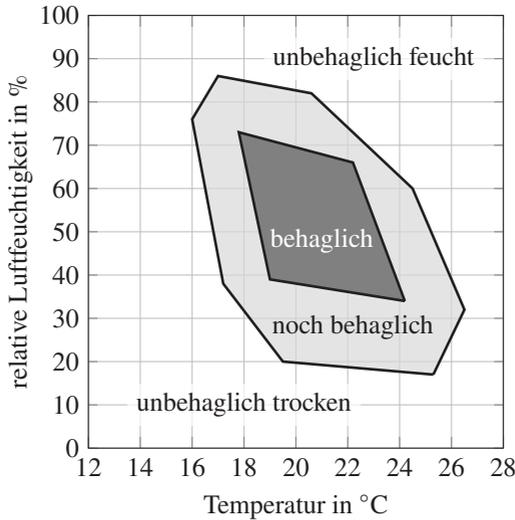


Abbildung 2.15: Behaglichkeitsbereich in Abhängigkeit von Temperatur und Luftfeuchtigkeit nach [102]

Es gibt sechs grundlegende Parameter, anhand derer der thermische Komfort einer Person beschrieben werden kann [84]:

1. **Umgebungstemperatur:** Die Temperatur eines Körpers bestimmt sich durch die Höhe dessen thermischer Energie. Wird Energie zwischen zwei Körpern ausgetauscht, spricht man von Wärme, wobei diese immer von Körpern höherer Temperatur zu Körpern niedrigerer Temperatur fließt (Konduktion). Der Mensch als Warmblüter muss seine Körpertemperatur

stets mit einer Abweichung weniger Grad Celsius nahe bei ca. 37°C halten. Die Temperatur der Umgebung hat also einen erheblichen Einfluss auf die Menge der Wärme, die vom Körper direkt mit ihr ausgetauscht wird. Dies gilt sowohl für üblicherweise umgebende Luft, als auch für den Kontakt mit Flüssigkeiten oder festen Oberflächen.

2. **Strahlungstemperatur:** Jeder Körper mit einer absoluten Temperatur $T > 0\text{K}$ strahlt thermische Energie in Form von elektromagnetischen Wellen aus. Der Wärmefluss zwischen zwei Körpern durch thermische Strahlung ergibt sich aus der Differenz der vierten Wurzeln der absoluten Temperaturen der jeweiligen Körper. In jedem beliebigen Punkt im Raum ergibt sich so eine einzigartige Überlagerung verschiedenster thermischer Strahlungen. Um diese extreme Zeit- und Raumdynamik handhabbar zu machen, kann die Strahlungstemperatur eingeführt werden. Sie ist die Temperatur, die eine fiktive schwarze Strahlungsquelle haben müsste, um die gleiche Strahlungsmenge zu erzeugen, die in der Realität gemessen werden kann. Die mittlere Strahlungstemperatur ist also ein Maß dafür, wie viel Wärme einem Körper durch Strahlung zugeführt oder entzogen wird.
3. **Luftgeschwindigkeit:** Die zum Körper relative Geschwindigkeit der Luft hat einen Einfluss auf den Wärmetransport durch Konvektion und den Abtransport von Wasserdampf vom Körper. Damit beeinflusst sie auch den Wärmeaustausch und die Temperatur des Körpers. Üblicherweise wird eine mittlere Luftgeschwindigkeit über alle drei Raumachsen und einen bestimmten Zeitraum ermittelt. Studien haben ergeben, dass auch die Variation der Luftgeschwindigkeit wichtig ist, weshalb in der Norm ISO 7730 der *International Standards Organization* empfohlen wird, zur mittleren Luftgeschwindigkeit auch noch deren Standardabweichung zu betrachten [28].
4. **Luftfeuchtigkeit:** Um eine Flüssigkeit in den gasförmigen Aggregatzustand zu überführen, muss ihr eine gewisse latente Wärmemenge zugeführt werden, um die Verdampfungsenthalpie zu überwinden. Dies macht sich der menschliche Körper zunutze, in dem er sich durch das Verdampfen von Schweiß auf der Haut selbst abkühlen kann. Die Luftfeuchtigkeit der Umgebungsluft hat dabei einen erheblichen Einfluss darauf, wie viel Schweiß vom Körper zur Temperaturregulierung verdampft werden kann.

5. **Metabolismus:** Die Hauptquelle von thermischer Energie im menschlichen Körper entsteht durch seinen Metabolismus (Stoffwechsel). Die durch mechanische Arbeit entstehende Wärme beträgt maximal 25 % der Wärmemenge, die durch chemische Stoffwechselfvorgänge in den Zellen des menschlichen Körpers entstehen. Die gesamte im Körper entstehende Wärmemenge ist von vielen Faktoren abhängig, wie z. B. der momentanen Aktivität, Nahrungsaufnahme, Alter und Gesundheitszustand.
6. **Kleidung:** Die Kleidung bietet einen thermischen Widerstand zwischen dem menschlichen Körper und der Umgebung und beeinflusst auch Konvektion und Verdampfung von Schweiß. Sie hat also ebenfalls einen großen Einfluss auf Wärmeaustausch und thermischen Komfort.

Dabei sind die ersten vier Parameter Umgebungsvariablen, während die letzten beiden durch die Person selbst bestimmt werden.

Aus sämtlichen auf den menschlichen Körper einwirkenden Wärmeströmen lässt sich eine Gleichung aufstellen (Wärmebilanz), die dieser versucht stets im Gleichgewicht zu halten. Je nach aktuellem Zustand der Wärmeübergänge von und zum Körper, kann ein durchschnittliches subjektives Empfinden zugeordnet werden, da eine Messung bzw. Quantifizierung nicht möglich ist. Als Bewertung für diese subjektive Empfindung wird meist eine siebenstufige Skala von -3 bis +3, das *thermal sensation vote* (TSV) verwendet (s. Abbildung 2.16). [76]

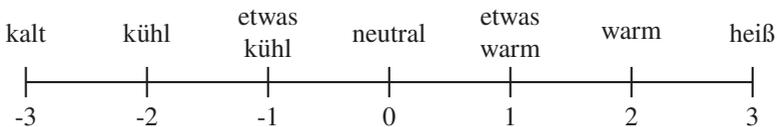


Abbildung 2.16: Benennung der sieben Stufen der TSV-Skala nach ISO 7730 [28]

Beim Übergang von einer einzelnen Person zu einer größeren Gruppe von Menschen kann durch die Berechnung, Messung oder Abschätzung der Parameter aus Tabelle 2.3 das *predicted mean vote* (PMV) berechnet werden, also eine zu erwartende durchschnittliche Bewertung der subjektiven Empfindung innerhalb der Gruppe.

Tabelle 2.3: Parameter für die Berechnung des PMV [28]

Formelzeichen	Beschreibung	Einheit
M	Energieumsatz	W/m^2 ^a
W	wirksame mechanische Leistung	W/m^2 ^a
I_{cl}	Bekleidungsisolation	$\text{m}^2 \text{K/W}$ ^b
f_{cl}	Bekleidungsflächenfaktor	
T_a	Lufttemperatur	$^{\circ}\text{C}$
\bar{T}_r	mittlere Strahlungstemperatur	$^{\circ}\text{C}$
v_{ar}	relative Luftgeschwindigkeit	m/s
p_D	Wasserdampfpartialdruck	Pa
h_c	konvektiver Wärmeübergangskoeffizient	$\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$
T_{cl}	Oberflächentemperatur der Bekleidung	$^{\circ}\text{C}$

^a Standardwert 1 Metabolische Einheit: $1 \text{ met} = 58,2 \text{ W/m}^2$

^b Standardwert 1 Kleidungseinheit: $1 \text{ clo} = 0,155 \text{ m}^2 \text{K/W}$

Das PMV verwendet dabei die gleiche siebenstufige Skala wie das TSV. Die Berechnung erfolgt nach der ISO 7730 mithilfe folgender Formeln [28]:

$$\begin{aligned}
 \text{PMV} = & \left(0,303 \cdot e^{-0,036M} + 0,028 \right) \cdot \left\{ M - W \right. \\
 & - 3,05 \cdot 10^{-3} [5733 - 6,99(M - W) - p_D] \\
 & - 0,42 [(M - W) - 58,15] \\
 & - 1,7 \cdot 10^{-5} M (5867 - p_D) - 0,0014M (34 - T_a) \\
 & \left. - 3,96 \cdot 10^{-8} f_{cl} \left[(T_{cl} + 273)^4 - (\bar{T}_r + 273)^4 \right] \right. \\
 & \left. - f_{cl} h_c (T_{cl} - T_a) \right\} \quad (2.13)
 \end{aligned}$$

$$T_{cl} = 35,7 - 0,028 \cdot (M - W) - I_{cl} \left\{ 3,96 \cdot 10^{-8} f_{cl} \left[(T_{cl} + 273)^4 - (\bar{T}_r + 273)^4 \right] + f_{cl} h_c (T_{cl} - T_a) \right\} \quad (2.14)$$

$$h_c = \begin{cases} 2,38 |T_{cl} - T_a|^{0,25} & \text{für } 2,38 |T_{cl} - T_a|^{0,25} \geq 12,1 \sqrt{v_{ar}} \\ 12,1 \sqrt{v_{ar}} & \text{für } 2,38 |T_{cl} - T_a|^{0,25} < 12,1 \sqrt{v_{ar}} \end{cases} \quad (2.15)$$

$$f_{cl} = \begin{cases} 1,00 + 1,290 I_{cl} & \text{für } I_{cl} \leq 0,078 \text{ m}^2 \text{K/W} \\ 1,05 + 0,645 I_{cl} & \text{für } I_{cl} > 0,078 \text{ m}^2 \text{K/W} \end{cases} \quad (2.16)$$

Der Energieumsatz M beschreibt dabei den menschlichen Metabolismus und ergibt, abzüglich der von der Person aufgebrauchten mechanischen Leistung, die Wärmeleistung die im Körper zur Verfügung steht. Die Bekleidungsisoliation I_{cl} setzt sich aus den Isolationswerten der getragenen Kleidung zusammen und kann anhand von typischen Werten für einzelne Kleidungsstücke abgeschätzt werden (s. [28] Anhang C). Der Bekleidungsflächenfaktor f_{cl} beschreibt das Verhältnis der Oberfläche des bekleideten Körpers zur Oberfläche des nackten Körpers.

Neben der Anwendung zur Ermittlung der zu erwartenden Behaglichkeit kann die Berechnung auch rückwärts erfolgen. Um ein durchschnittlich neutrales Empfinden zu erreichen, kann das $PMV = 0$ gesetzt werden, um eine Gleichung zu erhalten, mit der mögliche oder nötige Kombinationen anderer Parameter bestimmt werden können.

Wurde das PMV bestimmt, kann daraus auch der Anteil an unzufriedenen Personen abgeleitet werden (PPD, engl. predicted percentage dissatisfied), um die voraussichtliche Akzeptanz des thermischen Umfelds statistisch zu beschreiben (s. Abbildung 2.17). Dabei gilt folgender Zusammenhang:

$$PPD = 100 - 95 \cdot e^{-0.03353 \cdot PMV^4 - 0.2179 \cdot PMV^2} \quad (2.17)$$

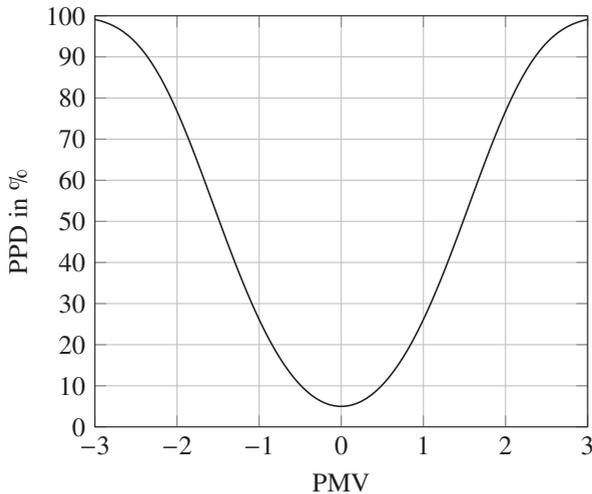


Abbildung 2.17: Zusammenhang von PMV und PPD

Für thermischen Komfort des ganzen Körpers gibt es folgende drei grundlegenden Bedingungen [39]:

1. Der Körper ist im thermischen Gleichgewicht
2. Die Schweißrate liegt innerhalb der Komfortgrenzen
3. Die mittlere Hauttemperatur liegt innerhalb der Komfortgrenzen

Allerdings kann auch eine lokale Unbehaglichkeit entstehen, z. B. durch Zugluft, einseitig höhere Strahlungstemperatur (Sonne), heiße oder kalte Oberflächen und Fußböden. Sie haben einen höheren Einfluss bei Personen mit niedriger metabolischer Rate, z. B. beim Sitzen. Der Einfluss auf den Prozentsatz unzufriedener Personen kann für einzelne Ursachen individuell betrachtet werden (s. [28]). Da der thermische Komfort auch von personenspezifischen Parametern abhängt, kann durch diese persönlichen Unterschiede kein Umgebungsklima alle Personen einer Gruppe gleichzeitig zufriedenstellen. Mit Methoden wie der Berechnung von PMV und PPD kann es aber soweit angepasst werden, dass unter den gegebenen Voraussetzungen der Anteil an unzufriedenen Personen minimal wird.

2.5 Thermische Modellierung

Im Folgenden wird ein thermisches Modell eines Linienbusses aufgestellt, anhand dessen die HVAC-Vorgänge beschrieben und untersucht werden können. Dem liegen die Eigenschaften von feuchter Luft zugrunde, einem Gemisch aus trockener Luft und Wasserdampf. Der Luft kann dabei nur so viel Wasserdampf zugemischt werden, bis der Wasserdampfpartialdruck p_D den Sättigungsdruck p_{DS} erreicht hat.

Definition 2.11: Wasserdampfpartialdruck

Der Wasserdampfpartialdruck p_D (Einheit: Pa) ist der Teildruck des in der Luft vorhandenen Wasserdampfes. Er bildet zusammen mit dem Teildruck der trockenen Luft p_L den Gesamtdruck p (ugs. Luftdruck). [27, S. 453]

Definition 2.12: Sättigungsdruck

Der Sättigungsdruck p_{DS} (Einheit: Pa) beschreibt den maximalen Wasserdampfpartialdruck in feuchter Luft. Er ist eine Funktion der Temperatur und unabhängig vom Luftdruck. [27, S. 454]

Definition 2.13: Relative Feuchte

Die relative Feuchte φ (Einheit: %) beschreibt den Anteil der möglichen Wasserdampfaufnahme in ungesättigter Luft:

$$\varphi = \frac{p_D}{p_{DS}} \quad (2.18)$$

Beim Be- und Entfeuchten von Luft bleibt die Masse der trockenen Luft m_L konstant und die Masse des Wasserdampfes m_D wird verändert. Dafür ist es oft hilfreich mit dem Feuchtegrad x zu rechnen.

Definition 2.14: Feuchtegrad

Der Feuchtegrad x (Einheit: kg/kg) beschreibt die Masse an Wasserdampf im Verhältnis zur Masse der trockenen Luft:

$$x = \frac{m_D}{m_L} \quad (2.19)$$

Während bei konstanter Stoffmenge eine Veränderung der Temperatur zu einer Änderung der relativen Feuchte φ führt, bleibt der Feuchtegrad x dabei konstant.

Da die Klimatisierung von Luft auf isobaren Zustandsänderungen aufbaut, führt eine Übertragung von Wärme zu einer Änderung der spezifischen Enthalpie der Luft [27, S. 455].

Definition 2.15: Enthalpie

Die Enthalpie H (Einheit: J) ist eine Zustandsgröße eines thermodynamischen Systems. Sie berechnet sich aus der inneren Energie U , dem Druck p und dem Volumen V und kann nicht direkt gemessen werden:

$$H = U + pV \quad (2.20)$$

Wird die Enthalpie H auf eine Masse m bezogen, entsteht eine intensive Größe, die spezifische Enthalpie h (Einheit: J/kg):

$$h = \frac{H}{m} \quad (2.21)$$

Die spezifische Enthalpie von feuchter Luft bestimmt sich aus den spezifischen Enthalpien von trockener Luft h_L und Wasserdampf h_D , sowie dem Feuchtegrad x (Konstanten s. Tabelle A.I):

$$h = h_L + xh_D \quad (2.22)$$

$$h_L = c_{p,L}T \quad (2.23)$$

$$h_D = c_{p,D}T + r_0 \quad (2.24)$$

Die Enthalpie der trockenen Luft wird auch als sensible Wärme und die Enthalpie des Wasserdampfes als latente Wärme bezeichnet.

Definition 2.16: Enthalpiestrom

Wird Luft mit der spezifischen Enthalpie h durch einen Luftmassenstrom \dot{m}_L bewegt, entsteht ein Enthalpiestrom \dot{H} :

$$\dot{H} = h \cdot \dot{m}_L \quad (2.25)$$

Ein Enthalpiestrom \dot{H} ist gleichbedeutend mit einem Wärmestrom \dot{Q} und wird wie dieser in einen sensiblen Anteil (Änderung der Temperatur) und einen latenten Anteil (Änderung des Feuchtegrads) aufgeteilt. Im Folgenden wird der Begriff Enthalpiestrom zur besseren Unterscheidung verwendet, um so einen Wärmestrom zu kennzeichnen, der explizit durch den Transport von feuchter Luft hervorgerufen wird.

Die Aufteilung der Klimazonen (s. Definition 2.9) eignet sich auch für die Aufteilung des thermischen Modells. Vom Aufbau der Luftführung (s. Abbildung 2.5) kann das thermische Modell einer Klimazone abgeleitet werden (s. Abbildung 2.18), indem die auf die Klimazone einwirkenden Enthalpie- und Wärmeströme betrachtet werden.

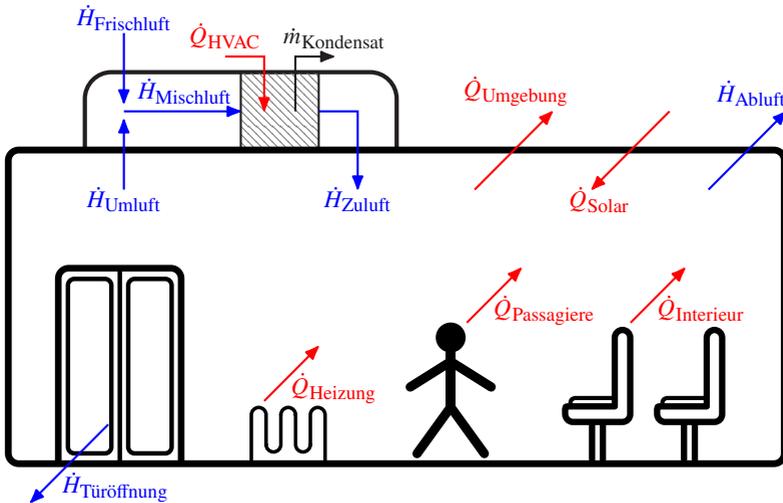


Abbildung 2.18: Thermisches Modell einer Klimazone

Enthalpieströme (blau) deuten dabei auf einen Transport von feuchter Luft hin, Wärmeströme (rot) auf einen Wärmetransport durch Konduktion oder Strahlung. Dabei ist die Richtung des Wärmestroms durch die Pfeilrichtung vorgegeben. Im Falle eines umgekehrten Wärmestroms wird dieser durch einen negativen Zahlenwert gekennzeichnet. So entspricht $\dot{Q}_{\text{HVAC}} > 0$ dem Heizbetrieb und $\dot{Q}_{\text{HVAC}} < 0$ dem Kühlbetrieb der HVAC-Einheit. Die Luftmenge innerhalb der Klimazone wird vereinfacht als eine homogene thermische Masse mit den Zustandsgrößen T_{Kabine} , x_{Kabine} und h_{Kabine} betrachtet, die Umgebung entsprechend mit T_{Umgebung} , x_{Umgebung} und h_{Umgebung} .

In der HVAC-Einheit wird Umluft und Frischluft in einem Mischungsverhältnis gemischt, das durch die Stellung der Umluftklappe geregelt wird (s. Abbildung 2.5). Der Frischluftanteil a beschreibt dabei den Anteil des Frischluftmassenstroms am gesamten Mischluftmassenstrom:

$$a = \frac{\dot{m}_{\text{Frischluft}}}{\dot{m}_{\text{Mischluft}}} = \frac{\dot{m}_{\text{Frischluft}}}{\dot{m}_{\text{Frischluft}} + \dot{m}_{\text{Umluft}}} \quad (2.26)$$

Für die Mischluft folgt:

$$x_{\text{Mischluft}} = (1 - a) \cdot x_{\text{Kabine}} + a \cdot x_{\text{Umgebung}} \quad (2.27)$$

$$h_{\text{Mischluft}} = (1 - a) \cdot h_{\text{Kabine}} + a \cdot h_{\text{Umgebung}} \quad (2.28)$$

Üblicherweise werden im HVAC-System der Frischluftanteil a durch die Umluftklappe und der Mischluftmassenstrom $\dot{m}_{\text{Mischluft}}$ durch das Gebläse vorgegeben. Somit ergeben sich:

$$\dot{H}_{\text{Frischluft}} = h_{\text{Umgebung}} \cdot \dot{m}_{\text{Frischluft}} = a \cdot h_{\text{Umgebung}} \cdot \dot{m}_{\text{Mischluft}} \quad (2.29)$$

$$\dot{H}_{\text{Umluft}} = h_{\text{Kabine}} \cdot \dot{m}_{\text{Umluft}} = (1 - a) \cdot h_{\text{Kabine}} \cdot \dot{m}_{\text{Mischluft}} \quad (2.30)$$

$$\dot{H}_{\text{Mischluft}} = \dot{H}_{\text{Frischluft}} + \dot{H}_{\text{Umluft}} \quad (2.31)$$

Die Mischluft durchströmt die HVAC-Einheit, wo ihr der Wärmestrom \dot{Q}_{HVAC} zugeführt wird. Liegt die Oberflächentemperatur des Wärmeübertragers oberhalb des Taupunktes der Luft, erfolgt eine rein sensible Wärmeübertragung mit Änderung der Lufttemperatur. Liegt die Oberflächentemperatur jedoch unterhalb des Taupunktes, wird eine relative Feuchte $\varphi = 100\%$ erreicht und Feuchtigkeit kondensiert aus der Luft. Diese wird als flüssiger Kondensatmas-

senstrom $\dot{m}_{\text{Kondensat}}$ aus der HVAC-Einheit nach außen abgeführt. Anhand der möglichen Feuchtegrade x von Luft kann $\dot{m}_{\text{Mischluft}} \gg \dot{m}_{\text{Kondensat}}$ angenommen werden⁴, woraus $\dot{m}_{\text{Zuluft}} \approx \dot{m}_{\text{Mischluft}}$ folgt.

$$\dot{m}_{\text{Kondensat}} = (x_{\text{Mischluft}} - x_{\text{Zuluft}})\dot{m}_{\text{Mischluft}} \quad (2.32)$$

Die Vorgänge in der HVAC-Einheit lassen sich durch folgende Gleichung beschreiben:

$$\dot{H}_{\text{Zuluft}} = \dot{H}_{\text{Frischluf}} + \dot{H}_{\text{Umluft}} + \dot{Q}_{\text{HVAC}} \quad (2.33)$$

Der Massenstrom \dot{m}_{Abluft} beschreibt, wie viel Luft aus der Kabine an die Umgebung abgegeben wird und bestimmt den zugehörigen Enthalpiestrom \dot{H}_{Abluft} :

$$\dot{H}_{\text{Abluft}} = h_{\text{Kabine}} \cdot \dot{m}_{\text{Abluft}} \quad (2.34)$$

Bei einer Türöffnung entsteht ein bidirektionaler Austausch von Luft zwischen Kabine und Umgebung mit dem resultierenden Enthalpiestrom $\dot{H}_{\text{Türe}}$ pro Anzahl der geöffneten Türen $N_{\text{Türen, geöffnet}}$:

$$\dot{H}_{\text{Türe}} = h_{\text{Kabine}} \cdot \dot{m}_{\text{Tür, ausströmend}} - h_{\text{Umgebung}} \cdot \dot{m}_{\text{Tür, einströmend}} \quad (2.35)$$

$$\dot{H}_{\text{Türöffnung}} = N_{\text{Türen, geöffnet}} \cdot \dot{H}_{\text{Türe}} \quad (2.36)$$

Weichen T_{Kabine} und T_{Umgebung} voneinander ab, wird der Wärmestrom $\dot{Q}_{\text{Umgebung}}$ von der Kabine an die Umgebung abgegeben. Dieser ist abhängig von der Temperaturdifferenz, der Oberfläche A und dem Wärmedurchgangskoeffizient U (in $\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$) [110]:

$$\dot{Q}_{\text{Umgebung}} = A \cdot U \cdot (T_{\text{Kabine}} - T_{\text{Umgebung}}) \quad (2.37)$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{U_{\text{Konvektion}}} + \frac{1}{U_{\text{Konduktion}}} = \frac{1}{h_{\text{Innen}}} + \frac{1}{h_{\text{Außen}}} + \sum_{i=1}^n \frac{d_i}{k_i} \quad (2.38)$$

⁴ Aus Beispielrechnung in Anhang A.3 ergibt sich $\dot{m}_{\text{Mischluft}} \approx 500 \cdot \dot{m}_{\text{Kondensat}}$

Der Wärmedurchgang wird aus folgenden Anteilen modelliert:

- Konvektiver Wärmeübergang mit Wärmeübergangskoeffizient h_{Innen} zwischen Kabinenluft und Wand [99, S. 59]:

$$h_{\text{Innen}} = \begin{cases} 5,0 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} & \text{bei aufwärts gerichtetem Wärmestrom} \\ 2,5 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} & \text{bei horizontal gerichtetem Wärmestrom} \\ 0,7 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} & \text{bei abwärts gerichtetem Wärmestrom} \end{cases} \quad (2.39)$$

- Summe aus der Wärmeleitung durch n Schichten homogenen Materials mit Dicke d und Wärmeleitfähigkeit k .
- Konvektiver Wärmeübergang mit Wärmeübergangskoeffizient $h_{\text{Außen}}$ zwischen Wand und Umgebung. Dieser ist von der relativen Geschwindigkeit der Luft zur Oberfläche und damit von der Geschwindigkeit des Fahrzeugs abhängig [99, S. 59]:

$$h_{\text{Außen}} = \left(4 + 4 \frac{\text{s}}{\text{m}} v_{\text{Fahrzeug}}\right) \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \quad (2.40)$$

Durch die Sonne ergibt sich ein wesentlicher Wärmeeintrag in die Kabine, der sich aus direkter, diffuser und reflektierter Solarstrahlung zusammensetzt und von der Fahrzeuggeometrie sowie dem Einstrahlwinkel abhängt [110]:

$$\dot{Q}_{\text{Solar}} = \dot{Q}_{\text{direkt}} + \dot{Q}_{\text{diffus}} + \dot{Q}_{\text{reflektiert}} \quad (2.41)$$

Kommen in der Kabine noch zusätzliche Heizungen mit Umwälzgebläse (s. Abschnitt 2.2) zum Einsatz, wird ihr der rein sensible Wärmestrom \dot{Q}_{Heizung} zugeführt.

Weicht die Temperatur $T_{\text{Interieur}}$ der Innenausstattung (vereinfacht als eine homogene thermische Masse $m_{\text{Interieur}}$) von T_{Kabine} ab, entsteht der Wärmestrom $\dot{Q}_{\text{Interieur}}$:

$$\dot{Q}_{\text{Interieur}} = m_{\text{Interieur}} \cdot c_{p, \text{Interieur}} \cdot \dot{T}_{\text{Interieur}} \quad (2.42)$$

Dieser ist hauptsächlich für Aufheiz- und Abkühlvorgänge relevant, da sich $T_{\text{Interieur}}$ und T_{Kabine} im stationären Zustand annähern und $\dot{Q}_{\text{Interieur}}$ damit vernachlässigbar klein wird.

Ein normal bekleideter, sitzender Mensch gibt einen Wärmestrom \dot{Q}_P zwischen 110 W und 120 W ab, welcher sich abhängig von der Raumtemperatur aus sensibler und latenter Wärme zusammensetzt (s. Abbildung 2.19). Je höher die Raumtemperatur ist, desto größer ist der Anteil der Wärmeabgabe, der durch Verdunstung von Schweiß erreicht wird und somit zu latenter Wärme führt.

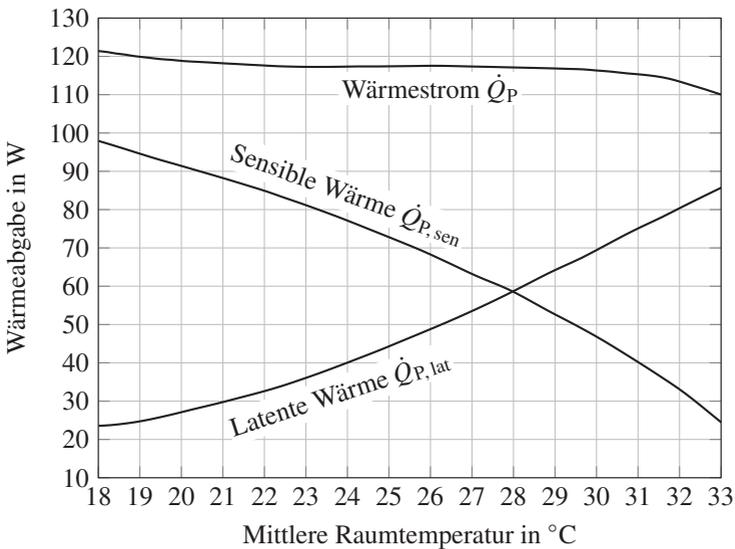


Abbildung 2.19: Wärmeabgabe eines Menschen, normal bekleidet und sitzend [29]

Der Wärmestrom durch die Passagiere ergibt sich mit deren Anzahl $N_{\text{Passagiere}}$ zu:

$$\dot{Q}_{\text{Passagiere}} = N_{\text{Passagiere}} \cdot \dot{Q}_P = N_{\text{Passagiere}} \cdot (\dot{Q}_{P, \text{sen}} + \dot{Q}_{P, \text{lat}}) \quad (2.43)$$

Aus allen Anteilen lässt sich der gesamte auf die Kabine einwirkende Wärmestrom \dot{Q}_{gesamt} berechnen:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{gesamt}} = & \dot{H}_{\text{Zuluft}} - \dot{H}_{\text{Umluft}} - \dot{H}_{\text{Abluft}} - \dot{H}_{\text{Türöffnung}} - \dot{Q}_{\text{Umgebung}} \\ & + \dot{Q}_{\text{Solar}} + \dot{Q}_{\text{Heizung}} + \dot{Q}_{\text{Interieur}} + \dot{Q}_{\text{Passagiere}} \end{aligned} \quad (2.44)$$

Beim Zusammensetzen der einzelnen Klimazonen (s. Definition 2.9) in einem Fahrzeug kommen noch zusätzliche Enthalpieströme hinzu, die den Luftaustausch zwischen den Klimazonen modellieren. Bei einem Solobus ist dies $\dot{H}_{\text{FAP, FGR1}}$ zwischen Fahrerarbeitsplatz und Fahrgastraum und bei einem Gelenkbus noch zusätzlich $\dot{H}_{\text{FGR1, FGR2}}$ zwischen erstem und zweitem Fahrgastraum (s. Abbildung 2.20).

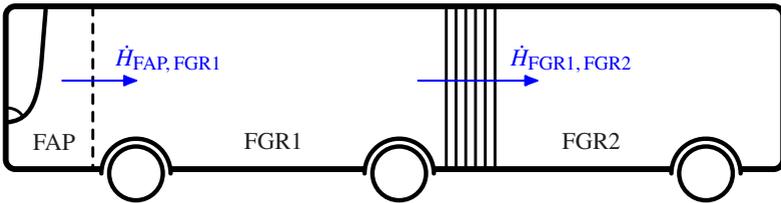


Abbildung 2.20: Thermische Abhängigkeit zwischen Klimazonen

Da die einzelnen Klimazonen offen verbunden sind und somit keinen Druckunterschied aufweisen, erfolgt bei einem Massenstrom zwischen zwei Zonen automatisch der Rücktransport eines gleich großen Massenstroms in entgegengesetzte Richtung zum Ausgleich des Drucks.

$$\dot{H}_{\text{FAP, FGR1}} = (h_{\text{FAP}} - h_{\text{FGR1}}) \cdot \dot{m}_{\text{FAP, FGR1}} \quad (2.45)$$

$$\dot{H}_{\text{FGR1, FGR2}} = (h_{\text{FGR1}} - h_{\text{FGR2}}) \cdot \dot{m}_{\text{FGR1, FGR2}} \quad (2.46)$$

2.6 E/E-Architekturen im Automobilbereich

2.6.1 Kommunikationsmodelle

Um die Kommunikation von offenen Systemen zu beschreiben, wurde 1983 von der *International Standards Organization (ISO)* eine Norm mit dem Titel *Basic Reference Model for Open Systems Interconnection (OSI)* veröffentlicht. Dieses OSI-Referenzmodell unterteilt die Kommunikation abstrakt in sieben Schichten, von denen jede eine fest definierte Aufgabe besitzt (s. Tabelle 2.4). Die Schichten stellen Dienste und Schnittstellen für die darüber- und darunterliegenden Schichten bereit oder nutzen diese. Auf diese Weise werden die Schichten auf

Tabelle 2.4: Schichten des OSI-Modells nach [66, S. 447], [100, S. 10]

OSI-Schicht	Bezeichnung	Aufgabe
7	Application Layer (Anwendung)	definiert Anwenderprogramme und -dienste
6	Presentation Layer (Darstellung)	legt Datenstrukturen fest und konvertiert Daten zwischen den angrenzenden Schichten (Formatierung, Verschlüsselung, Zeichensatz)
5	Session Layer (Sitzung)	definiert eine Schnittstelle zum Auf- und Abbau von Sitzungen
4	Transport Layer (Transport)	stellt eine gesicherte logische Verbindung zwischen den Teilnehmern bereit
3	Network Layer (Netzwerk)	definiert Adressen und Wege der Daten durch das Netz, transportiert Daten von Quelle zu Ziel
2	Data Link Layer (Verbindung)	legt Datenformate für die Übertragung fest und steuert den Zugriff auf das Übertragungsmedium
1	Physical Layer (Bitübertragung)	definiert elektrische und mechanische Eigenschaften des Übertragungsmediums

jeder Seite der Kommunikation vertikal durchlaufen. Dabei kommuniziert jede Schicht horizontal mit der zugehörigen Schicht derselben Ebene auf der Seite des anderen Kommunikationspartners [100].

2.6.2 Bussysteme

Controller Area Network

Controller Area Network (CAN) wurde in den 80er-Jahren von Bosch entwickelt und ist derzeit das am häufigsten eingesetzte Bussystem im Automobilbereich [133, S. 57].

Anfangs wurde nur der *Data Link Layer* (s. Unterabschnitt 2.6.1) spezifiziert, wodurch gerade im *Application Layer* viele unterschiedliche Lösungen entstanden sind. Der CAN-Bus wird laut ISO 11898 mit einer verdrehten Zweidrahtleitung als Linien-Bus ausgeführt und an beiden Enden mit einem Widerstand von $120\ \Omega$ abgeschlossen. Für den *Physical Layer* haben sich die beiden Varianten *High-Speed-CAN* mit Bitraten von 250 kbit/s und 500 kbit/s, sowie *Low-Speed-CAN* mit einer Bitrate von ≤ 125 kbit/s durchgesetzt. Je höher die Bitrate, desto kleiner darf die maximale Buslänge sein, nach der Faustformel [133, S. 58]

$$\text{Buslänge} \leq 40 \dots 50 \text{ m} * \frac{1 \text{ Mbit/s}}{\text{Bitrate}} \quad (2.47)$$

Der Zugriff auf das Medium erfolgt nach dem *Wired-OR-Prinzip*. Es gibt also einen dominanten und einen rezessiven Zustand, sobald mindestens ein Busteilnehmer einen dominanten Zustand sendet, nimmt der ganze Bus diesen Zustand an. Dies wird für die bitweise Arbitrierung verwendet, bei der alle Busteilnehmer gleichzeitig senden und derjenige mit dem niedrigsten Identifier den Buszugriff gewinnt.

Local Interconnect Network

Local Interconnect Network (LIN) wurde Ende der 90er-Jahre von Motorola in Zusammenarbeit mit verschiedenen Automobilherstellern entwickelt. Die in diesem LIN-Konsortium entstandenen Spezifikationen sind frei verfügbar.

Das ursprüngliche Ziel bei der Entwicklung war, für die primitive Anbindung von Sensoren und Aktoren eine kostengünstigere Alternative zum CAN-Bus zu finden. Aufgrund der extrem hohen Stückzahlen von CAN-Bustransceivern sind die tatsächlichen Kosteneinsparungen schlussendlich jedoch beinahe vernachlässigbar [133, S. 79]. Trotzdem werden LIN-Busse häufig für die Anbindung z. B. von Karosserieelektronik, Fensterhebern, Lichtsteuerungen oder Bedienteilen wie Multi-Funktions-Lenkräder verwendet.

Als Übertragungsmedium wird ein bidirektionaler Ein-Draht-Bus verwendet, über den die Bitübertragung Standard-UART⁵ kompatibel zeichenweise mit 1 Start-Bit, 8 Daten-Bits und 1 Stopp-Bit je Zeichen erfolgt. Die Bitrate kann im Bereich von 1 bis 20 kbit/s liegen. LIN arbeitet verbindungslos und hat keine Mechanismen zur automatischen Fehlerkorrektur in der Übertragung [133, S. 80].

FlexRay

FlexRay wurde entwickelt, nachdem zunehmend auch immer mehr Daten für sicherheitskritische Funktionen (z. B. Brake-by-Wire, Steer-by-Wire) über Busse ausgetauscht werden sollten und der bis dahin verwendete CAN-Bus den dafür notwendigen Sicherheits- und Echtzeitanforderungen nicht genügte. Trotz großen Ähnlichkeiten im Anforderungsprofil zu dem von CAN erfolgte die Entwicklung von Grund auf neu. Es wird wie beim CAN-Bus eine bidirektionale Zwei-Draht-Leitung verwendet, die die Teilnehmer entweder als Linien-Bus oder in Sternstruktur miteinander verbindet. Zudem ist auch ein Betrieb als zweikanaliges System vorgesehen, bei dem der zweite Kanal entweder als Redundanz zur Erhöhung der Ausfallsicherheit oder als Erweiterung zur Erhöhung der Bandbreite eingesetzt werden kann. Als Bitraten sind 2, 5 und 10 Mbit/s möglich. Der Zugriff auf den Bus erfolgt in Kommunikationszyklen zu festen Zeitrastern, was auch die Echtzeitfähigkeit und Absicherung von maximalen Sendelatenzen ermöglicht. Die Markteinführung von FlexRay erfolgte zunächst verhalten, mittlerweile wird es in vielen Bereichen als Ergänzung zum CAN-Bus eingesetzt, ohne diesen aber komplett zu ersetzen [133, S. 97].

⁵ Universal Asynchronous Receiver Transmitter

Ethernet

Um den stetig wachsenden Bandbreitenbedarf zu decken, ohne hohen Entwicklungsaufwand in proprietäre automobiler Bussysteme investieren zu müssen, wird auch im Automobilbereich vermehrt Ethernet verwendet, da die benötigten Hardware-Komponenten (OSI-Schicht 1 und 2) durch hohe Stückzahlen und Standardisierung kostengünstig einsetzbar sind [133, S. 138]. Ein großer Vorteil ist die Trennung nach den verschiedenen OSI-Schichten. Während die Verbindungsschicht größtenteils unverändert bleibt, werden durch Weiterentwicklung der Bitübertragungsschicht immer höhere Übertragungsraten ermöglicht [133, S. 140]. Darauf aufbauend werden Standard Internetprotokolle wie IP, TCP, UDP verwendet (OSI-Schicht 3 und 4), wobei im Automobilbereich auch Protokolle aus den höheren Kommunikationsschichten Einsatz finden oder speziell dafür entwickelt werden [79].

2.6.3 Architekturen

Seit der Einführung des ersten elektrischen Fensterhebers in einem Serienautomobil im Jahr 1941 hat eine stetige Weiterentwicklung und Elektrifizierung im Automobilbereich stattgefunden [32]. Nachdem eine direkte Verkabelung der immer steigenden Anzahl an Sensoren, Aktoren und Steuergeräten nicht mehr praktikabel war, kamen vermehrt Bussysteme zum Einsatz. Durch den Zugriff vieler Netzwerkknoten auf ein gemeinsames Medium können nicht nur Kosten und Gewicht eingespart, sondern auch die Fehleranfälligkeit reduziert und die Diagnose erleichtert werden [106]. Die dabei ursprünglich eingesetzte signalbasierte Kommunikation ist bis heute in E/E-Architekturen (s. Definition 2.17) im Einsatz. Übliche Technologien sind dabei z. B. CAN, LIN, FlexRay (s. Unterabschnitt 2.6.2).

Definition 2.17: E/E-Architektur

Die Elektrik/Elektronik-Architektur definiert den Aufbau und die Verbindung der Elektrik- und Elektronik-Komponenten eines Fahrzeugs. Dies beinhaltet Steuergeräte mit angeschlossener Sensorik und Aktuatorik, sowie die Strom- und Signalverteilung zwischen diesen.

Der Entwurf und die Entwicklung von E/E-Architekturen ist ein fachbereichsübergreifender Prozess, der sowohl die Definition des Funktionsumfangs, die Verteilung der Funktionen auf Steuergeräte, Planung der physikalischen und logischen Kommunikation, sowie konstruktive Aspekte zu Bauraum und Umweltanforderungen umfasst [106]. Um diesen Prozess und benötigte Entwicklungswerkzeuge zu standardisieren, sowie Referenzarchitekturen und -implementierungen bereitzustellen, haben führende Unternehmen der Automobil- und Softwareindustrie die globale Partnerschaft AUTOSAR (AUTomotive Open System ARchitecture) gegründet.

Die AUTOSAR Classic Plattform⁶ sieht als Referenzarchitektur für signalbasierte Architekturen eine dreischichtige Softwarearchitektur für Steuergeräte vor [104]:

- In der Basissoftware werden Betriebssystem, Treiber und Standardfunktionen für Kommunikation oder Diagnose umgesetzt
- Die zweite Schicht bildet die Laufzeitumgebung, die als Abstraktionsebene dient und standardisierte Schnittstellen bereitstellt
- In der dritten Schicht wird schließlich die eigentliche Applikationssoftware umgesetzt

Durch zunehmende Vernetzung, steigende Anzahl an Funktionen und Steuergeräten kommen auch serviceorientierte Architekturen (SOA), z. B. mit Ethernet als zugrundeliegendem Bussystem zum Einsatz. Die Softwarearchitektur orientiert sich mehr an der funktionalen Ebene, wobei Dienste angeboten (Service-Provider) oder konsumiert (Service-Consumer) werden. Die Zuordnung von Service-Providern und -Consumern zu den Steuergeräten, sowie der Aufbau der Kommunikationswege zwischen diesen erfolgt zur Laufzeit des Systems und kann auch dynamisch angepasst werden [105]. Zur Umsetzung einer SOA gibt es die AUTOSAR Adaptive Plattform⁷, welche auch parallel zu AUTOSAR Classic Anteilen im Fahrzeug verwendet werden kann, sowie die ursprünglich für Robotersysteme entwickelte open source Bibliothek ROS2⁸, welche ebenfalls im Automobilbereich eingesetzt wird [48].

⁶ s. <https://www.autosar.org/standards/classic-platform>

⁷ s. <https://www.autosar.org/standards/adaptive-platform>

⁸ s. <https://ros.org>

2.6.4 Entwicklungsprozesse

Um die systematische Entwicklung und Integration von Softwarekomponenten ins Gesamtsystem eines Fahrzeugs abzusichern, hat sich im Automobilbereich das V-Modell etabliert [83, S. 35]. Dieser ursprünglich für IT-Systeme des Bundes definierte Entwicklungsstandard beschreibt das Vorgehensmodell (*Was ist zu tun?*), die Methodenzuordnungen (*Wie ist etwas zu tun?*) und die funktionalen Werkzeuganforderungen (*Womit ist etwas zu tun?*) [34]. Das Vorgehensmodell teilt sich in einen Top-down-Prozess, in dem schrittweise Anforderungen auf immer kleinere Komponenten und Module heruntergebrochen werden, und einen Bottom-up-Prozess auf, in dem diese nach der Implementierung wieder schrittweise integriert und getestet werden [93, S. 70]. Von der dabei entstehenden Form (s. Abbildung 2.21) hat es den Namen V-Modell erhalten.

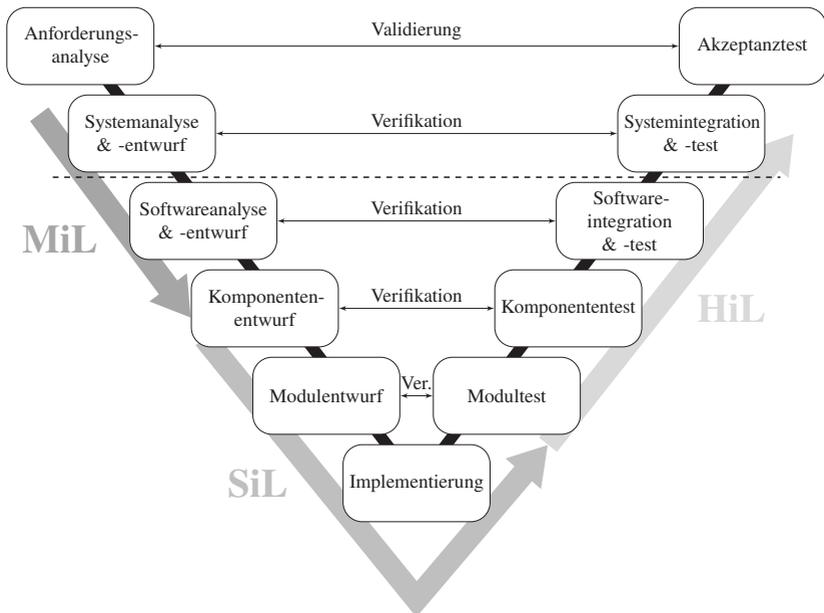


Abbildung 2.21: V-Modell mit X-in-the-Loop-Methodik nach [RSS22], [98], [125]

In aufwendigen Entwicklungsprojekten ist es vorteilhaft bereits früh im Entwicklungsprozess mit dem Testen zu beginnen, um schon zur Entwurfsphase

mögliche Fehler zu erkennen und auszubessern. Der X-in-the-Loop-Ansatz (XiL) beinhaltet verschiedene Teststufen über den gesamten Entwicklungsprozess hinweg, noch bevor die finale Integration auf die Zielplattform erfolgt [111]:

- **Model-in-the-Loop:** Beim MiL-Test wird das zu testende Modell in ein Modell der Regelstrecke oder des Gesamtsystems integriert und in einer gemeinsamen Simulation verifiziert, ohne dabei von Hardwarekomponenten oder Limitierungen der Zielplattform beeinflusst zu werden.
- **Software-in-the-Loop:** Beim SiL-Test liegt die zu testende Software bereits als kompilierter Code bereit und wird entweder auf einem emulierten Steuergerät oder unabhängig von der Hardware der Zielplattform auf einem Computer ausgeführt und verifiziert.
- **Hardware-in-the-Loop:** Beim HiL-Test wird die zu testende Software auf der Hardware der Zielplattform (Steuergerät) ausgeführt. Die Testumgebung interagiert dabei über die vorhandenen Schnittstellen (Analoge/Digitale Ein- und Ausgänge) mit dem Steuergerät und simuliert damit das umliegende System.

Der Einsatz der XiL-Testmethodik lässt sich den verschiedenen Stufen des V-Modells zuordnen (s. Abbildung 2.21), wodurch bereits im Top-down-Prozess eine funktionale Verifikation erfolgt, welche die Entwurfsqualität verbessert und die spätere Integration beschleunigt [125].

3 Systemanalyse und Stand der Wissenschaft und Technik

3.1 Problemstellung bei der Klimatisierung batterieelektrischer Stadtbusse

Bei BEBs wird die benötigte Energie für den Antriebsstrang und alle weiteren Verbraucher aus der Batterie entnommen. Daraus entstehen Anforderungen, sämtliche Energieverbraucher auf größtmögliche elektrische Effizienz auszulegen, was hingegen im konventionellen Dieselbus nur eine geringe Bedeutung hatte [20]. Um anhand eines Beispiels die jeweils zur Verfügung stehenden Energiemengen zu verdeutlichen, werden im Folgenden ein Solo Stadtbus mit dieselbetriebenem und einer mit elektrischem Antrieb verglichen. Dafür werden die Modelle *Mercedes-Benz Citaro* (Diesel) und *Mercedes-Benz eCitaro* (Elektro) beispielhaft herangezogen.

Mit dem Heizwert von Diesel (s. Tabelle A.I) und den technischen Daten des *Citaro*-Stadtbusse [37]

$$b_e = 190 \frac{\text{g}}{\text{kWh}} = 0,19 \frac{\text{kg}}{\text{kWh}} \quad (3.1)$$

$$V_{\text{Tank}} = 2601 \quad (3.2)$$

lässt sich der Energiegehalt einer Tankfüllung bestimmen:

$$E_{\text{Tank}} = V_{\text{Tank}} * H_{i,\text{vol, Diesel}} = 2506 \text{ kWh} \quad (3.3)$$

Aus dem spezifischen Kraftstoffverbrauch lässt sich der mechanische Wirkungsgrad des Motors und die für mechanischen Antrieb verfügbare Energiemenge einer Tankfüllung berechnen:

$$\eta_{\text{Motor}} = \frac{1}{b_e * H_{i,\text{mass, Diesel}}} = 44 \% \quad (3.4)$$

$$E_{\text{Antrieb}} = E_{\text{Tank}} * \eta_{\text{Motor}} = 1103 \text{ kWh} \quad (3.5)$$

Mehr als die Hälfte der aufgenommenen Energie geht also als thermische Energie ins Kühlwasser über oder wird in Form von Wärmestrahlung, heißen Abgasen etc. direkt an die Umwelt abgegeben. Der Anteil der Energie, der ins Kühlwasser übergeht, kann anschließend noch zur Beheizung des Innenraums verwendet werden. Mit dem Wirkungsgrad der anteilig vom Kühlwasser aufgenommenen Energie [89] von:

$$\eta_{\text{Kühlwasser}} = 27 \% \quad (3.6)$$

ergibt sich pro Tankfüllung eine zum Heizen nutzbare Energiemenge von:

$$E_{\text{Heiz}} = E_{\text{Tank}} * \eta_{\text{Kühlwasser}} = 677 \text{ kWh} \quad (3.7)$$

Die größte aktuell im eCitaro 12 m Solobus erhältliche Batteriekonfiguration hat einen Energiegehalt von [38]:

$$E_{\text{Batterie}} = 441 \text{ kWh} \quad (3.8)$$

Betrachtet man ein fossiles Zusatzheizgerät (ZHG) (s. Unterabschnitt 3.4.3), kann von einem üblichen Tankvolumen von $V_{\text{Tank, ZHG}} = 501$ ausgegangen werden, was folgendem Energiegehalt entspricht:

$$E_{\text{Tank, ZHG}} = V_{\text{Tank, ZHG}} * H_{i,\text{vol, Diesel}} = 482 \text{ kWh} \quad (3.9)$$

Die insgesamt im Elektrobus zur Verfügung stehende Energiemenge E_{Batterie} beträgt gegenüber E_{Tank} vom dieselbetriebenen Bus nur ca. 18 %. Durch den Einsatz eines ZHG kann zumindest die für Beheizung verfügbare Energiemenge auf das Niveau eines Dieselbusses gehoben werden.

Bei der Analyse des Energieverbrauchs dreier batterieelektrischer 12 m Solobusse im Zeitraum von einem Jahr zeigt sich, dass nach dem Antriebsstrang das HVAC-System der durchschnittlich zweitgrößte Verbraucher ist (s. Abbildung 3.1).

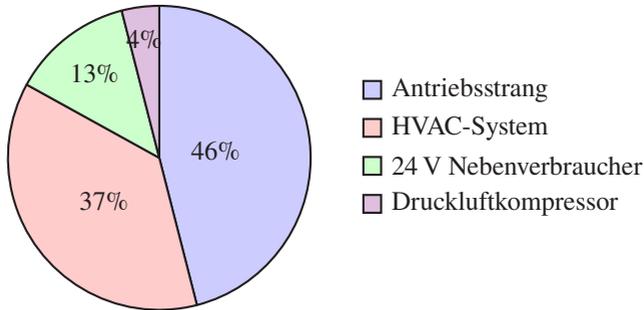


Abbildung 3.1: Aufteilung des durchschnittlichen Energieverbrauchs von batterieelektrischem 12 m Solobus [RRS⁺23]

Der streckenbezogene Gesamtenergieverbrauch $e = E/s$ eines Elektrobusses ist aufgrund des HVAC-Systems von der Umgebungstemperatur abhängig, wobei er bei einer Temperatur von $T_{\text{Umgebung}} = 15^\circ\text{C}$ mit durchschnittlich $e_{\text{Basis}} = 1 \text{ kWh/km}$ am geringsten ist [8]. Der Beitrag des HVAC-Systems ist grundsätzlich zeit- und nicht streckenabhängig.

Für den Heizbetrieb eines 12 m Solobusses wird eine Nennleistung von bis zu $P_{\text{Heiz}} = 25 \text{ kW}$ (35 % des Gesamtenergieverbrauchs) und für den Kühlbetrieb $P_{\text{Kühl}} = 16 \text{ kW}$ (30 % des Gesamtenergieverbrauchs) angegeben [20]. Die höhere Leistung im Heizbetrieb lässt sich auch durch die größere Temperaturdifferenz zwischen Innen- und Außentemperatur als im Kühlbetrieb erklären (s. Abbildung 2.4). Dies ist jedoch vom vorherrschenden Klima des Einsatzortes abhängig. Besonders Temperaturen unterhalb 10°C und Fahrzeuggeschwindigkeiten von unter 15 km/h führen zu einem hohen Energieverbrauch des HVAC-Systems (durchschnittlich 60 % des Gesamtenergieverbrauchs) [RRS⁺23].

Legt man ein für Stadtbusse übliches Fahrprofil (SORT 2, s. Definition 2.6) mit $\bar{v} = 18 \text{ km/h}$ zugrunde, ergibt sich ein zusätzlicher Verbrauch nur für das HVAC-System von bis zu:

$$e_{\text{HVAC, Heiz}} = \frac{P_{\text{Heiz}}}{\bar{v}} = 1,39 \frac{\text{kWh}}{\text{km}} \quad (3.10)$$

$$e_{\text{HVAC, Kühl}} = \frac{P_{\text{Kühl}}}{\bar{v}} = 0,89 \frac{\text{kWh}}{\text{km}} \quad (3.11)$$

Die theoretische Reichweite bei $T_{\text{Umgebung}} = 15^\circ\text{C}$ von

$$s_{\text{max}} = \frac{E_{\text{Batterie}}}{e_{\text{Basis}}} = 441 \text{ km} \quad (3.12)$$

reduziert sich damit um 58 % bzw. 47 % auf:

$$s_{\text{max, Heiz}} = \frac{E_{\text{Batterie}}}{e_{\text{Basis}} + e_{\text{HVAC, Heiz}}} = 185 \text{ km} \quad (3.13)$$

$$s_{\text{max, Kühl}} = \frac{E_{\text{Batterie}}}{e_{\text{Basis}} + e_{\text{HVAC, Kühl}}} = 233 \text{ km} \quad (3.14)$$

Während mit s_{max} ca. 99 % der Umlaufpläne für Solobusse des deutschen Busverkehrssystems abgedeckt werden können (s. Abbildung 3.2), sind es bei Reduzierung der Reichweite auf $s_{\text{max, Kühl}}$ noch 44 % und bei $s_{\text{max, Heiz}}$ sogar nur noch 20 %.

Aufgrund dieser eingeschränkten Reichweite können BEB entweder nur auf Umläufen mit geringer Tagesreichweite eingesetzt werden oder müssen während dem laufenden Betrieb nachgeladen werden. Das Betriebskonzept und die gewählte Ladestrategie (s. Abbildung 2.2) beeinflussen sich gegenseitig. Die Auswahl der Ladezeitfenster und Ladeleistungen muss dabei in Einklang mit Batteriekapazität und betrieblichen Anforderungen gebracht werden [117]. Dies hat auch einen Einfluss auf die Klimatisierung eines Busses. Man unterscheidet beim Aufheizvorgang einer Fahrzeugkabine (s. Abbildung 3.3) eine instationäre Last, die zum Aufwärmen aller thermischen Massen im Fahrzeug benötigt wird und eine stationäre Grundlast, die zum Halten der erreichten Solltemperatur benötigt wird [102, S. 37]. Gleiches gilt entsprechend auch bei einem Abkühlvorgang. Im thermischen Modell (s. Abschnitt 2.5) entspricht

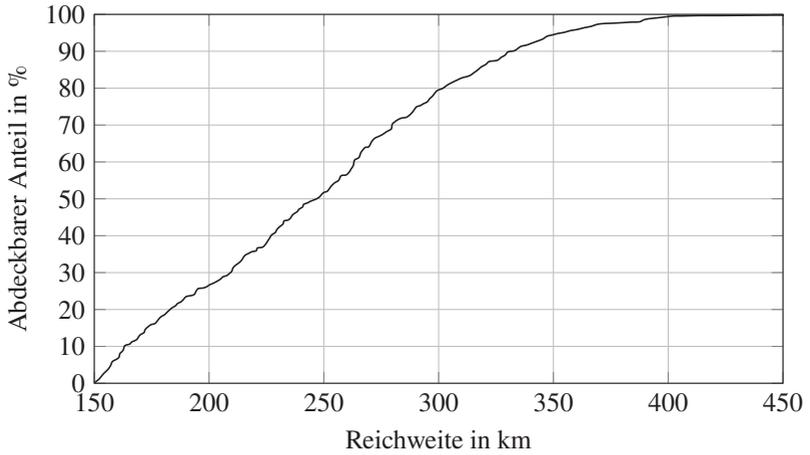


Abbildung 3.2: Anteil an abdeckbaren Umlaufplänen des deutschen Busverkehrssystems bei gegebener Reichweite eines Solo-Busses [60]

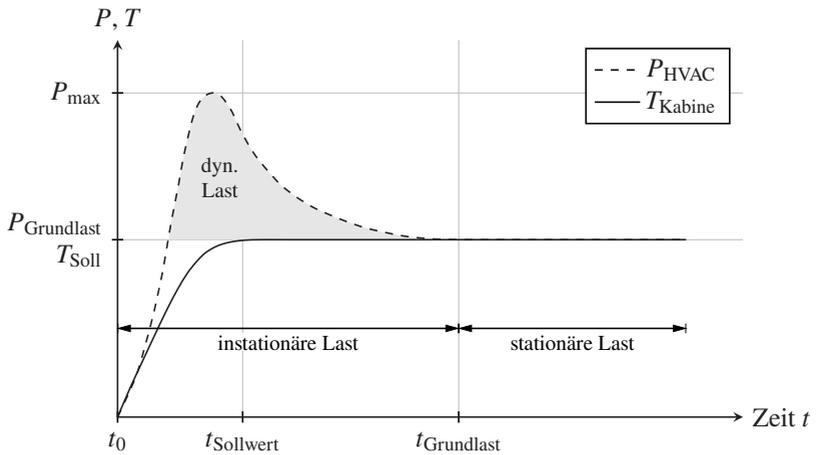


Abbildung 3.3: Schematischer Verlauf des Aufheizvorgangs einer Fahrzeugkabine nach [102]

dies dem Wärmestrom $\dot{Q}_{\text{Interieur}}$. Es wird auch nach dem ersten Erreichen der Solltemperatur ($t_{\text{Sollwert}} < t < t_{\text{Grundlast}}$) noch eine Leistung benötigt, die größer als die Grundlast ist, bis sich $T_{\text{Interieur}}$ und T_{Kabine} angeglichen haben.

Da die instationäre Last deutlich höher ist als die stationäre Last, kann während der Fahrt Energie der Traktionsbatterie gespart werden, indem der Aufheiz- oder Abkühlvorgang bereits ausgeführt wird, solange das Fahrzeug noch an der Ladeinfrastruktur angeschlossen ist. Durch diesen als Vorkonditionierung bezeichneten Vorgang wird die hohe dynamische Last aus der Ladeinfrastruktur entnommen und die thermischen Massen in der Fahrzeugkabine wirken als thermische Speicher für die Zeit nach Fahrtantritt, in der dann nur noch die Grundlast aufgebracht werden muss. Um diesen Effekt noch zu vergrößern, kann über die Solltemperatur überhitzt oder unter die Solltemperatur unterkühlt werden, um die Last kurzzeitig nach Fahrtantritt noch weiter zu reduzieren. Dies kann auch beim Gelegenheits- und Unterwegsladen erfolgen, was dann als Zwischenkonditionierung bezeichnet wird. Wenn eine Vorkonditionierung im Betriebsablauf integriert ist, hat hauptsächlich die Optimierung der stationären Last einen Einfluss auf die Reichweite.

Neben dem Klimatisieren von Luft gibt es im modernen Elektrobus noch weitere Komponenten, die thermische Energie benötigen oder abgeben. Durch Verbinden von vorhandenen Wärmequellen und -senken und das Steuern von Wärmeflüssen von und zu den Komponenten entsteht ein gesamtheitliches Thermomanagement. Dieser gesamte Verbund wird daher als *Fahrzeugthermomanagementsystem* (FTMS) bezeichnet.

Definition 3.1: Fahrzeugthermomanagementsystem

Das Fahrzeugthermomanagementsystem umfasst sämtliche Komponenten, die zur Auswahl und Steuerung von Wärmequellen, sowie dem Management von Wärmeflüssen und Transportwegen im Fahrzeug notwendig sind. Komponenten können dabei auch zu mehreren Systemen zugeordnet sein (s. Abbildung 3.4).

Bestimmte Batterietypen haben enge Temperaturbereiche für den Betrieb einzuhalten, woraus der Bedarf nach Batteriekühlung und -heizung entsteht (s. Unterabschnitt 3.5.2). Leistungselektronik, andere Nebenverbraucher und Bremswiderstand (s. Unterabschnitt 3.4.3) liefern zusätzliche Abwärme, die im

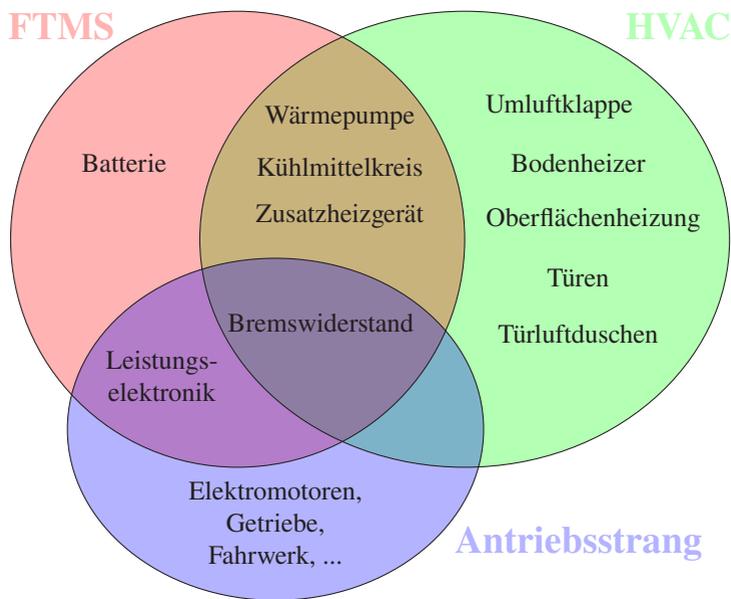


Abbildung 3.4: Venn-Diagramm zur Zuordnung einzelner Komponenten zu den Systemen FTMS, HVAC und Antriebsstrang

Heizfall sinnvoll verwendet werden kann oder im Kühlfall zusätzlich aus dem Fahrzeug transportiert werden muss.

Insgesamt laufen die Vorgänge im HVAC-System in drei grundlegenden Hauptprozessschritten ab, zu denen sich jeweils Optimierungspotentiale zuordnen lassen (s. Abbildung 3.5). Im ersten Prozessschritt ① wird eine bestimmte Wärme-/Kälteleistung im System bereitgestellt (s. Abschnitt 3.4). Das Optimierungspotential bezieht sich dabei auf die möglichst effiziente Bereitstellung von nutzbarer Wärme-/Kälteleistung unter Aufwendung einer möglichst geringen elektrischen Leistung. Im zweiten Prozessschritt ② wird die bereitgestellte Wärme/Kälte im Fahrzeug verteilt und von Wärmequellen zu Wärmesenken transportiert (s. Abschnitt 3.5). Das Optimierungspotential liegt hierbei in der Minimierung von Verlusten. Diese entstehen beim Transport, bei eventuellen Wärmeübertragungen zwischen verschiedenen Transportmedien oder beim Abführen von Wärme/Kälte auf nicht weiter nutzbare Temperaturniveaus. Im

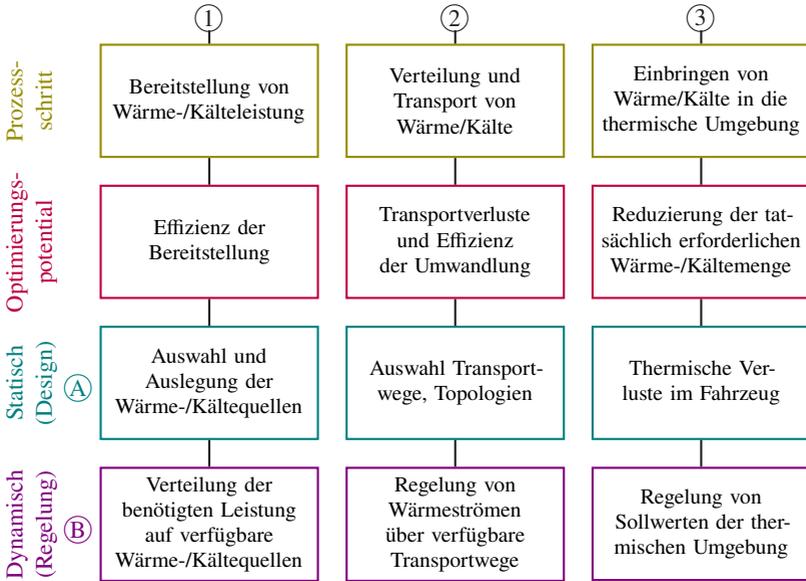


Abbildung 3.5: Übersicht über HVAC-Prozesse, deren Optimierungspotentiale und Einfluss auf Design und Betrieb

dritten Prozessschritt ③ wird die Wärme/Kälte in die thermische Umgebung eingebracht, die schlussendlich den gewünschten thermischen Komfort für Fahrgäste und Fahrer herstellt (s. Abschnitt 3.6). Dabei ist das Optimierungspotential die Reduzierung der tatsächlich erforderlichen Wärme-/Kältemenge.

Alle drei Prozessschritte stellen Anforderungen und beeinflussen die Auswahl und Auslegung von Komponenten, sowie Designentscheidungen zur Entwicklungszeit des Fahrzeugs. Hierbei erfolgt eine einmalige, statische Optimierung Ⓐ. Von der Auslegung des Fahrzeugs abgeleitet muss im Bereich der dynamischen Optimierung Ⓑ ein Regelungskonzept entwickelt werden, mit dem ein möglichst effizienter Betrieb des HVAC-Systems möglich ist.

3.2 Morphologische Analyse

In jedem der drei HVAC-Hauptprozesse (s. Abbildung 3.5) entstehen verschiedene Ausprägungen, die im Folgenden in einer morphologischen Analyse untersucht werden. Aus dem ersten Hauptprozess *Bereitstellung von Wärme-/Kälteleistung* werden die beiden Parameter *Energiespeicherung* und *Umwandlung* abgeleitet, die beschreiben, wie die gespeicherte Energie in nutzbare Wärme-/Kälte umgewandelt wird. Die Energie wird dabei entweder in einem elektrischen Speicher (Batterie, Kondensator), einem chemischen Speicher (Diesel, Wasserstoff) oder direkt in einem thermischen Speicher mitgeführt. Andere Arten der Energiespeicherung (potenziell, kinetisch) werden als nicht relevant eingeschätzt. Die Umwandlung in nutzbare Wärme erfolgt durch eine Wärmepumpe (s. Unterabschnitt 2.2.1), eine elektrische Widerstandsheizung (s. Unterabschnitt 2.2.4), Verbrennung eines Brennstoffes oder durch chemische Reaktion. Für den zweiten Hauptprozess *Verteilung und Transport von Wärme/Kälte* beschreibt der Parameter *Transport* das Medium, über das die erzeugte Wärme-/Kälte nach der Umwandlung abtransportiert wird. Üblich ist hierbei der Transport über Luft oder Kühlmittel. Jeder Körper mit $T > 0$ K gibt auch Wärme in Form von Wärmestrahlung an seine Umgebung ab. Dies kann durch große Oberflächen auch genutzt werden, um Wärme zu übertragen. Auch ein Transport mit Kältemittel ist grundsätzlich möglich wenn einzelne Komponenten einer Wärmepumpe räumlich weit von einander entfernt sind. Da dies allerdings einen Spezialfall bildet, welcher nur die Wärmepumpe betrifft, wird die räumliche Ausdehnung als Parameter der Umsetzung betrachtet und Kältemittel an dieser Stelle nicht als eigenes Transportmedium aufgeführt. Im dritten Hauptprozess *Einbringen von Wärme/Kälte in die thermische Umgebung* gibt der Parameter *Ziel* an, ob eine Bereitstellung von Wärme oder Kälte erreicht werden soll. Anhand dieser vier Parameter lässt sich eine morphologische Matrix mit allen für Linienbusse möglichen Ausprägungen aufstellen (s. Abbildung 3.6). Dabei wurden bereits Kombinationen entfernt, die physikalisch/technisch nicht möglich sind, da jede Form der Umwandlung nur mit bestimmten Formen der Energiespeicherung und des Weitertransports umsetzbar ist.

Aus jeder Kombination der morphologischen Matrix ergibt sich abhängig vom Ziel eine Wärme- oder eine Kältequelle.

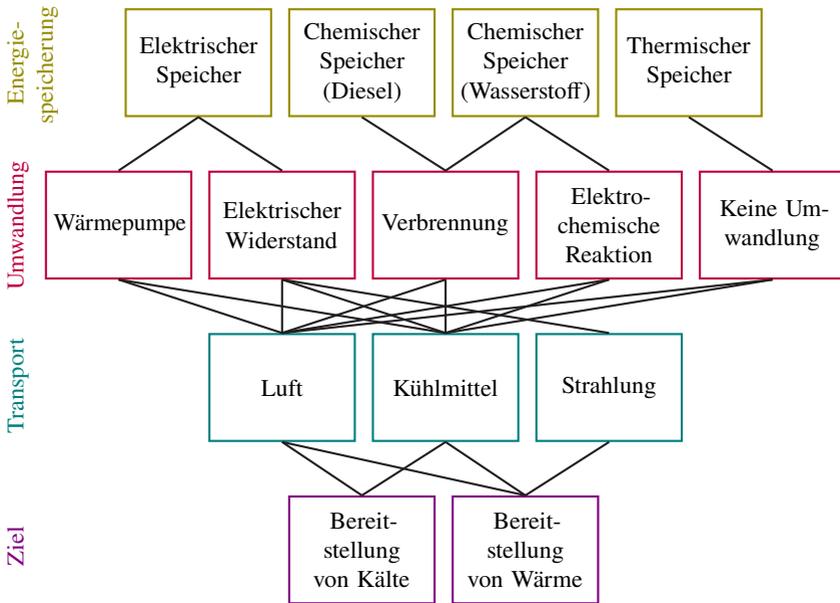


Abbildung 3.6: Morphologische Matrix

Definition 3.2: Wärmequelle

Eine Wärmequelle in einem BEB beschreibt die Kombination aus Energiespeicherung, Umwandlung in nutzbare Wärme und Abgabe dieser Wärme an ein definiertes Transportmedium.

Definition 3.3: Kältequelle

Eine Kältequelle in einem BEB beschreibt die Kombination aus Energiespeicherung, Umwandlung in nutzbare Kälte und Abgabe dieser Kälte an ein definiertes Transportmedium.

Für die Betrachtung der Kältequellen entfallen die Umwandlungen *Elektrischer Widerstand*, *Verbrennung* und *Elektrochemische Reaktion*, sowie das Transport-

medium *Strahlung*, da mit ihnen keine Umwandlung und Transport von Kälte möglich ist.

Kombination K1: Elektrischer Speicher → Wärmepumpe → Luft
→ Bereitstellung von Kälte

Kombination K2: Elektrischer Speicher → Wärmepumpe → Kühlmittel
→ Bereitstellung von Kälte

Kombination K3: Thermischer Speicher → Keine Umwandlung → Luft
→ Bereitstellung von Kälte

Kombination K4: Thermischer Speicher → Keine Umwandlung → Kühlmittel
→ Bereitstellung von Kälte

Insgesamt entstehen vier Kombinationen für Kältequellen (s. Tabelle 3.1).

Tabelle 3.1: Aus morphologischen Kombinationen abgeleitete Kältequellen

Kombination	Kältequelle	Anwendbar
K1	Wärmepumpe (Luft)	ja
K2	Wärmepumpe (Kühlmittel)	ja
K3	Thermischer Speicher (Luft)	nein ^a
K4	Thermischer Speicher (Kühlmittel)	nein ^a

^a Da sich aktuelle Forschung zu thermischen Speichern in mobilen Anwendungen auf den Heizbetrieb beschränkt (s. Unterabschnitt 3.4.4), werden in den nächsten Jahren keine anwendbaren Lösungen erwartet.

Die Umwandlung durch die Wärmepumpe ermöglicht auch eine Bereitstellung von Wärme:

Kombination K5: Elektrischer Speicher → Wärmepumpe → Luft
→ Bereitstellung von Wärme

Kombination K6: Elektrischer Speicher → Wärmepumpe → Kühlmittel
→ Bereitstellung von Wärme

Eine Umwandlung von Energie aus dem elektrischen Speicher kann auch über einen elektrischen Widerstand erfolgen, wobei die Anbindung über Luft

und Kühlmittel einer Widerstandsheizung (s. Unterabschnitt 2.2.4) und die Anbindung über Strahlung einer Oberflächenheizung (s. Unterabschnitt 3.6.4) entspricht:

Kombination K7: Elektrischer Speicher → Elektrischer Widerstand → Luft
→ Bereitstellung von Wärme

Kombination K8: Elektrischer Speicher → Elektrischer Widerstand → Kühlmittel → Bereitstellung von Wärme

Kombination K9: Elektrischer Speicher → Elektrischer Widerstand → Strahlung → Bereitstellung von Wärme

Bei der Verwendung eines thermischen Speichers (s. Unterabschnitt 3.4.4) entstehen folgende Kombinationen:

Kombination K10: Thermischer Speicher → Keine Umwandlung → Luft
→ Bereitstellung von Wärme

Kombination K11: Thermischer Speicher → Keine Umwandlung → Kühlmittel → Bereitstellung von Wärme

Nutzbare Wärme kann auch durch Umwandlung der chemisch gebundenen Energie eines Brennstoffes in einem Verbrennungsheizgerät (s. Unterabschnitt 3.4.3) bereitgestellt werden:

Kombination K12: Chemischer Speicher (Diesel) → Verbrennung → Luft
→ Bereitstellung von Wärme

Kombination K13: Chemischer Speicher (Diesel) → Verbrennung → Kühlmittel → Bereitstellung von Wärme

Kombination K14: Chemischer Speicher (Wasserstoff) → Verbrennung
→ Luft → Bereitstellung von Wärme

Kombination K15: Chemischer Speicher (Wasserstoff) → Verbrennung
→ Kühlmittel → Bereitstellung von Wärme

Eine Möglichkeit der Umwandlung durch eine elektrochemische Reaktion ist die Brennstoffzelle, in der Wasserstoff und Sauerstoff zu Wasser reagiert, wobei neben elektrischer Leistung auch thermisch nutzbare Wärme entsteht:

Kombination K16: Chemischer Speicher (Wasserstoff) → Elektrochemische Reaktion → Luft → Bereitstellung von Wärme

Kombination K17: Chemischer Speicher (Wasserstoff) → Elektrochemische Reaktion → Kühlmittel → Bereitstellung von Wärme

Tabelle 3.2: Aus morphologischen Kombinationen abgeleitete Wärmequellen

Kombination	Wärmequelle	Anwendbar
K5	Wärmepumpe (Luft)	ja
K6	Wärmepumpe (Kühlmittel)	ja
K7	PTC-Heizer	ja
K8	Bremswiderstand	ja
K9	Oberflächenheizung	ja
K10	Thermischer Speicher (Luft)	ja
K11	Thermischer Speicher (Kühlmittel)	ja
K12	Diesel-ZHG (Luft)	nein ^a
K13	Diesel-ZHG (Kühlmittel)	ja
K14	Wasserstoff-ZHG (Luft)	nein ^{a,b}
K15	Wasserstoff-ZHG (Kühlmittel)	nein ^b
K16	Brennstoffzelle (Luft)	ja
K17	Brennstoffzelle (Kühlmittel)	ja

^a Bei der Verbrennung entstehen so hohe Temperaturen, dass eine Anbindung über Luft nicht sinnvoll realisierbar ist.

^b Eine derartige Anwendung im Automobilbereich ist bisher nicht bekannt, was auf die hohe Explosionskraft von Wasserstoff und die damit einhergehenden Sicherheitsanforderungen zurückzuführen ist. Außerdem entstehen bei der Verbrennung von Wasserstoff Stickoxide, was im Gegensatz zur Brennstoffzelle keinen emissionsfreien Betrieb ermöglicht.

Für den Kühlbetrieb gibt es zwei anwendbare Kältequellen (s. Tabelle 3.1), die Wärmepumpe mit Anbindung an Luft oder Kühlmittel. Da diese auch bereits im Dieselbus vorhanden sind, ergeben sich in der Auswahl von Kältequellen beim BEB keine grundlegenden Änderungen.

Für den Heizbetrieb hingegen zeigt die Analyse zehn mögliche Wärmequellen (s. Tabelle 3.2), die im BEB angewendet werden können und damit eine deutlich größere Kombinationsvielfalt als im Dieselbus.

3.3 Zielsetzung der Forschung und Umsetzung

Die morphologische Analyse (s. Abschnitt 3.2) von Wärme- und Kältequellen zeigt im Bereich der Kältequellen keine Änderung zu bestehenden Konzepten im Dieselbus. Im Bereich der Wärmequellen zeigt sich jedoch eine deutlich größere Kombinationsvielfalt. Da der Heizfall auch einen größeren Einfluss auf die Reichweite hat (s. Abschnitt 3.1) wird diesem gegenüber dem Kühlfall ein deutlich größeres Optimierungspotential zugeschrieben. Im Folgenden wird daher der Fokus auf die Betrachtung des Heizfalls und den Betrieb von Wärmequellen gelegt.

Eine Schwierigkeit besteht darin, den Stand der Technik für den Aufbau des HVAC-Systems genau zu bestimmen. Öffentlich zugängliche technische Daten von BEB geben nur begrenzt oder gar keine Informationen zu verwendeten Technologien, was die Analyse und Vergleichbarkeit erschwert. Trotz dieser Datelage sind unter anderem aus Benchmarks Trends ersichtlich, die zeigen, dass in aktuellen Fahrzeugen hauptsächlich die drei Wärmequellen Wärmepumpe, Widerstandsheizung und Diesel-ZHG verwendet werden.

Während die Optimierung einzelner Wärmequellen, wie z. B. der Wärmepumpe durchaus Gegenstand aktueller Forschung ist [43] [128], lässt sich bisher keine Forschung zur strukturierten Analyse der Kombination von Wärmequellen bezüglich deren Auswahl, Auslegung und übergreifender Regelung in BEB finden.

Auch in angrenzenden Gebieten lassen sich keine direkten Parallelen oder anwendbare Forschungsergebnisse finden:

- **Gebäude:** Die Optimierung der Energieeffizienz spielt in Gebäuden aufgrund der enormen Wärme-/Kältemengen eine Rolle. Schon eine kleine prozentuale Effizienzsteigerung kann eine große absolute Einsparung an Energie erreichen. Aufgrund der festen Energieversorgung ergibt sich durch die Energieeinsparung kein direkter Vorteil für die Qualität des Betriebs, vielmehr ist sie aufgrund der damit einhergehenden Kosteneinsparungen interessant. Verglichen mit der Klimatisierung eines Busses sind Raumvolumen deutlich größer und Schwankungen in den Betriebsbedingungen aufgrund der stationären Anwendung langsamer. In Gebäudekomplexen mit zentraler Wärme-/Kälteversorgung werden

industrielle Anlagen in einem Leistungsbereich von bis zu mehreren 1000 kW verwendet [131]. Als Primärenergiequelle kommen dabei auch fossile Brennstoffe zum Einsatz [21]. Sie lassen sich daher vom Aufbau und verwendeten Kältemitteln nicht mit mobilen elektrischen Anlagen aus dem Busbereich (bis etwa 50 kW) vergleichen.

- **(Straßen-)Bahn:** (Straßen-)Bahnen sind vom Anwendungsfall des Personenverkehrs und dem zu klimatisierenden Raumvolumen sehr ähnlich zu Bussen. Störgrößen durch Stopps und Türöffnungen kommen im Bahnbereich seltener vor, im Straßenbahnbereich liegen die Taktfrequenzen in einem vergleichbaren Bereich. In beiden Fällen besteht durch die Energieversorgung per Oberleitung und Wegfall von Batterien aber keine reichweitenrelevante Notwendigkeit der Optimierung des Energieverbrauchs.
- **Lkw, Pkw:** In anderen Fahrzeugklassen im Automobilbereich besteht bei elektrifiziertem Antriebsstrang die gleiche Problematik des begrenzten Energiespeichers. Optimierung von Energieeffizienz ist auch dort ein wichtiges Thema, wobei die Bedingungen für die Klimatisierung sich von denen von Bussen unterscheiden. Dies lässt sich mit deutlich geringeren Fahrgastzahlen, kleinerem Raumvolumen und selteneren Stopps mit Türöffnungen begründen.
- **Flugzeug:** Der Aufbau des HVAC-Systems in Passagierflugzeugen unterscheidet sich von denen im Automobilbereich, da die Luftversorgung über Zapflut der Triebwerke erfolgt [103]. Umgebungsbedingungen auf Reiseflughöhe unterscheiden sich signifikant und die wichtigste Aufgabe des HVAC-Systems ist die Druckregulierung innerhalb der Kabine. Optimierungsziele für die verwendeten Anlagen liegen auf Gewicht, Zuverlässigkeit, Robustheit und Wartbarkeit [103]. Auch bezüglich Störgrößen wie Türöffnungen oder wechselnden Passagieranzahlen ergeben sich wenig Parallelen zur Klimatisierung eines Stadtbusses.

Die bisher erfolgte Optimierung auf Komponentenebene deutet darauf hin, dass die vorhandenen Wärmequellen unabhängig voneinander geregelt werden und somit ein System aus vielen einzelnen Regelkreisen entsteht. Diese werden zur Entwicklungszeit aufeinander abgestimmt, ohne sich jedoch im Betrieb gegenseitig zu beeinflussen. In [RRS⁺23] wird die entscheidende Bedeutung der Optimierung auf Systemebene hervorgehoben, um durch übergreifende Rege-

lung, Lastverteilung und Nutzung von anderen Gemeinsamkeiten die elektrische Effizienz von BEB zu verbessern. Dazu kann die Auflösung des verteilten oder kaskadierten Regelungskonzepts (z. B. [49]) hin zu einer übergreifenden Optimierung der Wärmequellen unter Berücksichtigung derer Wechselwirkungen und Synergien beitragen.

Dabei ist zu beachten, dass nicht nur die Energieeffizienz mögliche Designentscheidungen beeinflusst. Auch Faktoren wie Betriebssicherheit, Wirtschaftlichkeit und Verfügbarkeit von Komponenten müssen für eine erfolgreiche Umsetzung betrachtet werden.

Das geografische Einsatzgebiet hat einen erheblichen Einfluss auf die Auswahl von Wärmequellen. Während thermische Speicher (s. Unterabschnitt 3.4.4) in Regionen mit ganzjährig kaltem Klima eine technisch und wirtschaftlich sinnvolle Wärmequelle darstellen, kann deren Einsatz in kontinentalem Klima weniger effizient sein, da sie unter warmen Betriebsbedingungen nicht genutzt werden können. Andere Wärmequellen, wie das Diesel-ZHG liefern einen wichtigen Beitrag zur Bereitstellung der notwendigen Wärmemenge, können aber aufgrund von Anforderungen zu 100 % Emissionsfreiheit nicht überall eingesetzt werden. Um ein möglichst gut an die Bedingungen angepasstes System bereitstellen zu können, muss eine Auswahl aus mehreren Varianten je nach Einsatzgebiet, Klimabedingungen und Umweltauflagen oder besser eine flexible Konfiguration der jeweils gewünschten Wärmequellen möglich sein. Da jede zusätzliche Variante bei einem Fahrzeughersteller mit Kosten und Aufwand verbunden ist, sind diese bestrebt, die Variantenanzahl so gering wie möglich zu halten. Es entsteht die Herausforderung, einen optimierten Betrieb zu ermöglichen, ohne bei jeder Variante oder Kombination von Wärmequellen einen erheblichen Entwicklungsaufwand betreiben zu müssen. Dafür sind Betriebsansätze und Regelungen entscheidend, die die Flexibilität mitbringen, durch Konfiguration und ohne wiederkehrenden Implementierungsaufwand unterschiedliche Kombinationen aus Wärmequellen zu betreiben. Ein wichtiger Fokus bei der Forschung sollte es demnach sein, praxistaugliche Lösungen für die Industrie zu entwickeln, um damit den Übergang zu nachhaltigeren und effizienteren elektrischen Stadtbussen zu unterstützen.

3.4 Bereitstellung von Wärme-/Kälteleistung

In aktuellen BEB gibt es verschiedene Komponenten, die Wärme-/Kälte bereitstellen können. Das Optimierungspotential liegt hierbei sowohl in der Effizienz der einzelnen Komponenten (s. (A), Abbildung 3.5), als auch in der passenden Kombination von Komponenten mit verschiedenen Eigenschaften, um eine Bereitstellung der gesamten Wärme-/Kälteleistung mit größtmöglichem COP zu erreichen. Die Auswahl und Ansteuerung der einzelnen Komponenten erfolgt durch das FTMS, woraus ein dynamisches Optimierungspotential im Betrieb entsteht (s. (B), Abbildung 3.5).

3.4.1 Wärmepumpen

In Unterabschnitt 2.2.1 wurde das grundlegende Funktionsprinzip einer Wärmepumpe erläutert. In Diesebussen werden Wärmepumpen nur im Kühlbetrieb verwendet, da mit der Abwärme vom Verbrennungsmotor eine ausreichende Wärmequelle zur Verfügung steht. Für BEB werden Wärmepumpen sowohl für den Kühl- als auch den Heizbetrieb eingesetzt [41]. Sie haben unter üblichen Einsatzbedingungen einen COP >1 , was bedeutet, dass pro kWh aufgebrauchter elektrischer Energie ein vielfaches davon als thermische Energie im System nutzbar ist [129]. Dadurch bieten sie eine höhere elektrische Effizienz gegenüber z. B. elektrischen Widerstandsheizern (s. Unterabschnitt 2.2.4). Für elektrische Pkw wurde durch den Einsatz einer Wärmepumpe eine Energieeinsparung von bis zu 41 % gegenüber elektrischen Widerstandsheizern erreicht [130]. In BEB wird der Kompressor der Wärmepumpe nicht wie im Dieselbus üblich direkt über einen Riemen vom Verbrennungsmotor angetrieben, sondern von einem eigenen Elektromotor. Dadurch lässt sich die Drehzahl individuell regeln, was zu einer Verbesserung des COP führt. Es wurde gezeigt, dass bereits eine Variation der Kompressordrehzahl um 600 min^{-1} den COP um bis zu 40 % beeinflussen kann [6].

3.4.2 Bremswiderstand

Beim Bremsen eines Fahrzeuges muss dessen kinetische Energie reduziert werden. In konventionellen Fahrzeugen geschieht dies üblicherweise durch

mechanische Bremsen, die durch Reibung diese kinetische Energie in Wärme umwandeln. Um in elektrischen Fahrzeugen diese Energie zu nutzen und damit die Reichweite deutlich zu erhöhen, werden regenerative Bremsen eingesetzt [65]. Dabei werden die elektrischen Antriebsmotoren im Generatorbetrieb zum Bremsen verwendet und somit die kinetische Energie des Fahrzeugs in nutzbare elektrische Energie umgewandelt, die wieder zum Aufladen der Batterie verwendet werden kann [13]. Je nach Betriebszustand der Batterie kann diese aber nicht immer sämtliche beim Bremsen entstehende Energie aufnehmen, z. B. aufgrund von begrenztem Ladestrom oder einem zu hohen *Ladezustand* (SoC, engl. State of Charge). Um trotzdem die benötigte Bremsleistung zu erreichen, muss die entstehende elektrische Energie anderweitig verwendet werden, um einen Anstieg der Spannung zu vermeiden, der Bauteile beschädigen könnte [13]. Dafür wird ein sogenannter Bremswiderstand verwendet, der die überschüssige Energie wieder in Wärme umwandelt [72]. Die dabei entstehende Wärme kann über einen Kühlmittelkreis ins FTMS eingebracht und zum Heizen des Fahrzeuginnenraums verwendet werden. Darüber hinaus wird der Bremswiderstand auch dazu eingesetzt, elektrische Energie aus der Batterie in Wärme umzuwandeln, wenn ein erhöhter Bedarf an Wärme im Kühlmittelkreis besteht. Er kann somit zusätzlich zu seiner ursprünglichen Funktion auch als regelbare Wärmequelle des FTMS angesehen werden [8].

3.4.3 Fossiles Zusatzheizgerät

Wenn im Heizbetrieb bei kalten Umgebungstemperaturen die Leistung der Wärmepumpe nicht ausreichend groß ist, entsteht der Bedarf nach zusätzlichen Wärmequellen. Die Verwendung von elektrischen Widerstandsheizern wie z. B. dem Bremswiderstand (s. Unterabschnitt 3.4.2) führt jedoch zu einem erheblichen elektrischen Verbrauch. Um eine zusätzliche Entnahme elektrischer Energie aus der Batterie und damit Reduzierung der Reichweite zu verhindern, kann ein *fossiles Zusatzheizgerät* (ZHG) eingesetzt werden [20].

Definition 3.4: Zusatzheizgerät

Das Zusatzheizgerät eines Elektrobusses ist technologisch vergleichbar mit der Standheizung eines Dieselmotors und wird während des Betriebs als Wärmequelle eingesetzt. Kühlmittel oder Luft wird durch Verbrennen von Diesel erhitzt, was zu einem elektrisch effizienten, jedoch nicht emissionsfreien Betrieb führt.

Auch wenn kein lokal emissionsfreier Betrieb möglich ist, kommen ZHG in Elektrobussen zum Einsatz, um die Beheizung in Ausnahmesituationen sicherstellen zu können. So wurde beispielsweise gezeigt, dass unter kalten Bedingungen der elektrische Energieverbrauch durch Einsatz eines ZHG von 2,1 kWh/km auf 1,35 kWh/km gesenkt werden konnte, was einer Einsparung von 36 % entspricht [115].

3.4.4 Thermische Speicher

In bisherigen Heiz- und Kühlkonzepten von BEB stammt die verwendete Energie entweder aus der Batterie oder im Falle eines ZHG aus dem getankten fossilen Kraftstoff. Die elektrisch oder chemisch gebundene Energie wird also zur Verwendung über die zuvor beschriebenen Methoden in thermische Energie umgewandelt. Daneben kann die benötigte Energie auch direkt in thermischen Speichern mitgeführt und ohne weitere Umwandlung zum Heizen oder Kühlen verwendet werden [109].

Thermische Energie kann dabei auf verschiedene Arten gespeichert werden (Abbildung 3.7). Bei der sensiblen Wärmespeicherung wird Energie allein durch eine Änderung der Temperatur des verwendeten Materials gespeichert. Die gespeicherte Wärmemenge Q_{sen} ergibt sich dabei aus der Masse m , der spezifischen Wärmekapazität c des verwendeten Materials und der Temperaturdifferenz ΔT :

$$Q_{\text{sen}} = m \cdot c \cdot \Delta T \quad (3.15)$$

Im Vergleich zu anderen Methoden sind sensible Wärmespeicher einfacher aufzubauen, sind aber durch die vergleichsweise niedrigere Energiedichte sowie

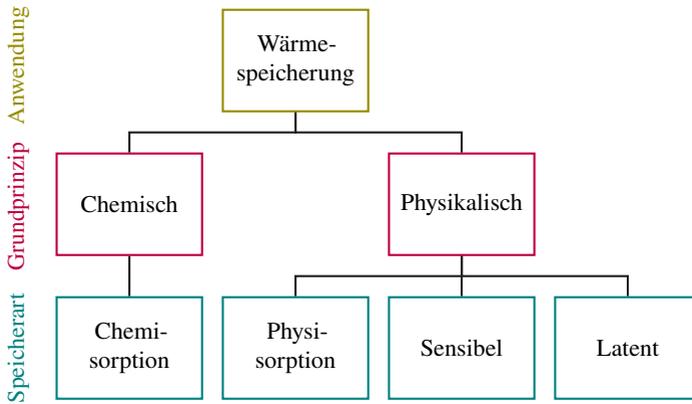


Abbildung 3.7: Prinzipien der Wärmespeicherung nach [102]

die stets stattfindende Selbstentladung für diesen Anwendungsfall weniger geeignet [102].

Bei der latenten Wärmespeicherung erfolgt ein Phasenwechsel im verwendeten Material, welcher bei konstanter Temperatur abläuft. Die gespeicherte Wärmemenge Q_{lat} ergibt sich aus der Masse m und der spezifischen Schmelzenthalpie h_s (Phasenwechsel fest-flüssig), bzw. der spezifischen Verdampfungsenthalpie h_v (Phasenwechsel flüssig-gasförmig) des verwendeten Materials:

$$Q_{\text{lat}} = m \cdot h_s \quad (3.16)$$

$$Q_{\text{lat}} = m \cdot h_v \quad (3.17)$$

Neben der rein sensiblen oder rein latenten Wärmespeicherung können auch beide Formen kombiniert auftreten. Die latente Wärmespeicherung kann die sensible somit gut ergänzen, da bei gleicher Temperaturdifferenz durch den beinhalteten Phasenwechsel eine größere Wärmemenge gespeichert werden kann oder bei gleicher Wärmemenge eine niedrigere Temperaturdifferenz nötig ist (s. Abbildung 3.8). Die gesamte gespeicherte Wärmemenge ergibt sich dann aus der Summe der sensiblen und latenten Wärmemengen:

$$Q_{\text{ges}} = Q_{\text{sen}} + Q_{\text{lat}} = m \cdot (c \cdot \Delta T + h_s + h_v) \quad (3.18)$$

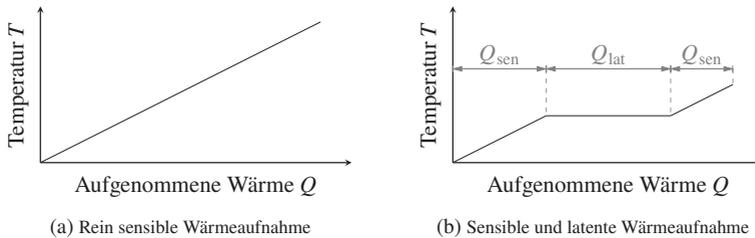


Abbildung 3.8: Vergleich sensible und latente Wärmeaufnahme

Außerdem kann mit bestimmten Materialien eine Unterkühlung erreicht werden, womit der Start des Phasenwechsels temperaturunabhängig durch äußere Mechanismen initiiert werden kann [102]. Dadurch kann latente Wärme ohne Selbstentladung über einen langen Zeitraum gespeichert werden.

Sorptionsspeicher können durch chemische oder physikalische Anlagerung von Stoffen an der Oberfläche des Speichermaterials Energie speichern, die bei der Desorption wieder freigegeben wird.

Bei der thermochemischen Energiespeicherung wird die Reaktionsenthalpie ΔH_R einer reversiblen chemischen Reaktion verwendet. Solche exothermen Reaktionen, bei denen durch Ablaufen der Reaktion eine positive Reaktionsenthalpie freigesetzt wird, können durch spätere Wärmeaufnahme wieder rückwärts erfolgen und so zyklisch Wärme aufnehmen und abgeben. Die thermochemische Energiespeicherung hängt stark von der verwendeten Reaktion ab. Es gibt kaum Forschung zu diesem Anwendungsfall, auch wenn diese Art der Wärmespeicherung deutlich energiereicher als die latente sein könnte [97].

Für den Einsatz in Elektrofahrzeugen werden Phasenwechselmaterialien (PCM, engl. phase change material) als vielversprechend für den Einsatz als thermische Speicher angesehen [67]. Ein sogenannter *Latentwärmespeicher* (LWS) besteht dabei aus folgenden drei Hauptkomponenten [97]:

1. Ein für den gewünschten Temperaturbereich geeignetes Phasenwechselmaterial
2. Gehäuse und Dämmung für das PCM

3. Wärmeübertrager und Schnittstelle zur thermischen Be- und Entladung des LWS

Zum Einsatz von LWS in BEB gibt es bisher noch wenig Forschung und kaum bekannte Prototypen. In [63] wurde die mögliche Anwendung genauer untersucht und Anforderungen an ein LWS-System für dessen Einsatz in BEB erarbeitet. Die Empfehlung fällt dabei auf metallische Phasenwechselmaterialien, die einen sehr hohen Schmelzpunkt, aber im Vergleich zur Batterie auch hohe Energiedichten und niedrige Kosten haben. Durch den hohen Schmelzpunkt lassen sie sich jedoch nur als Wärmespeicher und nicht als Kältespeicher einsetzen.

3.5 Verteilung und Transport von Wärme/Kälte

Im zweiten HVAC-Prozessschritt muss das FTMS die bereitgestellte Wärme-/Kälte im Fahrzeug verteilen und Wärmequellen mit Wärmesenken verbinden. Neben der Klimatisierung der Fahrzeugkabine ist die Batterie eine zentrale Komponente im BEB, die vom FTMS versorgt werden muss. Optimierungspotentiale sind die Reduzierung von Leitungsverlusten durch kürzere Leitungslängen und Verbesserung der thermischen Isolierung. Weiterhin wird die Effizienz von der Auswahl der Transportmedien und der Umwandlung zwischen ihnen auf dem Weg von Wärmequelle zu Wärmesenke beeinflusst.

3.5.1 Thermische Anbindung der Fahrzeugkabine

Im konventionellen Fahrzeug wird ein Kühlmittelkreis verwendet, um Abwärme des Verbrennungsmotors abzutransportieren und damit im Heizbetrieb über Wasser-Luft-Wärmeübertrager die Kabinenluft aufzuheizen. Auch in BEB werden Kühlmittelkreise verwendet, um verschiedene Wärmequellen und -senken miteinander zu verbinden [41]. Jede Komponente hat dabei spezifische Temperaturbereiche einzuhalten und stellt je nach Betriebszustand unterschiedliche Anforderungen an Wärmeaufnahme bzw. -abgabe [86]. Um diese Anforderungen zu erfüllen, kann es nötig sein, in einen *Hochtemperatur* (HT)-Kreis und einen *Niedertemperatur* (NT)-Kreis zu unterscheiden, auf die die Komponenten dann je nach benötigtem Temperaturniveau aufgeteilt werden. Es können auch Temperaturniveaus auftreten, die keine nutzbare Weiterverwendung der Wärme ermöglichen. Bei Ansätzen alle Komponenten in einem kombinierten Kühlmittelkreis zu integrieren, wird je nach Betriebszustand der Kühlmittelfluss über Ventile so gesteuert, dass die Anforderungen aller Komponenten erfüllt werden [68]. Dies resultiert allerdings in einem System aus verschiedenen Verschaltungsmöglichkeiten und Betriebszuständen. Grundsätzlich muss bei der Auslegung des Systems ein Mittelweg zwischen Systemkomplexität und Energieeffizienz gefunden werden [124].

Die Anbindung kann auch über Luft oder Kältemittel erfolgen. Wärmepumpen (s. Unterabschnitt 3.4.1) werden in BEB üblicherweise als Aufdachanlage ausgeführt [41]. Ein Teil der bereitgestellten Wärme-/Kälte wird direkt von dort durch Wärmeübertrager an die Luft übertragen und in die Fahrzeugkabine ein-

geblasen. Andere Klimatisierungszonen (z. B. Bodenheizer, Fahrerarbeitsplatz) können entweder durch Luftkanäle, durch Wärmeübertragung in den Kühlmittelkreis oder durch Einbindung eines eigenen Kondensators/Verdampfers in den Kältemittelkreis der Wärmepumpe erfolgen.

3.5.2 Thermische Anbindung der Batterie

Die Anforderungen an Batterien hin zu immer weiter steigenden Leistungs- und Energiedichten sowie Lade- und Entladeströmen stellen aktuelle Herausforderungen in der Forschung und Entwicklung dar. Dabei werden auch Toleranzbereiche für einzuhaltende Umgebungsbedingungen im Betrieb kleiner. Speziell die Einhaltung der Betriebstemperatur der Batterie ist für deren sicheren und performanten Betrieb sowie Langlebigkeit und Zuverlässigkeit notwendig [51].

Im Bereich der Elektromobilität sind vor allem Lithium-Ionen-Batterien aufgrund ihrer hohen Energiedichte (bis zu 705 Wh/l) und hohen Leistungsdichte (bis zu 10 kW/l) im Einsatz [40]. Für diese Lithium-Ionen-Batterien finden sich Werte für die optimale Betriebstemperatur zwischen 35 °C und 45 °C [123, S. 12]. Steigt die Temperatur darüber hinaus, muss die Leistung reduziert werden, um einen Thermal Runaway (s. Definition 3.5) zu verhindern.

Definition 3.5: Thermal Runaway

Als thermal Runaway wird eine Kettenreaktion bezeichnet, bei der mehr Wärme innerhalb der Batterie freigesetzt wird als abtransportiert werden kann, was zu einem rapiden Anstieg der Temperatur und damit Verstärkung ebendieses Effekts führt. Diese Kettenreaktion kann bereits zwischen 60 °C und 80 °C beginnen und zu einem internen Kurzschluss, irreversiblen Schäden oder sogar der kompletten Zerstörung (Brand, Explosion) der Batterie führen [118].

Bei Temperaturen unterhalb des optimalen Betriebspunktes sinkt die nutzbare Leistung durch einen steigenden Innenwiderstand stark ab, bis schließlich am Erstarrungspunkt des Elektrolyts kein Betrieb mehr möglich ist (s. Abbildung 3.9).

Einzelne Batteriezellen werden in Zellmodule zusammengefasst, welche dann zusammen mit der nötigen Peripherie in einem Gehäuse als komplettes Bat-

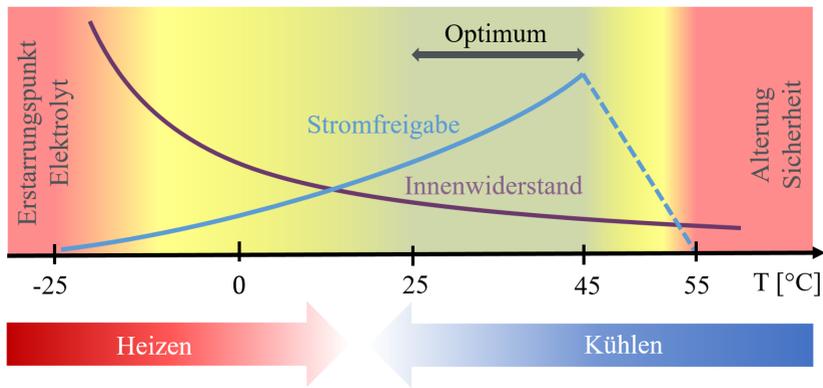


Abbildung 3.9: Schema des thermischen Betriebsfensters von Lithium-Ionen-Zellen [123, S. 12]

teriesystem integriert werden. Neben Elektrik, Ansteuerung und Hochvolt-Schnittstelle wird auch ein Kühl-/Heizsystem integriert, das als *Batteriethermo-managementsystem* (BTMS) bezeichnet wird. Der interne Aufbau und die Optimierung des BTMS ist Gegenstand aktueller Forschung [17] [40] [51], soll aber an dieser Stelle nicht weiter vertieft werden. Interessant ist vielmehr dessen Schnittstelle und Integration ins FTMS. Zur Übertragung von Wärme zwischen FTMS und BTMS können verschiedene Medien wie Luft, Kühlmittel oder Kältemittel zum Einsatz kommen. Je nach Übertragungsmedium kommen unterschiedliche Systemaufbauten infrage (Abbildung 3.10), prinzipiell gibt es aber unzählige mögliche Ausführungen [123, S. 25].

Luft als Übertragungsmedium hat den Vorteil, dass Prozesse und Komponenten zur Aufbereitung und Temperierung von Luft üblicherweise bereits im HVAC-System umgesetzt sind. Je nach Einbaupositionen von Batterie und HVAC-System kann aufbereitete Luft direkt aus dem FGR-Luftkanal entnommen oder über einen eigenen Wärmeübertrager aufbereitet werden. Dies ermöglicht auch eine genauere Regelung der benötigten Temperatur. Anschließend durchströmt die aufbereitete Luft die Batterie (Abbildung 3.10a). Vorteile des luftbasierten BTMS sind geringes Gewicht, Komplexität und Kosten [17].

Die zweite Variante ist die Anbindung über flüssige Kühlmittel. Diese können im Vergleich zu Luft bei gleichem Volumen eine 3000- bis 3500-mal größere Wärmemenge aufnehmen (s. Anhang A.4). Dadurch kann die gleiche Kühl- oder

Heizleistung mit geringerem Volumenstrom erreicht werden. Unter gleichen Rahmenbedingungen und Leistungen erreicht ein flüssigkeitsgekühltes BTMS gegenüber der luftgekühlten Variante eine niedrigere Zelltemperatur sowie gleichmäßigere Temperaturverteilung [5]. Insgesamt kann so die benötigte Energie zur Einhaltung der gleichen Zelltemperatur um den Faktor 2 bis 3 reduziert werden [19]. Aufgrund dieser Effizienz und kompakten Bauweise innerhalb des Batteriesystems ist diese Variante die meistverwendete in modernen Elektrofahrzeugen [127]. Die Aufbereitung des Kühlmittels für die Batterie kann dabei entweder in einem eigenen Kühlmittelkreis oder durch Integration in einen bereits bestehenden Kühlmittelkreis erfolgen (Abbildung 3.10b).

Als dritte Variante kann das BTMS direkt in den Kältemittelkreis der Wärmepumpe des HVAC-Systems integriert werden (Abbildung 3.10c). Im Gegensatz zur Wärmeübertragung über ein Zwischenmedium (Luft, Kühlmittel) können dabei Wandlungs- und Transportverluste reduziert werden, weshalb es Gegenstand aktueller Forschung geworden ist [120]. Diese beschäftigt sich dabei vorwiegend mit Batteriekühlung, bei der das BTMS als Verdampfer im Kältemittelkreis eingebunden wird. Möglich ist aber auch das Heizen der Batterie, indem das BTMS dem Kältemittelkreis als Kondensator Wärme entnimmt (vgl. Unterabschnitt 2.2.1). Über ein eigenes Expansionsventil kann die Kühlleistung unabhängig von der des übrigen HVAC-Systems reguliert werden. Speziell im Zusammenspiel mit aktueller Forschung zu Heat Pipe Systemen im BTMS wird die direkte Versorgung mit Kältemittel als vielversprechend angesehen [135]. Eine Heat Pipe ist ein passives Bauteil zur Wärmeübertragung bei geringen Temperaturdifferenzen. In einer geschlossenen Röhre befindet sich ein Arbeitsmedium, das bei Erwärmung verdampft und sich durch den steigenden Dampfdruck im Innenraum der Röhre verteilt. Anschließend kondensiert es an kühleren Stellen und fließt durch Kapillarwirkung in einer dafür speziellen Struktur wieder zurück [134]. In diesem Kreisprozess wird durch den Phasenwechsel latente Wärme per Konvektion übertragen, ohne aktiv eine Zirkulation aufrechterhalten zu müssen. Im Vergleich zu rein konduktiver Wärmeübertragung haben Heat Pipes eine sehr hohe Wärmeleitfähigkeit ohne dabei große Temperaturdifferenzen zu benötigen. Bei gleichen Dimensionen ist die Wärmeleitfähigkeit bis zu 90 Mal größer als die von Kupfer [10]. Im BTMS werden Heat Pipes verwendet, um intern im Batteriesystem einzelne Zellmodule thermisch anzubinden.

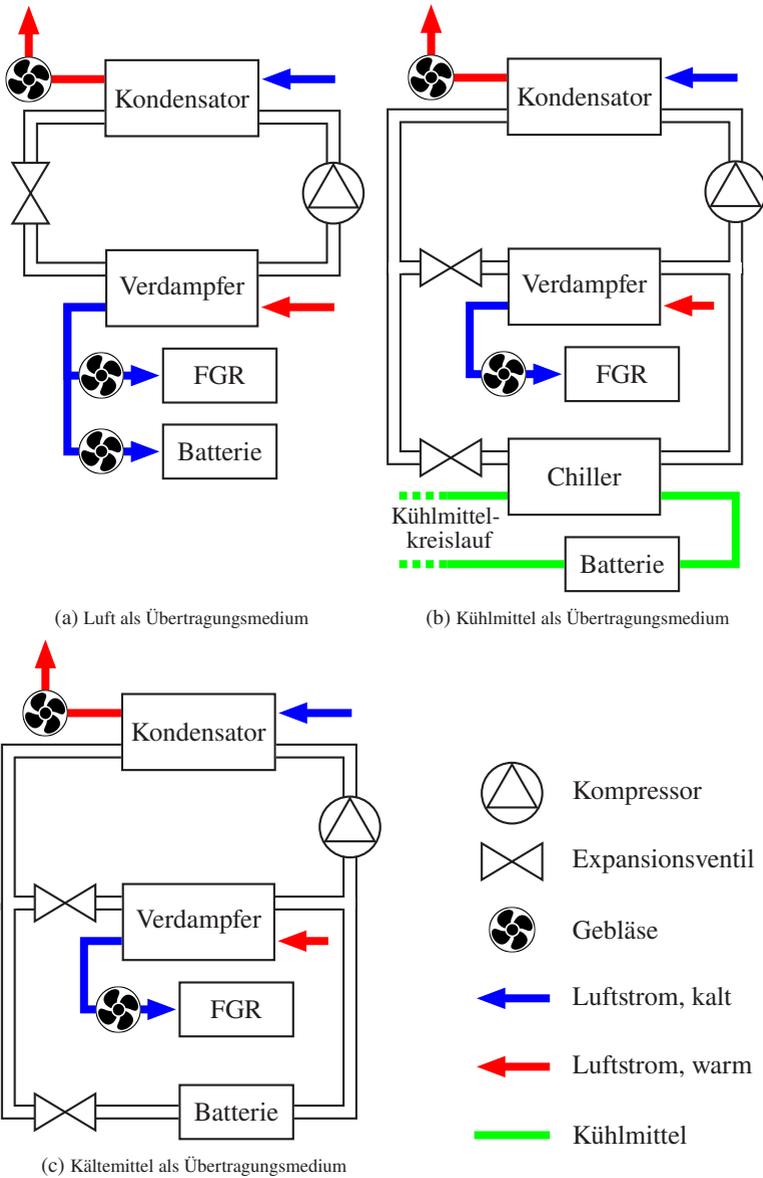


Abbildung 3.10: Verschiedene Varianten der Anbindung des BTMS ins FTMS

3.6 Einbringen von Wärme/Kälte in die thermische Umgebung

Im dritten Prozessschritt wird Wärme/Kälte in die thermische Umgebung eingebracht. In diesem Fall ist dies die Fahrzeugkabine, in der sich Fahrgäste und Fahrer befinden. Für diese soll ein möglichst hoher thermischer Komfort (s. Abschnitt 2.4) erreicht werden. Gleichzeitig ist das Optimierungsziel die dafür benötigte Wärme-/Kältemenge zu reduzieren.

3.6.1 Thermische Verluste der Fahrzeugkabine

Ein Optimierungspotential, um die benötigte Wärme-/Kältemenge zu reduzieren, ist es, thermische Verluste der Fahrzeugkabine zu reduzieren. Im thermischen Modell (s. Abschnitt 2.5) werden diese durch den Wärmestrom $\dot{Q}_{\text{Umgebung}}$ modelliert. Eine reale Fahrzeugkabine besteht aber nicht aus einer einheitlichen Außenhülle, sondern aus einer Kombination aus Flächen wie Fußboden, Decke, Türen, Fenster, Seitenwände. Gleichung 2.37 kann also erweitert werden zu einer Kombination aus n Teilflächen mit zugehörigem Wärmedurchgangskoeffizienten:

$$\dot{Q}_{\text{Umgebung}} = (T_{\text{Kabine}} - T_{\text{Umgebung}}) \cdot \sum_{i=1}^n A_i \cdot U_i \quad (3.19)$$

Der konvektive Wärmedurchgangskoeffizient $U_{\text{Konvektion}}$ (s. Gleichung 2.38) ist vom Material der Wand unabhängig. Durch das Design verschiedener Schichten und Wahl der jeweiligen Wanddicke d und Wärmeleitfähigkeit k lässt sich der konduktive Wärmedurchgangskoeffizient $U_{\text{Konduktion}}$ beeinflussen.

Die Werte verschiedener Materialien (s. Tabelle 3.3) zeigen, dass Fenster tendenziell einen höheren Wärmedurchgangskoeffizienten als Wände haben. $\dot{Q}_{\text{Umgebung}}$ lässt sich also durch Reduzierung der Fensterfläche optimieren. Durch thermische Isolierverglasung und isolierte Wände lässt sich der jeweilige Wärmedurchgangskoeffizient um bis zu Faktor 5 verbessern. In vielen Fahrzeugen werden aber vor allem aus Kostengründen Fenster aus Einfach- oder Verbundglas verwendet. Eine Beispielrechnung für die Kabine eines 12 m

Tabelle 3.3: Konduktive Wärmedurchgangskoeffizienten verschiedener Materialien

Material	$U_{\text{Konduktion}}$ in $\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$
Einfachglas ^a	5,7
Zweischeiben-Isolierverglasung ^a	1,3
Wand ohne Isolierung ^b	4,9
Wand mit Isolierung ^b	1,0

^a siehe [99, S. 115]^b Berechnung s. Anhang A.1

Solobusses zeigt, dass durch Verwendung von Zweischeiben-Isolierverglasung und thermisch isolierten Wänden der Wärmestrom $\dot{Q}_{\text{Umgebung}}$ um 46 % gesenkt werden kann (s. Anhang A.2).

Bei Bussen im Linienbetrieb wird durch regelmäßige Türöffnungen Luft zwischen der Fahrzeugkabine und der Umgebung ausgetauscht (s. Gleichung 2.36). Je höher dabei die Temperaturdifferenz zwischen der Kabinen- und der Umgebungsluft ist, desto mehr Energie geht durch den Luftaustausch an die Umgebung verloren und muss anschließend wieder vom HVAC-System aufgebracht werden. Um diesen Energieverlust zu minimieren, können sogenannte *Türluftduschen* verwendet werden, die bei geöffneter Tür einen stark gebündelten Luftvorhang in den Türbereich einblasen. Dadurch wird der Luft- und somit auch Energieaustausch mit der Umgebung reduziert. Bei der Untersuchung von Türluftduschen für die Verwendung im Heizbetrieb eines elektrischen Gelenk-Stadtbusses wurde gezeigt, dass Energieeinsparungen von bis zu 15 % möglich sind und der Einspareffekt vorwiegend bei Türöffnungen auftritt, die länger als 20 s andauern [73]. In [85] wird anhand eines 6 m Minibusses gezeigt, dass Türluftduschen auch in tropischem Klima dazu geeignet sind, den Luftaustausch zwischen der warmen, feuchten Umgebungsluft und der klimatisierten Kabinenluft zu reduzieren (s. Abbildung 3.11). Auf zwei Testrouten in Singapur konnten dabei Energieeinsparungen von 20 % und 28 % erreicht werden.

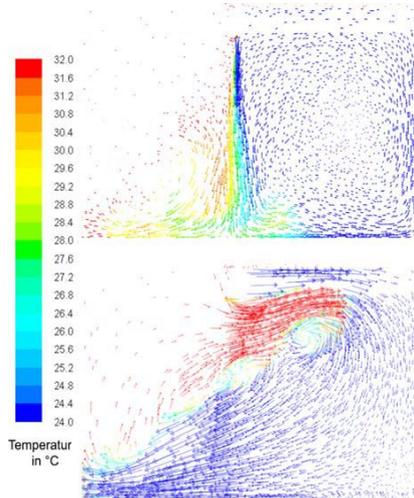


Abbildung 3.11: CFD-Simulation der Luftströme mit Türluftdusche (oben) und ohne Türluftdusche (unten) bei $t = 5$ s nach Türöffnung [85]

3.6.2 Energierückgewinnung aus Abluft

In die Fahrzeugkabine muss abhängig von der Fahrgastanzahl Frischluft von außen eingebracht werden, um eine ausreichende Luftqualität sicherzustellen. Im Folgenden wird nur der stationäre Betriebszustand mit geschlossenen Türen betrachtet. Durch Einbringen von Frischluft wird auch Abluft aus der Kabine nach außen abgegeben. Durch den Luftaustausch entsteht ein Enthalpieverlust für das System (s. Abbildung 2.18):

$$\dot{H}_{\text{Ventilationsverlust}} = \dot{H}_{\text{Abluft}} - \dot{H}_{\text{Frischluft}} \quad (3.20)$$

Der Enthalpieverlust muss vom HVAC-System wieder zusätzlich aufgebracht werden und führt daher zu einer Verlustleistung. Er ist abhängig von:

- Der Temperatur T_{Kabine} der Kabinenluft und T_{Umgebung} der Umgebungsluft (sensible Wärme)

- Dem Feuchtegrad $x_{\text{Kabinenluft}}$ der Kabinenluft und $x_{\text{Umgebungsluft}}$ der Umgebungsluft (latente Wärme)
- Den Massenströmen $\dot{m}_{\text{Frischlufte}}$ und \dot{m}_{Ablufte} . Da Änderungen im Kabinendruck vernachlässigbar klein sind, kann $\dot{m}_{\text{Frischlufte}} \approx \dot{m}_{\text{Ablufte}}$ angenommen werden.

Dem folgt:

$$\dot{H}_{\text{Ventilationsverlust}} = a \cdot \dot{m}_{\text{Mischluft}} \cdot (h_{\text{Kabinenluft}} - h_{\text{Umgebungsluft}}) \quad (3.21)$$

Bei gegebenen Zustandsgrößen der Kabinen- und Umgebungsluft lässt sich der Enthalpieverlust direkt durch den Frischluftmassenstrom, bzw. durch den Frischluftanteil a am gesamten Mischluftmassenstrom beeinflussen (s. Abschnitt 2.5). Durch eine Reduzierung des Frischluftanteils a kann also eine Reduzierung des Energieverlusts durch die Abluft erreicht werden. Der Frischluftanteil sollte daher so niedrig wie möglich eingestellt werden, wobei ein Mindestanteil notwendig ist, um eine ausreichende Luftqualität zu erreichen. Die VDV-Schrift 236 empfiehlt einen Frischluftvolumenstrom von $15 \text{ m}^3/\text{h}$ pro Person im FGR [116, S. 12]. Dieser Frischluftanteil kann auch unterschritten werden, wenn die Luftgüte durch eine entsprechende Messung sichergestellt werden kann. Als Parameter für die Luftgüte dienen der CO_2 -Gehalt, die relative Luftfeuchtigkeit und die Luftreinheit (Partikel). Das HVAC-System kann auch ohne Einbringung von Frischluft die Luftreinheit durch Filtersysteme und die Luftfeuchtigkeit über den Reheat-Modus kontrollieren. Da der Reheat-Modus mit einem erhöhten Energieverbrauch einhergeht, kann die Messung der Luftfeuchtigkeit oder des Scheibenbeschlags und dessen automatisierte Aktivierung einen erhöhten Energiebedarf durch eine mögliche Fehlbedienung des Fahrers verhindern. Mithilfe eines CO_2 Sensors kann der Frischluftanteil auf einen möglichst niedrigen Wert geregelt werden. Um dies weiter zu optimieren, kann durch zusätzliche Maßnahmen der CO_2 -Gehalt weiter reduziert werden. Ein mögliches Verfahren dafür nennt sich *Direct Air Capture* (DAC), bei dem Luft durch einen Abscheideapparat strömt, der CO_2 von der restlichen Luft trennt. Dafür gibt es verschiedene Verfahren und Technologien [132], eine derartige Anwendung in BEB ist bisher nicht bekannt. Auf diesem Weg kann CO_2 aus der Kabinenluft abgeschieden und aus dem Fahrzeug transportiert werden, was dazu beiträgt, den Frischluftanteil gering zu halten. Hygiene und Infektionsschutzvorgaben, wie im Zuge der COVID-19 Pandemie aufgetreten

sind, können einen hohen oder gar vollständigen Frischluftanteil erfordern, um die Verbreitung von Krankheitserregern durch die Luft zu verringern [4].

Ein weiteres Optimierungspotential ist es, die Wärme/Kälte aus der Abluft weiterzuverwenden, anstatt sie ungenutzt an die Umgebung abzugeben. In [11] wird ein Verfahren zur Energierückgewinnung aus der Abluft beschrieben. Es erfolgt ein Wärmeübergang zwischen der einströmenden Frischluft und der ausströmenden Abluft in einem Wärmeübertrager, bevor die Frischluft ins HVAC-System gelangt. Der dabei verwendete *Energierückgewinnungsventilator* (ERV) ist ein Wärmeübertrager, mit dem sowohl latente als auch sensible Wärme zwischen den Luftströmen übertragen werden kann [11].

In [4] wird ein Konzept präsentiert, das ohne zusätzliche Wärmeübertrager auskommt. Dafür wird die ausströmende Abluft am äußeren Wärmeübertrager der Wärmepumpe vorbeigeleitet. Im Heizbetrieb wird somit die Verdampfertemperatur durch die warme ausströmende Luft erhöht, im Kühlbetrieb wird der Kondensator zusätzlich gekühlt. In beiden Fällen reduziert sich die Temperaturdifferenz zwischen Kondensator und Verdampfer und dadurch auch der Energieverbrauch der Wärmepumpe.

3.6.3 Verluste durch Kondensation

Im Kühlbetrieb wird Luft zur Klimatisierung des Fahrzeugs abgekühlt, wodurch je nach Bedingung deren relative Luftfeuchtigkeit $\varphi = 100\%$ erreichen und Feuchtigkeit aus ihr kondensieren kann (s. Abschnitt 2.5). Die bei der Kondensation frei werdende Energie muss vom HVAC-System ausgeglichen werden, wodurch zur eigentlichen Kühlleistung noch eine zusätzliche Trocknungsleistung aufgebracht werden muss. Die gesamte Kälteleistung \dot{Q}_{HVAC} (s. Abbildung 2.18) teilt sich dementsprechend in einen Teil $\dot{Q}_{\text{HVAC, sensibel}}$ zur sensiblen Abkühlung der Luft und einen Teil $\dot{Q}_{\text{HVAC, latent}}$ zur latenten Änderung des Feuchtegrads (Trocknung) auf.

$$\dot{Q}_{\text{HVAC}} = \dot{Q}_{\text{HVAC, sensibel}} + \dot{Q}_{\text{HVAC, latent}} \quad (3.22)$$

$$\dot{Q}_{\text{HVAC, sensibel}} = \dot{m}_{\text{Mischluft}} \cdot c_{p, \text{Mischluft}} \cdot (T_{\text{Zuluft}} - T_{\text{Mischluft}}) \quad (3.23)$$

$$\dot{Q}_{\text{HVAC, latent}} = -\Delta h_V \cdot \dot{m}_{\text{Kondensat}} \quad (3.24)$$

Die spezifische Verdampfungsenthalpie Δh_V entspricht am Tripelpunkt ($T = 0,01\text{ °C}$) dem Wert r_0 und nimmt mit zunehmender Temperatur ab. Da bei der Kondensation Energie freigesetzt wird, hat $\dot{Q}_{\text{HVAC, latent}}$ ein negatives Vorzeichen.

Eine Beispielrechnung (s. Anhang A.3) zeigt, dass $\dot{Q}_{\text{HVAC, latent}}$ bis zu 40 % der gesamten Leistung \dot{Q}_{HVAC} des HVAC-Systems entsprechen kann. Dieser Anteil der aufgebrauchten Kälteleistung ist nicht für die Temperierung der Luft wirksam und kann somit als Verlustleistung angesehen werden. Um diese Verlustleistung zu reduzieren, muss die Menge an Kondensat $m_{\text{Kondensat}}$ reduziert werden. Dies kann erreicht werden durch:

- **Anpassung der Oberflächentemperatur:** In der HVAC-Einheit wird die durchströmende Luft durch einen Kälte- oder Kühlmittelwärmeübertrager abgekühlt, wobei die Oberflächentemperatur bestimmt, ob die Luft ihren Taupunkt erreicht und dadurch Feuchtigkeit kondensiert. Durch eine Regelung der Vorlauftemperatur des Wärmeübertragers kann dessen Oberflächentemperatur so eingestellt werden, dass keine Kondensation erfolgt. Durch die geringere Temperaturdifferenz zur Luft lässt sich aber auch weniger Wärme übertragen, was durch einen höheren Luftmassenstrom (nur begrenzt möglich) oder durch eine größere Oberfläche des Wärmeübertragers (höhere Kosten und Gewicht) wieder ausgeglichen werden muss.
- **Anpassung des Taupunkts:** Die Taupunkttemperatur der Luft ist vom Feuchtegrad abhängig. Durch eine Reduzierung des Feuchtegrads der Kabinenluft kann also die Taupunkttemperatur und somit die Menge an Kondensat verringert werden. Eine vom HVAC-System unabhängige Trocknung der Kabinenluft kann durch Adsorptionsspeicher (beispielsweise auf Basis von Silicagel) erfolgen, eine derartige praktische Anwendung in Bussen ist bisher nicht bekannt.

3.6.4 Oberflächenheizung

Um einen gewünschten thermischen Komfort (s. Abschnitt 2.4) für die Fahrgäste zu erreichen, wird konventionell die Luft der Fahrzeuggabine durch ein HVAC-System aufbereitet. Das PMV zur Bewertung des thermischen Komforts wird anhand von verschiedenen Parametern berechnet, die teilweise von Zustand und Eigenschaften der Fahrgäste selbst, andererseits von Eigenschaften des umschließenden Raums abhängig sind (s. Tabelle 2.3). Von einem konventionellen HVAC-System lassen sich davon folgende Parameter direkt beeinflussen:

- Lufttemperatur T_a : Durch Einbringen von beheizter/gekühlter Luft
- relative Luftgeschwindigkeit v_{ar} : Durch Einstellen der Gebläse
- Wasserdampfpartialdruck p_D : Durch Regulierung der Luftfeuchtigkeit

Da es sich um einen rein konvektiven Wärmetransport handelt, dauert es, bis das Luftvolumen und die thermischen Massen im Fahrzeug die Solltemperatur erreichen [61]. Ein wichtiger Parameter zur Berechnung des PMV ist aber auch die mittlere Strahlungstemperatur \bar{T}_r , die hauptsächlich aus der Oberflächentemperatur des umgebenden Raums abhängt. Sie lässt sich daher nur indirekt und begrenzt vom HVAC-System beeinflussen.

Das Behaglichkeitsdiagramm nach Bedford und Liese (Abbildung 3.12) zeigt, in welchem Zusammenspiel die Raumlufttemperatur und die Oberflächentemperatur zu thermischem Komfort führen. Wird einer der beiden Werte erhöht, kann der jeweils andere abgesenkt werden, um ein gleiches Level an thermischem Komfort zu erreichen [61]. Je nach Kombination dieser beiden Werte spricht man von einer Konvektionsheizung oder von einer Strahlungsheizung (s. Abbildung 3.12).

Durch das Anbringen von Infrarot (IR)-Heizflächen an die Raumbooberflächen lässt sich aktiv die Oberflächentemperatur und damit die mittlere Strahlungstemperatur beeinflussen. Das Aufheizen der Oberflächen durch die IR-Heizelemente ist im Vergleich zum konvektiven Aufheizen der gesamten Raumluft um ein Vielfaches schneller, wodurch beim Kaltstart wesentlich kürzere Zeiten zum Erreichen des thermischen Komforts notwendig sind [61]. Auch im stationären Zustand kann durch die Erhöhung der Strahlungstemperatur bei gleichbleibendem Komfortniveau die benötigte Solltemperatur der Fahrzeuggluft gesenkt

werden [33]. Dabei sind IR-Heizflächen nicht als Alternative zu herkömmlichen HVAC-Systemen zu sehen, sondern vielmehr als Ergänzung [20]. Die durch die Absenkung der Lufttemperatur erreichte Energieeinsparung im HVAC-System soll dabei deutlich größer sein als die Energie, die für die IR-Heizflächen benötigt wird, was insgesamt in einem geringeren Gesamtenergieverbrauch resultiert [9].

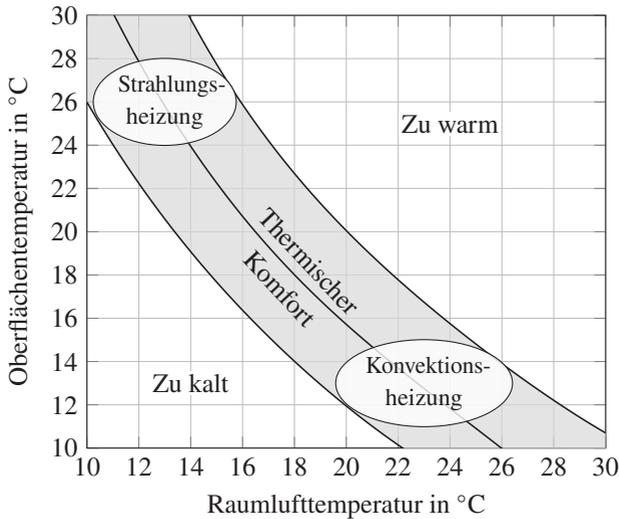


Abbildung 3.12: Behaglichkeitsdiagramm nach Bedford und Liese

3.7 Angewandte Regelungsstrategien im HVAC-System

Durch den stetigen Prozess der Verbesserung der Energieeffizienz im HVAC-System steigt auch gleichzeitig dessen Komplexität. Trotzdem sind klassische Regelungsansätze, wie PID-Regler in der Technik noch häufig im Einsatz, um die dort ablaufenden Prozesse zu regeln [SJRS21]. Dies lässt sich dadurch erklären, dass durch viel vorherrschende Erfahrung der Entwicklungsaufwand und die Kosten gering sind und trotzdem eine für viele Fälle ausreichende Regelperformance erreicht werden kann [58]. Im Gegensatz steht die Schwierigkeit PID-Regler für nichtlineare Systeme anzuwenden und gleichzeitig nach verschiedenen Nebenbedingungen zu optimieren [58]. Im Bereich der HVAC-Regelung werden auch kaskadierte PID-Regelkreise eingesetzt [49]. Seit einigen Jahren sind auch neue Regelungsstrategien Gegenstand der Forschung, die nicht nur das reine Einhalten von Sollwerten abdecken, sondern auch eine Optimierung hinsichtlich des Energieverbrauchs und des Komforts ermöglichen. Ein Großteil dieser Forschung beschäftigt sich dabei mit HVAC-Systemen in der Gebäudetechnik, einige Veröffentlichungen sind auch im Pkw Bereich und wenige zum Einsatz in Stadtbussen zu finden. Erkenntnisse und Ergebnisse lassen sich aus den anderen Bereichen übertragen, auch wenn einige Annahmen, besonders zu Modellierung und thermischem Komfort, genau betrachtet und gegebenenfalls angepasst werden müssen [16].

Fuzzy Regelung (s. Unterabschnitt 2.3.3) ist gut für nichtlineare Systeme und daher für die Regelung von HVAC-Systemen geeignet. Im Vergleich mit einer PID-Regelung bietet die Fuzzy Regelung dabei vor allem schnellere Reaktionszeit und bessere dynamische Performance [7]. Vor allem in Kombination mit prädiktiven und adaptiven Regelungsansätzen wurden Fuzzy Regelungen im HVAC-Bereich eingesetzt [58] [59].

Auch *Sliding Mode Regelung* (SMC, engl. Sliding Mode Control), die sich für ein breites Spektrum an Systemtypen eignet, wurde bereits zur Regelung von HVAC-Systemen angewendet. Sie zeichnet sich vor allem durch ihre Robustheit aus, da ein derart geregeltes System weitgehend unabhängig von Parameterungenauigkeiten und äußeren Störungen ist [47]. Ein bekanntes Problem bei SMC ist das sogenannte *Klappern* (engl. chattering), das sich als hochfrequente Oszillation um die gewünschte Gleichgewichtslage zeigt. Bei der erfolgreichen Anwendung einer SMC für das HVAC-System einer

Gebäudeklimatisierung konnte dafür auch das Problem des Klapperns beseitigt werden [1]. Für den Einsatz zur Regelung eines Fahrzeug-Kühlaggregats konnte durch eine SMC eine Energieeinsparung von 9 % gegenüber einer einfachen Zweipunktregelung erreicht werden [53].

Die Modellprädiktive Regelung (s. Unterabschnitt 2.3.4) wurde schon vor vielen Jahren als geeignet zur Regelung von HVAC-Systemen erkannt. Gründe dafür sind [92]:

- Die gute Eignung der MPC für MIMO-Systeme
- Die in Wert und Änderungsrate beschränkten Eingangsgrößen
- Die Möglichkeiten zum Umgang mit Störgrößen
- Die großen Zeitkonstanten im HVAC-System

MPC ist in HVAC-Systemen aktueller Stadtbusse bislang nicht weit verbreitet, obwohl in Simulationen und Prototypen Potentiale zur Minimierung des Energieverbrauchs gezeigt werden konnten [90]. Ein Grund dafür ist die Notwendigkeit von ausreichend schnell zu berechnenden und trotzdem präzisen Modellen des zu regelnden Systems. Gerade für HVAC-Systeme mit üblicherweise großer Prozessdynamik und Nichtlinearitäten kann die Erstellung eines solchen Modells aufwendig sein [90]. Es gibt Ansätze, das nichtlineare Verhalten durch lokal lineare Modellnetzwerke zu beschreiben, was in einem sogenannten fuzzy-modellprädiktiven Regler resultiert [59]. Durch neue Fortschritte im Bereich des *Maschinellen Lernens* (ML) lassen sich nichtlineare Systeme aber immer besser auch im datengetriebenen Ansatz als *Black Box* modellieren, ohne tiefgreifende Kenntnisse über die physikalischen Abläufe haben zu müssen. Im Gegensatz dazu muss allerdings die zum Training verwendete Datenqualität hoch sein und möglichst alle verschiedenen Betriebs- und Umgebungszustände abdecken [3]. MPC für HVAC-Systeme ist hauptsächlich im Bereich der Gebäudeklimatisierung zu finden [59] [3] [57]. Aber auch im Automobilbereich wurde schon durch Simulationsergebnisse und Prototypen deren Anwendbarkeit und Effizienz gezeigt [74] [52] [35]. Vor allem durch Vorhersage von Störgrößen, wie z. B. Passagieranzahl kann die Performance der MPC noch einmal deutlich gesteigert werden [46].

Aus den Bereichen *Künstliche Intelligenz* (KI) bzw. *Maschinelles Lernen* (ML) wurde in den vergangenen Jahren auch das *Reinforcement Learning*

(RL) erfolgreich in verschiedensten Anwendungsfällen eingesetzt. Dabei lernt eine KI-Einheit über *trial and error* Verfahren gewünschte Verhaltensweisen und kann damit systematische Entscheidungen treffen, auch in unbekanntem Situationen [44]. Für die Gebäudeklimatisierung wurde RL-basierte Regelung bereits erfolgreich angewandt. Im Vergleich zu einer konventionellen Regelung konnte eine Energieeinsparung von ca. 20 % erreicht werden, wobei jedoch eine MPC unter gleichen Bedingungen einer Einsparung von ca. 30 % erreichen konnte [90]. Für die Anwendung im Automobilbereich konnte die RL-Regelung gegenüber Fuzzy Regelung und anderen konventionellen Reglern eine deutlich höhere Performance erreichen. Im Vergleich zum nächstbesten Regler konnte eine Senkung des Energieverbrauchs um 13 % bei gleichzeitig um 23 % erhöhten Zeitanteil im Zustand thermischen Komforts erreicht werden [16].

3.8 Auswertung der Analyse

Aus der Analyse des HVAC-Systems lassen sich sowohl Einflussfaktoren (s. Leitfrage 1: *Was sind Einflussfaktoren auf den Energieverbrauch des Klimatisierungssystems eines modernen elektrisch betriebenen Stadtbusses?*), als auch Optimierungspotentiale (s. Leitfrage 2: *Welche Potentiale zur Optimierung der Energieeffizienz lassen sich an unterschiedlichen Stellen im Klimatisierungssystem herausarbeiten?*) des Energieverbrauchs ableiten.

Einflussfaktoren lassen sich in äußere (s. Definition 3.6) und innere (s. Definition 3.7) Faktoren aufteilen.

Definition 3.6: Äußere Einflussfaktoren

Als äußere Einflussfaktoren auf den Energieverbrauch eines Fahrzeuges werden die Einflussfaktoren bezeichnet, die nicht der technischen oder physikalischen Kontrolle des Fahrzeugs unterliegen und somit von außen vorgegeben werden.

Definition 3.7: Innere Einflussfaktoren

Als innere Einflussfaktoren auf den Energieverbrauch eines Fahrzeuges werden die Einflussfaktoren bezeichnet, die der direkten technischen oder physikalischen Kontrolle des Fahrzeugs unterliegen und somit von diesem selbst beeinflusst werden können.

Als äußere Einflussfaktoren auf das HVAC-System ergeben sich:

- **Umgebungs-klima:** Lufttemperatur, Luftfeuchtigkeit, Sonneneinstrahlung
- **Betriebsablauf:** Türöffnungen, Anzahl Fahrgäste

Als innere Einflussfaktoren ergeben sich:

- **Sollwerte in der Fahrzeugkabine:** Temperatur, Luftfeuchtigkeit, Frischluftanteil, CO₂-Anteil
- **Auswahl und Effizienz der Komponenten zur Bereitstellung von Wärme-/Kälteleistung**

- **Luftaustausch und Isolation der Fahrzeugkabine**
- **Betriebszustand von anderen thermisch relevanten Komponenten:**
Batterie, Antriebsstrang, Leistungselektronik

Die Optimierungspotentiale der inneren Einflussfaktoren lassen sich den drei HVAC-Prozessschritten (s. Abbildung 3.5) zuordnen. Dabei konnten hauptsächlich im Bereich der statischen Optimierung (A) Grundlagen und wissenschaftliche Erkenntnisse gefunden werden, die sich mit der Verbesserung bestehender Technologie und Komponenten, sowie deren Auswahl und Auslegung im HVAC-System beschäftigen. Die wissenschaftlichen Beiträge im Bereich der dynamischen Optimierung (B) beschränken sich jedoch auf Regelungsstrategien aus dem Prozessschritt (3). Die Prozessschritte (1) und (2) sind hingegen kaum Gegenstand aktueller Forschung und werden im Folgenden näher betrachtet, da einem Regelungskonzept, das alle drei Prozessschritte beinhaltet, ein hohes Optimierungspotential zugeschrieben wird.

Die äußeren Einflussfaktoren können vom Fahrzeug selbst nicht kontrolliert werden und müssen somit als Störgrößen betrachtet werden. Das davon abgeleitete Optimierungspotential liegt daher darin, den Einfluss dieser Störgrößen auf den Energieverbrauch durch Prädiktion und Einbindung in ein geeignetes Regelungskonzept zu reduzieren.

4 Konzept zur Auswahl und Regelung von Wärmequellen im Heizbetrieb

4.1 Charakterisierung der Systemkomponenten

4.1.1 Wärmequellen

Folgende Kriterien werden für die Bewertung der Wärmequellen (s. Tabelle 3.2) herangezogen:

- **Elektrische Effizienz:** Im Bereich der Wärmepumpen wird der COP als Maß für die Effizienz verwendet (s. Definition 2.10). Dieser Ansatz kann erweitert werden und zur Beschreibung der Effizienz von elektrisch betriebenen Wärmequellen herangezogen werden (s. Definition 4.1).

Definition 4.1: Electrical coefficient of performance

Der *electrical coefficient of performance* bezeichnet bei einer elektrisch betriebenen Wärmequelle das Verhältnis des nutzbaren Wärmestroms \dot{Q}_{ab} zu eingebrachter elektrischer Leistung $P_{\text{elektrisch}}$:

$$COP_{el} = \frac{\dot{Q}_{ab}}{P_{\text{elektrisch}}} \quad (4.1)$$

Wärmequellen, die andere als elektrische Energie als Primärenergiequelle nutzen (Thermische Speicher, ZHG, Brennstoffzelle), haben theoretisch einen $COP_{el} \rightarrow \infty$. Da jedoch immer eine geringe elektrische Leistung

zur Ansteuerung notwendig ist, werden diese Wärmequellen im folgenden mit einem $COP_{el} > 100$ charakterisiert.

- **Leistungsbereich:** Eine Wärmequelle kann einen nutzbaren Wärmestrom in einem bestimmten Bereich zur Verfügung stellen:

$$\dot{Q}_{ab, \min} < \dot{Q}_{ab} < \dot{Q}_{ab, \max} \quad (4.2)$$

- **Dynamik:** Für die Einbindung von Wärmequellen in eine übergeordnete Regelung ist die mögliche Änderungsrate des nutzbaren Wärmestroms von Bedeutung. Die Dynamik wird also durch \ddot{Q}_{ab} beschrieben:

$$\ddot{Q}_{ab, \min} < \ddot{Q}_{ab} < \ddot{Q}_{ab, \max} \quad (4.3)$$

- **Temperaturniveau:** Für den Transport und die anschließende Verwendung der Wärme ist deren Temperaturniveau ausschlaggebend:

$$T_{ab, \min} < T_{ab} < T_{ab, \max} \quad (4.4)$$

- **Betriebliche Einschränkungen und benötigte Ressourcen:** Wärmequellen können zusätzliche Abhängigkeiten haben, die je nach Betriebszustand die Verfügbarkeit beeinflussen. Einschränkungen ergeben sich auch bei Wärmequellen, die über die elektrische Energie hinaus noch andere Ressourcen benötigen, weil sie diese beispielsweise als Primärenergiequelle nutzen. Am Beispiel der für BEB relevanten Wärmequellen (s. Tabelle 3.2) ergeben sich:

- Bei der Wärmepumpe (K5, K6) geben Taktzeiten des Kompressors vor, mit welcher maximalen Frequenz sie an- und ausgeschaltet werden kann.
- Der Bremswiderstand (K8) wird auch von anderen Systemen angesteuert, die ihn zum Abführen von elektrischer Energie verwenden. Er steht in diesen Betriebssituationen also nicht beliebig als Wärmequelle zur Verfügung.
- Thermische Speicher (K10, K11) nutzen die geladene Wärme als Primärenergiequelle, weshalb die Verfügbarkeit vom aktuellen

Ladezustand abhängig ist. Da thermische Speicher eine hohe Selbstentladungsrate besitzen, sollte die Nutzung in Abhängigkeit der Restreichweite so erfolgen, dass bei Fahrtende die gesamte Energie des Speichers umgewandelt wurde.

- Das ZHG (K13) verwendet Diesel als Primärenergiequelle und ist daher keine emissionsfreie Wärmequelle. Damit ergeben sich Einschränkungen in Abhängigkeit der Geoposition (Umweltzonen) und der Nutzungspriorität (Einsatz nur so viel wie unbedingt notwendig).
- Die Abwärme einer Brennstoffzelle (K16, K17) kann nicht frei vorgegeben werden, da sie als Verlustleistung der aktuell abgerufenen elektrischen Leistung abfällt, welche wiederum von außerhalb des HVAC-Systems vorgegeben wird.

4.1.2 Transportwege

Für den Transport von Wärme gibt es drei Transportmedien (s. Abbildung 3.6), deren Verwendung im Stadtbus sich deutlich unterscheidet.

1. **Luft:** Im Vergleich zu flüssigen Kühlmitteln wird beim Transport des gleichen Wärmestroms mit Luft ein 3000- bis 3500-mal größerer Volumenstrom benötigt (s. Anhang A.4). Dies führt zu größeren Rohrlängendurchmessern und macht es aufwendig, Luft über große Strecken im Fahrzeug zu transportieren. Der Transport über Luft ist hauptsächlich dann sinnvoll, wenn kurze Wege zu überbrücken sind und sie anschließend direkt in die thermische Umgebung eingebracht wird, ohne eine erneute Umwandlung durchführen zu müssen.
2. **Kühlmittel:** Kühlmittel bietet im Vergleich zu Luft die Voraussetzungen für einen geschlossenen Kreislauf mit baulich realistisch umsetzbaren Abmessungen. Dabei sind verschiedene Topologien möglich, die abhängig von Temperaturniveaus und baulichen Anforderungen ausgewählt werden. Im Betrieb lassen sich Wärmeströme durch Pumpen und Ventile steuern.
3. **Strahlung:** Die Strahlung nimmt in der morphologischen Analyse eine Sonderrolle ein, da es keinen bekannten Fall gibt, in dem sie zum

reinen Transport von Wärme zwischen zwei Punkten verwendet wird. In Kombination mit der Oberflächenheizung (s. Unterabschnitt 3.6.4) wird sie dazu verwendet, direkt die thermische Umgebung zu beeinflussen. Eine Rückumwandlung innerhalb des Systems in eine andere Wärmeform ist nicht vorgesehen.

Wie im Stand der Technik üblich, verlaufen Transportrohre innerhalb der durch Isolierung nach außen abgegrenzten Kabine. Rohrleitungsverluste werden daher indirekt wieder an die Kabinenluft weitergegeben, weshalb deren Betrachtung im Folgenden nicht weiter vertieft wird. Wenn Rohre außerhalb der Kabine (z. B. am Unterboden) verlegt werden, muss im Einzelnen für diese konkreten Abschnitte ein Wärmeverlust modelliert werden.

4.1.3 Wärmesenken

Hauptwärmesenke im Bus ist die Fahrzeugkabine. Batterien mit externer Beheizung (s. [119]) werden im Folgenden nicht weiter betrachtet. Der Wärmebedarf der Fahrzeugkabine ergibt sich durch die Sollwertvorgaben und durch Störgrößen wie Umgebungstemperatur oder Türöffnungen.

Eine Erhöhung der Strahlungstemperatur wirkt sich direkt auf die thermische Umgebung aus. Für die Erhöhung der Lufttemperatur kommen die vorgelagerten Transportwege Luft und Kühlmittel infrage. Luft wird direkt in die thermische Umgebung eingebracht, weshalb hierbei keine weitere Umwandlung erfolgen muss.

Die Übertragung von Wärme aus dem Kühlmittelkreislauf in die thermische Umgebung erfolgt durch einen Kühlmittel-Luft-Wärmeübertrager. Das einströmende Kühlmittel mit dem Massenstrom $\dot{m}_{\text{Kühlmittel}}$, der Temperatur $T_{\text{Kühlmittel, ein}}$ und der spezifischen Wärmekapazität c_K gibt dabei den Wärmestrom \dot{Q}_{Heizung} (s. Abbildung 2.18) an die einströmende Luft mit dem Massenstrom \dot{m}_{Luft} , der Temperatur $T_{\text{Luft, ein}}$ und der spezifischen Wärmekapazität $c_{p,L}$ ab.

$$\dot{Q}_{\text{Heizung}} = \dot{m}_{\text{Kühlmittel}} \cdot c_K \cdot (T_{\text{Kühlmittel, ein}} - T_{\text{Kühlmittel, aus}}) \quad (4.5)$$

Der Luftmassenstrom \dot{m}_{Luft} wird dabei durch ein Umwälzgebläse vorgegeben, welches Luft aus der Kabine ansaugt und wieder ausbläst. Dadurch ergibt sich $T_{\text{Luft, ein}} = T_{\text{Kabine}}$. Die Temperaturen der ausströmenden Luft $T_{\text{Luft, aus}}$

und Kühlmittel $T_{\text{Kühlmittel, aus}}$, sowie die mittlere Temperaturdifferenz ΔT_m ergeben sich aus der Geometrie und Strömungsführung beider Fluide durch den Wärmeübertrager [15]. Zusammen mit dem Wärmedurchgangskoeffizienten $U_{\text{WÜ}}$ und der Wärmeübertragungsfläche $A_{\text{WÜ}}$ des Wärmeübertragers ergibt sich [15]:

$$\dot{Q}_{\text{Heizung}} = U_{\text{WÜ}} \cdot A_{\text{WÜ}} \cdot \Delta T_m \quad (4.6)$$

4.2 Anforderungen an Wärmebedarf

Der statische Wärmebedarf kann anhand des thermischen Modells (s. Abschnitt 2.5) berechnet werden. Er wird als die Summe der Leistungen der HVAC-Anlage, sowie den Bodenheizern definiert:

$$\dot{Q}_{\text{Wärmebedarf}} = \dot{Q}_{\text{HVAC}} + \dot{Q}_{\text{Heizung}} \quad (4.7)$$

Durch Einsetzen von Gleichung 2.33, Gleichung 4.7 und Gleichung 3.20, sowie $\dot{Q}_{\text{gesamt}} = 0$ und $\dot{Q}_{\text{Interieur}} = 0$ (stationärer Zustand) in Gleichung 2.44 erhält man:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{Wärmebedarf}} = & \dot{H}_{\text{Ventilationsverlust}} + \dot{H}_{\text{Türöffnung}} \\ & + \dot{Q}_{\text{Umgebung}} - \dot{Q}_{\text{Solar}} - \dot{Q}_{\text{Passagiere}} \end{aligned} \quad (4.8)$$

Der maximale Wärmebedarf eines Fahrzeugs ergibt sich demnach bei:

- maximalem Frischluftmassenstrom $\dot{m}_{\text{Frischluft}}$ (s. Unterabschnitt 3.6.2)
- maximaler Temperaturdifferenz $\Delta T = T_{\text{Kabine}} - T_{\text{Umgebung}}$ (s. Unterabschnitt 3.6.1)
- maximaler Anzahl geöffneter Türen $N_{\text{Türen, geöffnet}}$
- keiner Sonneneinstrahlung $\dot{Q}_{\text{Solar}} = 0$
- keinen Passagieren $N_{\text{Passagiere}} = 0$

Zur Bestimmung der maximalen Dynamik des Wärmebedarfs werden T_{Kabine} und T_{Umgebung} als näherungsweise konstant angenommen. Einfluss auf die Dynamik haben somit:

- Änderung des Türöffnungsverlusts $\dot{H}_{\text{Türöffnung}}$ durch Öffnen oder Schließen von Türen ($N_{\text{Türen, geöffnet}}$)
- Änderung des Frischluftmassenstroms $\dot{m}_{\text{Frischluft}}$ durch Änderung der Gebläsestärke $\dot{m}_{\text{Mischluft}}$ oder des Frischluftanteils a durch die Umluftklappe
- Änderung des Wärmeeintrags durch Solarstrahlung \dot{Q}_{Solar} . Dies kann durch z. B. durch Abschattung, Ein-/Ausfahrten in Tunneln oder durch

Änderung der Einstrahlwinkel relativ zum Fahrzeug beim Abbiegen erfolgen.

- Änderung des Wärmeeintrags durch die Passagiere $\dot{Q}_{\text{Passagiere}}$ durch Ein-/Aussteigen von Passagieren ($N_{\text{Passagiere}}$)

Die Abschätzung der klimatischen Bedingungen erfolgt an dieser Stelle mit Daten des Deutschen Wetterdienstes¹ aus den Jahren 1960 bis 2020 der Städte Berlin, Hamburg, Köln, Mannheim und München, die repräsentativ für Deutschland ausgewählt wurden. Die stündlich aufgezeichneten Messdaten ergeben eine Temperaturverteilung, die durch eine Normalverteilung mit dem Erwartungswert $\mu_{\text{Temperatur}} = 9,805 \text{ }^\circ\text{C}$ und der Standardabweichung $\sigma_{\text{Temperatur}} = 8,007 \text{ }^\circ\text{C}$ angenähert werden kann (s. Abbildung 4.1).

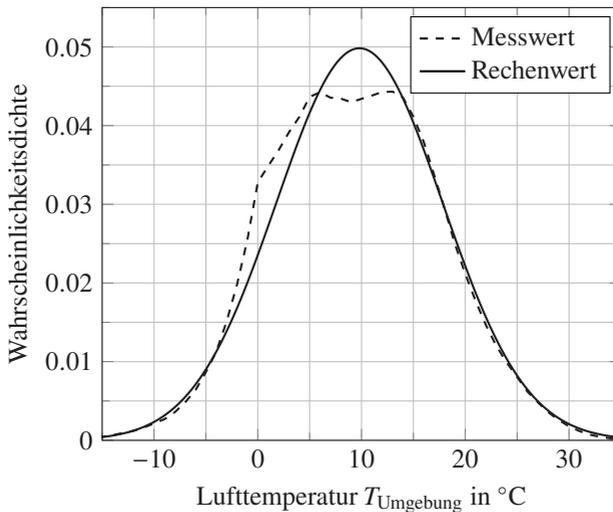


Abbildung 4.1: Temperaturverteilung für Deutschland

¹ s. https://opendata.dwd.de/climate_environment/CDC/observations_germany/climate/hourly/air_temperature/historical/

Mit Temperaturwerten im Intervall $\mu \pm 3\sigma$ und damit einer Abdeckung von 99,7 % ergibt sich folgende rechnerische Minimal- und Maximaltemperatur:

$$T_{\text{Umgebung, min}} = \mu_{\text{Temperatur}} - 3\sigma_{\text{Temperatur}} = -14,2\text{ °C} \approx -15\text{ °C} \quad (4.9)$$

$$T_{\text{Umgebung, max}} = \mu_{\text{Temperatur}} + 3\sigma_{\text{Temperatur}} = 33,8\text{ °C} \approx 35\text{ °C} \quad (4.10)$$

Innerhalb einer klimatischen Region lassen sich bei gegebener Lufttemperatur typische Werte der relativen Luftfeuchtigkeit feststellen. Die stündlich aufgezeichneten Messdaten ergeben einen durchschnittlichen Verlauf der Luftfeuchtigkeit in Abhängigkeit der Lufttemperatur, der in drei Teilabschnitten linearisiert wurde (s. Abbildung 4.2).

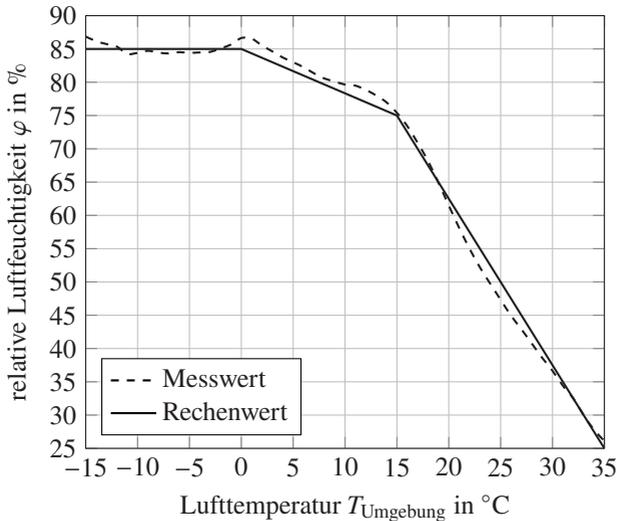


Abbildung 4.2: Standard-Luftfeuchtigkeit bei gegebener Lufttemperatur für Deutschland

Der Wärmedurchgangskoeffizient U (s. Gleichung 2.38) ist vom Aufbau des Fahrzeugs sowie der Fahrzeuggeschwindigkeit v_{Fahrzeug} abhängig (s. Abschnitt 2.5). Anhand Messdaten eines branchenüblichen Stadtbusses wurde U beispielhaft bestimmt (s. Abbildung 4.3).

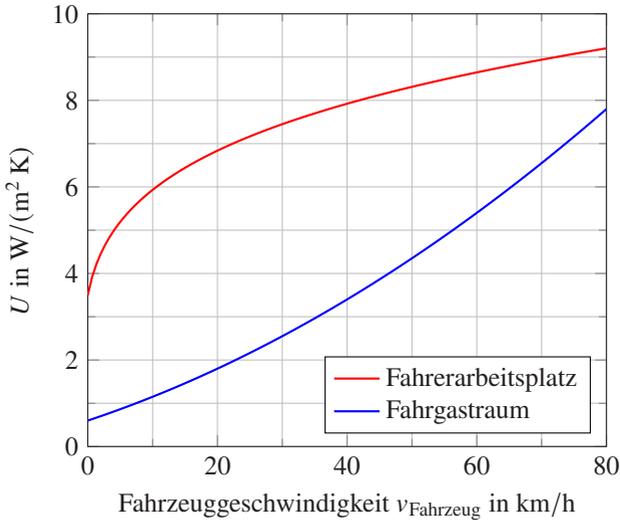


Abbildung 4.3: Wärmedurchgangskoeffizient für verschiedene Zonen im Stadtbuss

Dabei lassen sich die Wärmedurchgangskoeffizienten für FAP und FGR mit $v = v_{\text{Fahrzeug}}$ in km/h folgendermaßen annähern:

$$U_{\text{FAP}}(v) = 3.5 \cdot (v + 1)^{0.22} \quad (4.11)$$

$$U_{\text{FGR}}(v) = 0.6 + 0.05v + 0.0005v^2 \quad (4.12)$$

Für den Wärmeverlust $\dot{H}_{\text{Türe}}$ einer geöffneten Türe ergeben die Messdaten einen Verlauf abhängig von der Temperaturdifferenz zwischen Kabine und Umgebung (s. Abbildung 4.4).

Der theoretische maximale Wärmebedarf (s. Gleichung 4.8) ergibt sich bei Betriebszuständen, die beim realen Einsatz des Fahrzeugs nicht vorkommen, z. B. bei maximaler Fahrzeuggeschwindigkeit und gleichzeitig geöffneten Türen, sowie vollständigem Frischluftbetrieb trotz komplett leerem Fahrzeug. Für die Berechnung eines realistischen Wärmebedarfs werden im Folgenden Annahmen zu üblichen Betriebszuständen getroffen. Die SORT Testzyklen (s. Definition 2.6) definieren zwar Stand- und Fahrzeiten für verschiedene

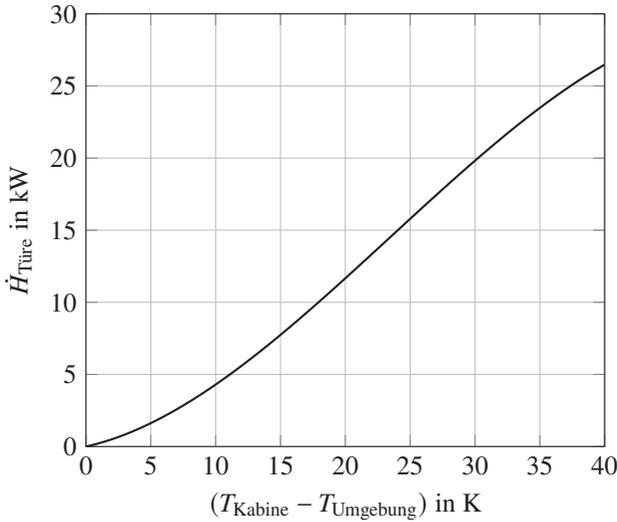


Abbildung 4.4: Wärmeverlust einer geöffneten Türe im Stadtbus

Einsatzszenarien, geben aber keine Dauer der Türöffnungen vor. Angelehnt an den SORT 1 Zyklus (Stadtverkehr) werden 40 % der Zeit im Stillstand bei maximaler Anzahl geöffneter Türen und 60 % der Zeit mit geschlossenen Türen und einer Geschwindigkeit von $v_{\text{Fahrzeug}} = 25 \text{ km/h}$ verwendet (s. Tabelle 2.1). Jeder Umgebungstemperatur wird eine Standard-Luftfeuchtigkeit (s. Abbildung 4.2) und eine Kabinen-Solltemperatur nach VDV Komfort-Kennlinie (s. Abbildung 2.4) zugewiesen. Ebenfalls nach VDV wird ein beladungsabhängiger Frischluftvolumenstrom von $15 \text{ m}^3/\text{h}$ pro Person verwendet [116, S. 12]. Mit den Fahrzeugparametern für Solo- bzw. Gelenkbus (s. Tabelle 4.1) ergibt sich jeweils ein Verlauf des Wärmebedarfs in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur und der Passagieranzahl (s. Abbildung 4.5).

Dabei zeigt sich, dass bei $T_{\text{Umgebung}} < 0^\circ\text{C}$ der Ventilationsverlust höher als der Wärmeeintrag der Passagiere ist, sodass eine steigende Passagieranzahl den Wärmebedarf vergrößert, während sie ihn bei $T_{\text{Umgebung}} > 0^\circ\text{C}$ verringert.

Tabelle 4.1: Fahrzeugparameter für die Berechnung des Wärmebedarfs von Solo- und Gelenkbus

	12 m Solobus	18 m Gelenkbus
A_{FAP}	20 m ²	20 m ²
A_{FGR}	100 m ²	150 m ²
$N_{Passagiere, \min}$	1	1
$N_{Passagiere, \max}$	85	140
$N_{Türen}$	2	4

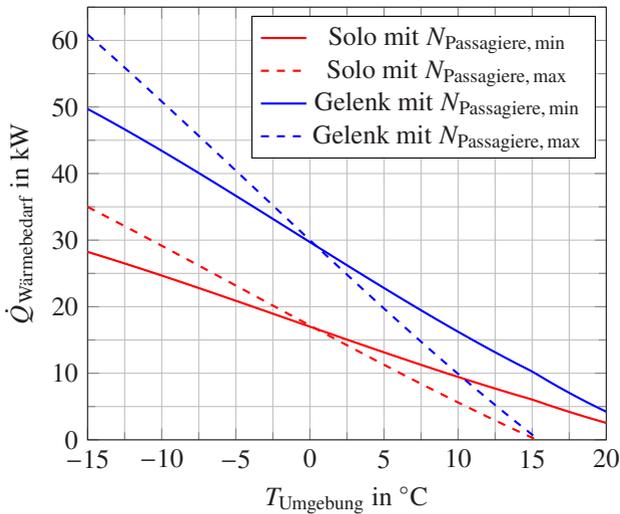


Abbildung 4.5: Wärmebedarf von 12 m Solo- und 18 m Gelenkbus in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur und Passagierzahl

4.3 Betrieb und Regelung der Wärmequellen

Die statische Optimierung (A) in den Prozessschritten ① und ② (s. Abbildung 3.5) erfolgt durch die Auswahl und Auslegung der Wärmequellen zum Entwicklungszeitpunkt des Fahrzeugs. Abhängig vom geplanten Einsatzzweck und Einsatzort können durch die jeweiligen Anforderungen an den Wärmebedarf (s. Abschnitt 4.2) unterschiedliche Kombinationen an Wärmequellen ein technisches und wirtschaftliches Optimum ergeben. Aufgrund des Verwaltungsaufwandes und der damit verbundenen Kosten versuchen Fahrzeughersteller die Anzahl verschiedener Fahrzeugvarianten möglichst gering zu halten, weshalb zwischen optimaler Effizienz und den entstehenden ökonomischen und betrieblichen Einschränkungen abgewogen werden muss. Da aber weniger die Energieoptimierung, sondern größtenteils die Kosten (Rohrlänge, Anzahl von Rohrverbindungen, Pumpen, Ventilen, ...) und der verfügbare Bauraum die Auswahl der Transportwege bestimmt, wird an dieser Stelle nicht weiter auf die Auslegung zum Entwicklungszeitpunkt eingegangen.

Sobald eine konkrete Kombination von Wärmequellen und verfügbaren Transportwegen für ein Fahrzeug festgelegt wurden, geht es im Bereich der dynamischen Optimierung (B) (s. Abbildung 3.5) nun darum einen Ansatz zu finden, diese bestmöglich zu betreiben.

4.3.1 Auswahl Regelungskonzept

Eine mögliche Regelung wird nach folgenden Anforderungen und Rahmenbedingungen ausgewählt:

Req1 Fahrgastkomfort: Die Hauptaufgabe des HVAC-Systems ist es, eine möglichst komfortable thermische Umgebung für die Passagiere zu schaffen (s. Abschnitt 2.4). Die Regelung der Wärmequellen muss also sicherstellen, dass die dafür benötigte Wärmeleistung aus der Summe aller Wärmequellen bereitgestellt wird.

Req2 Energieeffizienz: Da der elektrische Gesamtenergieverbrauch bei BEB ein entscheidender Aspekt für den Betrieb ist (s. Abschnitt 3.1), muss die benötigte Wärmeleistung unter Einsatz von möglichst wenig elektrischer

Leistung erfolgen und somit die Energieeffizienz des gesamten HVAC-Systems maximiert werden.

Req3 Einhaltung von Nebenkriterien: Da Wärmequellen zum Teil betriebliche Einschränkungen mit sich bringen oder zusätzliche Ressourcen benötigen (s. Unterabschnitt 4.1.1), muss es eine Möglichkeit geben, von der Regelung einzuhalten Neben Kriterien aufzustellen (z. B. Einsatz einer Wärmequelle nur, wenn benötigte Ressource zur Verfügung steht).

Req4 Nutzbarkeit von Störgrößenprädiktionen: Verschiedene Quellen zeigen ein Optimierungspotential durch die Einbindung von Störgrößenprädiktionen [46] [SSR21] [74], hauptsächlich Passagieranzahl und Türöffnungen. Da gerade der Stadtbus, durch den Einsatz in der Flotte und auf festgelegten Linien, ein großes Potential liefert diese zu ermitteln, muss die Regelung diese zur Optimierung verwenden.

Req5 Erweiterbarkeit: Da im Bereich der Wärmequellen auch in Zukunft neue Anwendungen zu erwarten sind (s. Abschnitt 3.4), muss der Aufbau der Regelung es ermöglichen neue Wärmequellen ohne Änderung der Regelungsarchitektur einzubinden.

Req6 Konfigurierbarkeit: Die Konfiguration der Regelung bezüglich der tatsächlich in jedem konkreten Fahrzeug verbauten Wärmequellen und Transportwege muss ohne Änderungen am Quellcode, sondern ausschließlich durch Parametrisierung erfolgen.

Req7 Übertragbarkeit: Um eine effiziente Anwendbarkeit der Regelung bei einem Fahrzeughersteller zu ermöglichen, muss sie mit möglichst geringem Aufwand auf eine Vielzahl an unterschiedlichen Fahrzeugmodellen und Varianten übertragbar sein. Dies beinhaltet sowohl die Integration in die E/E-Architektur, als auch Deployment und Parametrisierung der für die Regelung benötigten Softwarekomponenten.

Im Bereich der HVAC-Regelung kommen hauptsächlich die vier Regelungsansätze *Fuzzy*, *Sliding Mode*, *Modellprädiktiv* und *Reinforcement Learning* in Frage (s. Abschnitt 3.7).

Eine Sliding Mode Regelung wird an dieser Stelle ausgeschlossen, da die Stabilität des mathematischen Modells und der Gleitfläche des Reglers aufgrund

der Anforderungen zu Erweiterbarkeit (Req5) und Konfigurierbarkeit (Req6) nicht sichergestellt werden kann.

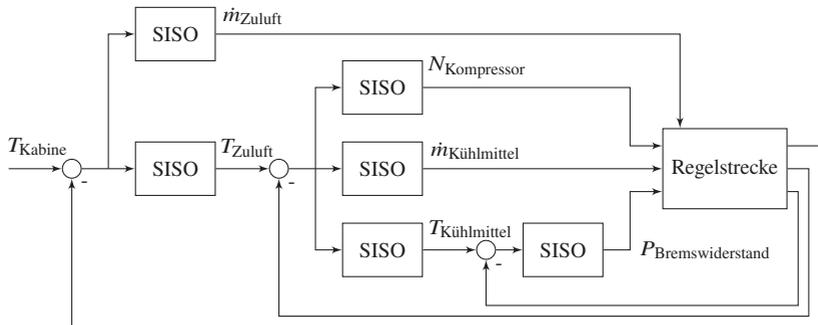
Fuzzy Regelungen wurden bereits für ähnliche Regelungsaufgaben erfolgreich angewendet. Dies bringt den großen Vorteil mit sich, dass bestehendes Expertenwissen zur Regelungsaufgabe in einer Wissensdatenbank genutzt wird (s. Unterabschnitt 2.3.3). In diesem Fall soll aber eine flexible Menge an Wärmequellen geregelt werden, deren Eigenschaften zum Teil erst bei der Konfiguration eines konkreten Fahrzeugs bekannt sind. Aufgrund dieser Freiheitsgrade in der Auswahl und Auslegung der Wärmequellen und Transportwege ist die Erstellung einer vordefinierten Wissensdatenbank nicht möglich.

Regelungen auf Basis von Reinforcement Learning haben für den Einsatz an dieser Stelle den Nachteil, dass Anforderungen zu Erweiterbarkeit und Konfigurierbarkeit nur schwer erfüllt werden können, da zur Designzeit des Reglers die Konfiguration der Wärmequellen noch nicht bekannt ist. Durch einen mit verschiedenen Kombinationen vortrainierten Agenten kann zwar eine grundsätzliche Funktionalität erreicht werden, allerdings ist für einen optimalen Betrieb ein weiteres Training nach Festlegen der finalen Konfiguration notwendig. Auch für die Einbindung von Nebenkriterien und Störgrößenprädiktionen gibt es aktuell noch keine bekannten Ansätze.

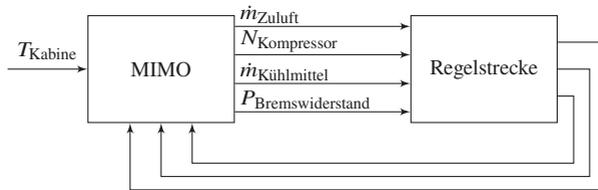
Eine Modellprädiktive Regelung bietet sowohl die Möglichkeit durch die Kostenfunktion Optimierungsziele einzustellen, als auch Nebenkriterien und Störgrößenprädiktionen einzubinden. Wenn das zugrunde liegende Systemmodell die entsprechend den Anforderungen zu Erweiterbarkeit und Konfigurierbarkeit implementiert wird, kann eine MPC alle geforderten Rahmenbedingungen erfüllen.

Am Beispiel einer Kabinentemperaturregelung zeigt sich, dass mehr als eine Stellgröße direkten Einfluss auf die Regelgröße haben, wodurch ein MIMO-Regelkreis entsteht (s. Abbildung 4.6b). Dem Stand der Technik entsprechend werden dafür mehrstufige PID-Regelungsansätze verwendet, bei denen der MIMO-Regelkreis in mehrere einzelne SISO-Regelkreise aufgeteilt wird, die dann jeweils von PID-Reglern ausgeführt werden (s. Abbildung 4.6a). Dabei entstehen sowohl kaskadierte (z. B. $T_{\text{Kabine}} \rightarrow T_{\text{Zuluft}} \rightarrow T_{\text{Kühlmittel}}$), als auch parallele Pfade (z. B. $T_{\text{Zuluft}} \mid \dot{m}_{\text{Zuluft}}$).

Mit dem Hauptziel, den Betrieb der Wärmebereitstellung zu optimieren, gibt es somit die Möglichkeit auf eine bestehende Regelungsinfrastruktur aufzubauen



(a) Möglicher Verbund aus kaskadierten SISO-Regelkreisen



(b) Möglicher MIMO-Regelkreis

Abbildung 4.6: Vergleich einer SISO und MIMO Regelungsstruktur am Beispiel der Kabinentemperaturregelung

und nur die relevanten SISO-Teilregelungen auszutauschen. Eine mögliche Umsetzung dafür wäre eine Kabinentemperaturregelung, welche eine für die korrekte Beheizung der Kabine benötigte Wärmeleistung vorgibt. Die neu zu entwerfende Regelung würde dann diese Wärmeleistung unter Berücksichtigung der Optimierungsziele zur Verfügung stellen. Gegen diesen Ansatz spricht allerdings:

- Wärmequellen, die die Strahlungstemperatur in der Kabine beeinflussen (Oberflächenheizung) lassen sich nicht über diese Schnittstelle einbinden, da kein Wärmestrom geliefert wird, der die Kabinenluft beheizt, sondern der direkt den thermischen Komfort von Fahrgästen beeinflusst.

- Eine Umsetzung der übergeordneten Regelung als PID-Regler ermöglicht keine Prädiktion des Wärmebedarfs, wodurch Störgrößenprädiktionen, die die Kabine beeinflussen, nicht genutzt werden können.
- Wenn Zustandsgrößen wie die Kühlmitteltemperatur von eigenständigen Regelkreisen geregelt werden, können Optimierungspotentiale aus dem Zusammenspiel verschiedener Vorgänge nicht genutzt werden.

Besser geeignet ist also ein übergreifender MIMO-Regelungsansatz, der möglichst viele Teilregelungen ersetzt und auch den Einfluss verschiedener Wärmeübertragungswege auf den thermischen Komfort der Fahrgäste einbezieht. Eine MPC eignet sich gut zur Regelung von MIMO-Systemen (s. Unterabschnitt 2.3.4).

Die an eine mögliche Regelung gestellten Anforderungen können von einer MPC folgendermaßen erfüllt werden. Fahrgastkomfort (Req1) und Energieeffizienz (Req2) werden als Optimierungsziele in die Kostenfunktion aufgenommen und somit im Betrieb optimiert (s. Unterabschnitt 4.3.3). Nebenkriterien (Req3) werden entweder als Beschränkungen für Stellwerte direkt dem Optimierer übergeben oder ebenfalls in die Kostenfunktion mit aufgenommen, um somit deren Einhaltung zu gewährleisten. Störgrößenprädiktionen (Req4) werden als zusätzliche Eingangsgrößen ins Systemmodell verwendet, wodurch sie die gesamte Prädiktion und somit auch Qualität der Optimierung verbessern. Um Anforderungen zur Erweiterbarkeit (Req5) und Konfigurierbarkeit (Req6) zu erfüllen, wird ein mehrstufiger, modularer Aufbau des Systemmodells verwendet, der es ermöglicht für eine geänderte Konfiguration von Wärmequellen und Transportwegen schnell ein jeweils angepasstes Systemmodell zu generieren (s. Unterabschnitt 4.3.2). Die Übertragbarkeit (Req7) wird durch die Auswahl einer geeigneten Integrationsplattform (s. Unterabschnitt 2.6.3) gewährleistet.

4.3.2 Mehrstufiger Aufbau des Systemmodells

Bereitstellung von Wärmeleistung

Die Modellierung der Bereitstellung von Wärmeleistung bildet die erste Stufe des Systemmodells. Dies beinhaltet alle verfügbaren Wärmequellen sowie die zugehörigen Transportwege. Die Anforderungen zu Erweiterbarkeit (Req5) und

Konfigurierbarkeit (Req6) haben vor allem in dieser Stufe eine große Bedeutung, da der Aufbau des Modells eine flexible Änderung im Umfang der Wärmequellen ermöglichen muss. Dementsprechend werden Wärmequellen nicht statisch ins Systemmodell eingebunden, sondern es wird eine Schnittstelle definiert, anhand derer sie flexibel in die Regelung eingebunden werden können. Um den Umfang dieser Schnittstelle zu definieren, wird die Charakterisierung der Wärmequellen (s. Unterabschnitt 4.1.1) als Grundlage genommen. Jede Wärmequelle muss die Schnittstelle *IHeatSource* implementieren (s. Abbildung 4.7)

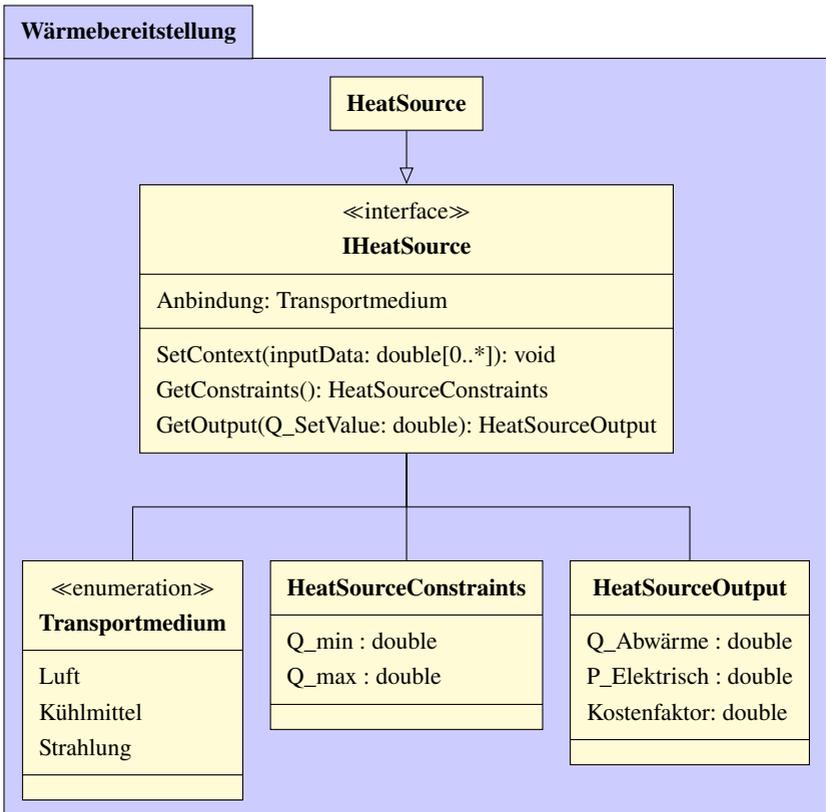


Abbildung 4.7: UML Klassenübersicht für Wärmequellen

Im Systemmodell kann dann eine flexible Anzahl an Wärmequellen $N_{\text{Wärmequellen}}$ eingebunden werden. Zu jeder eingebundenen Wärmequelle entsteht ein Element im Stellwertvektor u des MPC Regelkreises (s. Abbildung 2.13), das dem jeweils zugehörigen Sollwert $\dot{Q}_{\text{SetValue}}$ der angeforderten Wärmeleistung entspricht.

Ein Vorteil der Einbindung von Wärmequellen über eine definierte Schnittstelle ist, dass die jeweiligen Teilmodelle der Wärmequellen individuell mit der jeweils am besten passenden Modellierungsmethode erstellt werden können. Zur Implementierung der Schnittstelle können mathematische Modelle, Kennfelder oder Machine Learning Ansätze verwendet werden.

Die übergeordnete Regelung greift über die *GetConstraints* Methode der Schnittstelle auf die momentanen Beschränkungen des Stellwerts für jede einzelne Wärmequelle zu. Im Laufe der Optimierung kann für verschiedene Stellwerte $\dot{Q}_{\text{SetValue}}$ der zugehörige Ausgang der Wärmequelle abgefragt werden.

Anschließend werden die Ausgänge jeder Wärmequelle in die verschiedenen Transportmedien gruppiert aufaddiert, wodurch ein *HeatSourceOutput* Element für jedes Transportmedium entsteht. Mit dem Transportwirkungsgrad $\eta_{\text{Transportmedium}}$ von jedem *Transportmedium* $\in \{\text{Luft, Kühlmittel, Strahlung}\}$ und den eingebundenen Wärmequellen WQ ergibt sich:

$$\dot{Q}_{\text{Transportmedium}} = \eta_{\text{Transportmedium}} \cdot \sum_{\text{WQ}} \dot{Q}_{\text{ab}} \quad (4.13)$$

$$P_{\text{Transportmedium}} = \sum_{\text{WQ}} P_{\text{Elektrisch}} \quad (4.14)$$

Einfluss auf die thermische Umgebung

In der zweiten Stufe des Systemmodells wird der Einfluss der eingebrachten Wärmeströme auf die thermische Umgebung modelliert.

Dabei wird die Kabinenluft als eine thermische Masse m_{Kabine} mit der spezifischen Wärmekapazität $c_{p,L}$ betrachtet, auf die der Wärmestrom \dot{Q}_{gesamt} einwirkt (s. Gleichung 4.21).

Die Berechnung basiert auf dem bestehenden thermischen Modell (s. Abschnitt 2.5), wobei noch die Wärmeströme aus der ersten Stufe des Systemmodells hinzugefügt werden (s. Gleichung 4.13). \dot{Q}_{Luft} wird direkt als Wär-

mestrom in die Kabine eingebracht, wohingegen der Wärmestrom $\dot{Q}_{\text{Kühlmittel}}$ das Kühlmittel der Masse $m_{\text{Kühlmittel}}$ im Kühlmittelkreislauf erwärmt. Aus dem Kühlmittelkreislauf wird dann der Wärmestrom \dot{Q}_{Heizung} an die Kabinenluft übertragen (s. Gleichung 4.5). Für die Temperatur $T_{\text{Kühlmittel}}$ des Kühlmittels ergibt sich also folgende Differenzialgleichung:

$$\dot{Q}_{\text{Kühlmittel}} - \dot{Q}_{\text{Heizung}} = m_{\text{Kühlmittel}} \cdot c_K \cdot \frac{dT_{\text{Kühlmittel}}}{dt} \quad (4.15)$$

Als Einstellmöglichkeit für \dot{Q}_{Heizung} dient der Massenstrom $\dot{m}_{\text{Kühlmittel}}$ des Kühlmittels, der von der Regelung eingestellt werden soll und somit Teil des Stellwertvektors u wird. Eine Unter- und Obergrenze für die Kühlmitteltemperatur wird festgelegt und als Nebenbedingung dem Optimierer übergeben:

$$T_{\text{Kühlmittel, min}} < T_{\text{Kühlmittel}} < T_{\text{Kühlmittel, max}} \quad (4.16)$$

Da keine idealen Strahlungsquellen existieren, fällt auch bei Wärmequellen die Strahlung als Transportweg verwenden eine Verlustleistung ab, die als Wärmestrom $\dot{Q}_{\text{Strahlung}}$ (s. Gleichung 4.13) von der Wärmequelle zurückgegeben wird. Da sich diese Wärmequellen innerhalb der thermischen Umgebung befinden, beheizt dieser Wärmestrom direkt die Kabinenluft. Die restliche elektrische Leistung dieser Wärmequellen wird anhand des Strahlungswirkungsgrads η_{Str} in Strahlung umgesetzt:

$$\eta_{\text{Str}} = \frac{P_{\text{Strahlung}} - \dot{Q}_{\text{Strahlung}}}{P_{\text{Strahlung}}} \quad (4.17)$$

Strahlungswärmequellen werden als Oberflächenheizungen mit der Fläche $A_{\text{Oberfläche}}$, bzw. dem Anteil $a_{\text{Oberfläche}}$ an der gesamten Kabineninnenfläche A_{Kabine} und einer Emissionszahl ε_0 modelliert. Mit dem *Stefan-Boltzmann-Gesetz* (s. Gleichung 4.18), der Strahlungskonstante σ und der Temperatur-

differenz aus Oberflächentemperatur $T_{\text{Oberfläche}}$ und Kabinentemperatur T_{Kabine} ergibt sich (alle Temperaturen in K):

$$P = \sigma \cdot \varepsilon \cdot A \cdot T^4 \quad (4.18)$$

$$T_{\text{Oberfläche}} = \sqrt[4]{T_{\text{Kabine}}^4 + \frac{P_{\text{Strahlung}} - \dot{Q}_{\text{Strahlung}}}{\sigma \cdot \varepsilon_O \cdot A_{\text{Oberfläche}}}} \quad (4.19)$$

Ausgehend vom *Stefan-Boltzmann-Gesetz* wird die mittlere Strahlungstemperatur mit dem Flächenanteil der Oberflächenheizung, der Kabinentemperatur und der Emissionszahl ε_K der restlichen Kabineninnenwand berechnet:

$$\bar{T}_r = \sqrt[4]{a_{\text{Oberfläche}} \cdot \varepsilon_O \cdot T_{\text{Oberfläche}}^4 + (1 - a_{\text{Oberfläche}}) \cdot \varepsilon_K \cdot T_{\text{Kabine}}^4} \quad (4.20)$$

Dabei wird angenommen, dass die restliche Kabinenwand die Temperatur der Kabinenluft angenommen hat.

Insgesamt wirkt also der folgende Gesamtwärmestrom auf die Kabinenluft ein:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{gesamt}} = & \dot{Q}_{\text{Luft}} + \dot{Q}_{\text{Heizung}} + \dot{Q}_{\text{Strahlung}} - \dot{H}_{\text{Ventilationsverlust}} - \dot{H}_{\text{Türöffnung}} \\ & - \dot{Q}_{\text{Umgebung}} + \dot{Q}_{\text{Solar}} + \dot{Q}_{\text{Interieur}} + \dot{Q}_{\text{Passagiere}} \end{aligned} \quad (4.21)$$

Dementsprechend lässt sich deren Temperatur durch Lösen folgender Differentialgleichung bestimmen:

$$\dot{Q}_{\text{gesamt}} = m_{\text{Kabine}} \cdot c_{p,L} \cdot \frac{dT_{\text{Kabine}}}{dt} \quad (4.22)$$

Einfluss auf den thermischen Komfort

Die Berechnung des PMV erfolgt nach Gleichung 2.13, wobei folgende Parameter (s. Tabelle 2.3) verwendet werden:

1. **Energieumsatz M :** Der Energieumsatz ist abhängig von der körperlichen Tätigkeit [28]. Für eine im Stadtbus vorherrschende Mischung aus sitzender und stehender Tätigkeit wird ein mittlerer Energieumsatz von $M = 1,5$ met angenommen.

2. **wirksame mechanische Leistung W** : Es wird keine körperliche Arbeit angenommen, daher $W = 0$.
3. **Bekleidungsisolations I_{cl}** : Um eine Abschätzung für die mittlere Bekleidungsisolations zu treffen, werden Werte für leichte Sommerkleidung und warme Winterkleidung in Abhängigkeit von der aktuellen Umgebungstemperatur interpoliert (s. Abbildung 4.8):

$$I_{cl} = \begin{cases} 1,5 \text{ clo} & \text{für } T_{\text{Umgebung}} \leq 0^\circ\text{C} \\ (1,5 - \frac{T_{\text{Umgebung}}}{30^\circ\text{C}}) \text{ clo} & \text{für } 0^\circ\text{C} < T_{\text{Umgebung}} < 30^\circ\text{C} \\ 0,5 \text{ clo} & \text{für } T_{\text{Umgebung}} \geq 30^\circ\text{C} \end{cases} \quad (4.23)$$

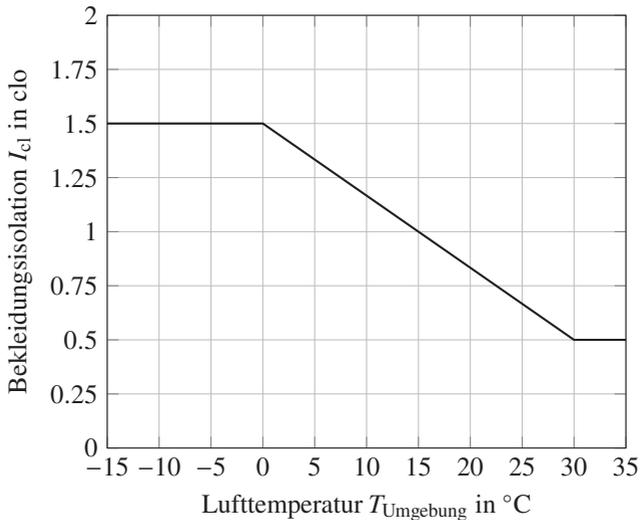


Abbildung 4.8: Abschätzung der durchschnittlichen Bekleidungsisolations von Fahrgästen in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur

4. **Bekleidungsflächenfaktor f_{cl}** : Berechnung nach Gleichung 2.16.

5. **Lufttemperatur** T_a : Die Lufttemperatur entspricht der berechneten Kabinentemperatur (s. Gleichung 4.22):

$$T_a = T_{\text{Kabine}} \quad (4.24)$$

6. **mittlere Strahlungstemperatur** \bar{T}_r : Berechnung nach Gleichung 4.20
7. **relative Luftgeschwindigkeit** v_{ar} : Die Geschwindigkeit der Luft direkt an den Ausblasdüsen ist abhängig von der Fläche der Düsen und dem Massenstrom der einströmenden Luft. Durch Einsetzen von üblichen Werten ($\dot{m}_{\text{Mischluft}} = 1 \text{ kg/s}$ und $A_{\text{Ausblas}} = 0,75 \text{ m}^2$) ergibt sich:

$$v_{\text{Ausblas}} = \frac{\dot{m}_{\text{Mischluft}}}{\rho_{\text{Luft}} \cdot A_{\text{Ausblas}}} \approx 1 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (4.25)$$

Da sich aber nicht alle Fahrgäste direkt im Einflussbereich der Ausblasdüsen aufhalten und Luftgeschwindigkeiten sich aufgrund der Größe der Kabine ausgleichen, wird durchschnittlich $v_{\text{ar}} = 0,5 \text{ m/s}$ angenommen.

8. **Wasserdampfpartialdruck** p_D : Der Wasserdampfpartialdruck wird anhand der relativen Feuchte der Kabinenluft und dem aktuellen Sättigungsdruck berechnet (s. Gleichung 2.18).
9. **konvektiver Wärmeübergangskoeffizient** h_c : Berechnung nach Gleichung 2.15.
10. **Oberflächentemperatur der Bekleidung** T_{cl} : Berechnung nach Gleichung 2.14.

4.3.3 Aufstellen einer Kostenfunktion

Anhand der im Systemmodell berechneten Werte kann nun eine Kostenfunktion für den Optimierer der MPC aufgestellt werden. Diese beinhaltet folgende Bestandteile:

- **Minimierung PMV:** Es muss laut Anforderung Req1 ein größtmöglicher thermischer Komfort für Fahrgäste erreicht werden, was einem PMV von 0 entspricht. Da große Abweichungen stärker bestraft werden sollen, wird die quadratische Potenz des PMV in die Kostenfunktion aufgenommen
- **Minimierung Energieverbrauch:** Um laut Anforderung Req2 eine größtmögliche Energieeffizienz zu erreichen, wird die quadratische Potenz des Gesamtenergieverbrauchs P_{gesamt} in die Kostenfunktion übernommen:

$$P_{\text{gesamt}} = \sum_{\text{Transportmedium}} P_{\text{Transportmedium}} \quad (4.26)$$

- **Kostenfaktoren der Wärmequellen:** Da jede Wärmequelle individuelle Nebenbedingungen und betriebliche Einschränkungen haben kann, bietet die *IHeatSource* Schnittstelle (s. Abbildung 4.7) für jede Wärmequelle die Möglichkeit, zusammen mit der gelieferten Wärmemenge einen Kostenfaktor zu definieren. Mit diesem Kostenfaktor wird Anforderung Req3 erfüllt und jede Wärmequelle kann selbst steuern, nach welchen Kriterien sie verwendet wird. In die Kostenfunktion wird ein Gesamtkostenwert K_{gesamt} hinzugefügt:

$$K_{\text{gesamt}} = \sum_{i \in \text{Wärmequellen}} \dot{Q}_{\text{ab},i} \cdot K_i \quad (4.27)$$

- **Beschränkung der Kühlmitteltemperatur:** Die nach Gleichung 4.15 bestimmte Kühlmitteltemperatur muss beschränkt werden, um eine Überhitzung des Kühlmittelkreises zu vermeiden und eine geeignete minimale Betriebstemperatur vorzugeben. Bei einer Überschreitung von $T_{\text{Kühlmittel, max}}$ wird ein exponentiell steigender Kostenfaktor und bei Un-

terschreitung von $T_{\text{Kühlmittel, min}}$ ein mit der vierten Potenz steigender Kostenfaktor hinzugefügt:

$$f_{\text{Kühlmittel}} = e^{T_{\text{Kühlmittel}} - T_{\text{Kühlmittel, max}}} + \begin{cases} (T_{\text{Kühlmittel}} - T_{\text{Kühlmittel, min}})^4 & \text{für } T_{\text{Kühlmittel}} < T_{\text{Kühlmittel, min}} \\ 0 & \text{für } T_{\text{Kühlmittel}} \geq T_{\text{Kühlmittel, min}} \end{cases} \quad (4.28)$$

- **Änderungsrate der Stellwerte:** Um großen Sprüngen in den Stellwerten x entgegenzuwirken, wird der Betrag der zeitlichen Ableitung $|\dot{x}|$ in die Kostenfunktion aufgenommen. In einer diskreten Implementierung entspricht dies der Änderungsrate der Stellwerte seit dem letzten Zeitschritt: $|x(k) - x(k-1)|$

Für jeden Summanden der Kostenfunktion wird noch ein Gewichtungsfaktor b_i eingeführt, mit dem später die Balance zwischen den einzelnen Summanden eingestellt werden kann. Die Kostenfunktion f_K ergibt sich zu:

$$f_K = b_1 \cdot \text{PMV}^2 + b_2 \cdot P_{\text{gesamt}}^2 + b_3 \cdot K_{\text{gesamt}} + b_4 \cdot f_{\text{Kühlmittel}} + b_5 \cdot |\dot{x}| \quad (4.29)$$

4.4 Verlagerung der Regelung in die Cloud

Definition 4.2: Cloudbasierte Fahrzeugfunktion

Eine *Cloudbasierte Fahrzeugfunktion* (engl. cloud-based vehicle function, CB-VF) ist eine Fahrzeugfunktion, welche temporär oder permanent in der Cloud ausgeführt wird und dafür Cloud Infrastruktur (Rechenleistung, Speicher) anstelle derer im Fahrzeug verwendet [81].

CB-VF (s. Definition 4.2) unterscheiden sich von lokalen Fahrzeugfunktionen oder Datenerfassung in der Cloud insofern, dass Werte aus dem Fahrzeug zur Berechnung in der Cloud verwendet und Ergebnisse wieder an dieses zurückgesendet werden, um dort wieder in die lokale Ausführung eingebracht zu werden (s. Abbildung 4.9). Die Kommunikation erfolgt über eine drahtlose Kommunikation wie Mobilfunk oder WLAN.

CB-VF werden bereits im Umfeld moderner Fahrerassistenzsysteme (ADAS, engl. Advanced Driver Assistance System) eingesetzt, da dort sehr rechenaufwendige Modelle benötigt werden, die zu hohen Hardwarekosten im Fahrzeug führen würden [122]. Verschiedene Arbeiten beschäftigen sich mit der Analyse von Fahrzeugfunktionen und entwickeln Prozesse, anhand derer die Eignung von Fahrzeugfunktionen für eine Cloudverlagerung ermittelt werden kann [82] [SBR⁺24]. Für die grundsätzliche Machbarkeit der Cloudverlagerung einer Fahrzeugfunktion müssen deren Anforderungen an harte Echtzeitfähigkeit (Ausführung in festgelegtem Zeitintervall) und an die funktionale Sicherheit betrachtet werden. Ist die Machbarkeit gegeben, ergibt sich die Eignung durch Evaluation folgender Parameter [SBR⁺24]:

- Benötigte Rechenleistung und Übertragungsdatenmenge
- Mögliche Reduzierung der Ausführungszeit
- Mögliche Energieeinsparung im Fahrzeug
- Bilanz aus Hardware- und Softwarekosten durch die Verlagerung
- Weitere Potenziale durch Cloudverlagerung, wie z. B. Nutzen von Flottendaten

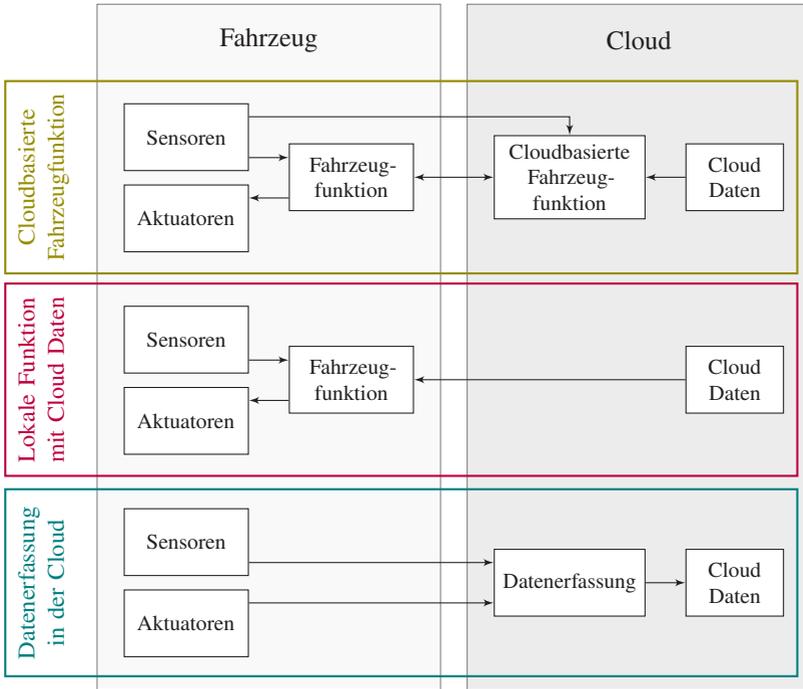


Abbildung 4.9: Abgrenzung von cloudbasierten Fahrzeugfunktionen nach [81]

Die Regelung der Wärmequellen (s. Abschnitt 4.3) stellt weder Anforderungen an funktionale Sicherheit, noch an harte Echtzeitausführung, weshalb eine Verlagerung in die Cloud grundsätzlich machbar ist. Die wiederholte Berechnung des Systemmodells und die Optimierung der Stellwerte innerhalb der MPC stellt für ein Steuergerät im Fahrzeug einen hohen Rechenaufwand dar, wobei bei einer Verlagerung in die Cloud nur ein geringer Kommunikationsaufwand zu erwarten ist, da wenige Mess- und Stellwerte übertragen werden. Die Eignung für die Implementierung als CB-VF ergibt sich aber vor allem auch durch die dadurch zusätzlichen Vorteile zu Erweiterbarkeit, Konfigurierbarkeit und Updatefähigkeit.

Anhand der tatsächlichen Fahrzeugkonfiguration kann die Zusammenstellung der einzelnen Teilmodelle der ersten Stufe des Systemmodells (s. Unterab-

schnitt 4.3.2) in der Cloud erfolgen, wobei aus unterschiedlichen Varianten und Versionen die jeweils bestmögliche ausgewählt werden kann. Durch die flexible Anzahl an Wärmequellen muss auch die Hardware, auf der die Regelung berechnet wird, auf unterschiedliche Rechenleistung skalierbar sein, was für die Umsetzung in einer Cloud spricht.

Die Verlagerung der Regelung in die Cloud wird an dieser Stelle nicht weiter vertieft, jedoch soll die Umsetzung einem Entwicklungsprozess folgen, der eine spätere Verlagerung vorsieht und ermöglicht. Weitere Forschungsergebnisse im Bereich Cloudverlagerung ergeben sich beispielsweise im Projekt *INDU2* vom *InnovationCampus Future Mobility*².

² s. <https://www.icm-bw.de/forschung/projektuebersicht/detailseite/indu2-ot-race>

5 Umsetzung

Automobile E/E-Architekturen unterliegen einem stetigen Wandel aufgrund der fortschreitenden Elektrifizierung und Digitalisierung, sowie dem damit einhergehenden Bedarf an immer leistungsfähigeren Systemen. Dabei sind sowohl die physikalische, als auch die funktionale E/E-Architektur Schlüsselstellen, um die vielseitigen Anforderungen an Software bezüglich Qualität und Funktionalität zu erfüllen [112]. Konkret nennt [112] den Einsatz von Hochleistungsrechnern (HPC, engl. high-performance computer) und neuen Integrationsplattformen, wie z. B. AUTOSAR Adaptive (s. Unterabschnitt 2.6.3), die durch leistungsfähige Betriebssysteme und Basissoftware eine schnelle Entwicklung und Integration ermöglichen.

In [RSS22] wird ein auf das Umfeld einer modernen automobilen E/E-Architektur angepasster Entwicklungsprozess vorgeschlagen und beispielhaft zur Entwicklung einer auf maschinellem Lernen basierenden Regelung eines HVAC-Systems angewendet. Der Prozess basiert auf dem in der automobilen Softwareentwicklung üblichen V-Modell und erweitert diesen um einen XiL-Integrationsansatz (s. Unterabschnitt 2.6.4). Bereits während der Implementierungsphase wird die Regelung in einem MiL-Test in einer passenden Simulationsumgebung auf das gewünschte Verhalten getestet. Damit erfolgt eine Verifikation sehr früh im Entwicklungsprozess und mögliche Anpassungen können schnell vorgenommen werden. Da Matlab zur Implementierung verwendet wird, können im Gegensatz zu hardwarenahen Sprachen wie C oder C++ fertige Funktionen und Algorithmen zum *Rapid Prototyping* verwendet werden. Anschließend wird über den Matlab Coder C++ Code generiert und in einer SiL-Umgebung erneut getestet. Nach der Einbindung des generierten Codes in die AUTOSAR Adaptive Toolchain erfolgt ein weiterer SiL und abschließend ein HiL-Test. Die entstandene AUTOSAR Adaptive App kann dann auf jedem POSIX-fähigen Betriebssystem und somit gleichermaßen auf verschiedenen Fahrzeugsteuergeräten oder in der Cloud ausgeführt werden. Damit lässt sich auch Anforderung Req7 zur Übertragbarkeit erfüllen.

5.1 Implementierung des Systemmodells

Bei der Implementierung des Systemmodells sollen Wärmequellen über die Schnittstelle *IHeatSource* (s. Abbildung 4.7) eingebunden werden. Da die begrenzten Möglichkeiten der objektorientierten Programmierung in Matlab keine Schnittstellen ermöglichen, wurde diese als abstrakte Basisklasse *BaseHeatSource* umgesetzt, von der alle Wärmequellen abgeleitet werden. Da bei jeder Wärmeübertragung von realen Wärmequellen thermische Massen involviert sind, erfolgt die Wärmeabgabe verzögert zur Sollwertvorgabe. Dies entspricht einer proportionalen Regelstrecke mit Verzögerung 1. Ordnung (PT1, s. [94, S. 53ff]). Dieses PT1-Zeitverhalten wird mit der Zeitkonstante τ beschrieben, wofür die abgeleitete Klasse *PT1HeatSource* zur Verfügung gestellt wird. Davon ausgehend werden die benötigten Wärmequellen implementiert (s. Abbildung 5.1).

Bei der Instanziierung werden dem System zugehörige Größen (Zeitschritt Δt , Prädiktionshorizont N_P) direkt im Konstruktor übergeben und die von Eigenschaften der Wärmequelle abgeleitete Größen (Anbindung Transportmedium, Zeitkonstante, ...) über eine Konfigurationsdatei eingelesen. Damit kann eine *HeatSourceCollection* durch Angabe eines Dateipfades instanziiert werden, worauf für jede darin befindliche Konfigurationsdatei die jeweilige Wärmequelle instanziiert und der Collection hinzugefügt wird. Damit lassen sich unterschiedliche Konfigurationen an Wärmequellen ohne Änderung am Quellcode konfigurieren (Req6). Die *HeatSourceCollection* kapselt alle unterliegenden Wärmequellen und stellt eine Schnittstelle zur Verfügung, über die die übergeordnete Regelung mit einem Aufruf auf alle Wärmequellen gleichzeitig zugreifen kann.

5.1.1 Wärmepumpe

Die Vielfalt von Wärmepumpen, die durch unterschiedliche verwendete Kältemittel und Aufbauten gegeben ist (s. Abschnitt 2.2), erschwert die Entwicklung einer generischen Implementierung des Modells. Eine detaillierte Modellierung aller Abläufe im Kältemittelkreislauf ist aufwendig zu erstellen und rechenintensiv. Zur Verwendung im MPC-Systemmodell ist aber die Modellierung des COP (s. Definition 2.10) ausreichend. Um die Anforderungen an die Übertrag-

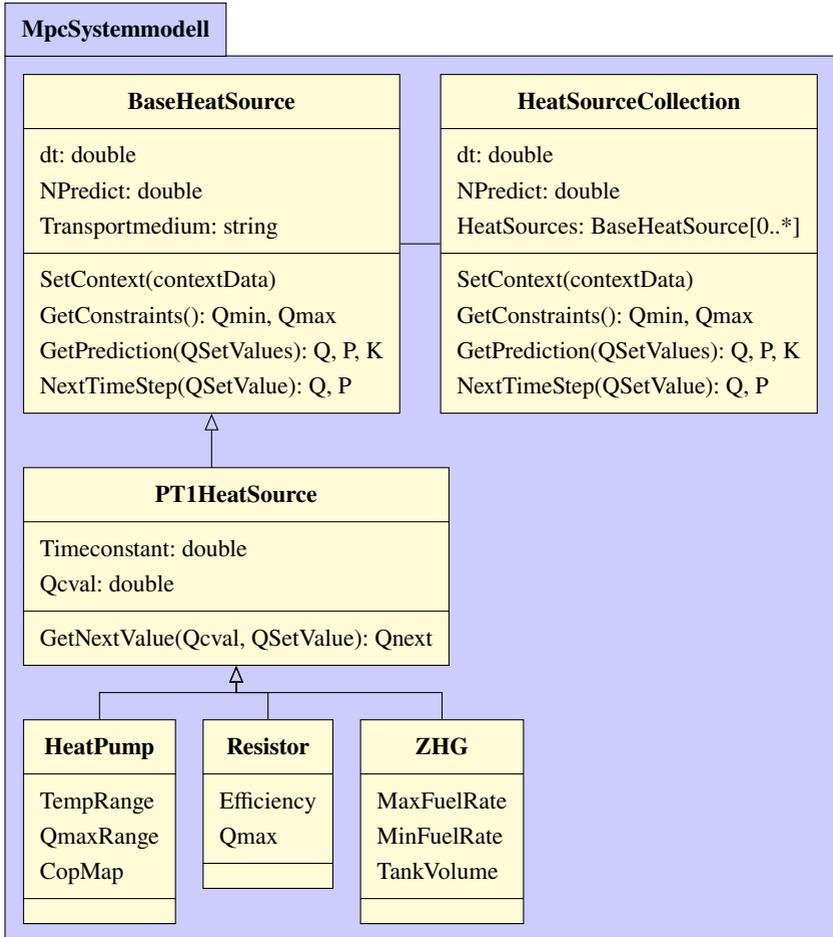


Abbildung 5.1: UML Klassendiagramm des MPC-Systemmodells

barkeit (Req7) zu erfüllen, wird ein Ansatz gewählt, der generisch ist und aus realen Messdaten, Simulationsdaten oder Herstellerangaben abgeleitet werden kann. Hierfür wird ein COP-Kennfeld verwendet, um den Betriebszustand der Wärmepumpe abzuschätzen.

Der COP der Wärmepumpe ist hauptsächlich abhängig von der aktuellen Leistung und den Temperaturen am Verdampfer und am Kondensator/Gaskühler. Die Kondensator-/Gaskühlertemperatur wird dabei im stationären Zustand als näherungsweise konstant angenommen, da sie hauptsächlich durch die Kabinentemperatur beeinflusst wird. Die Verdampfertemperatur entspricht der Umgebungstemperatur. Es wird ein zweidimensionales COP-Kennfeld mit den beiden Eingangswerten Leistungsbereich (0% bis 100%) und Umgebungstemperatur (flexibler Temperaturbereich und Anzahl Stützstellen) erstellt. Die Bestimmung des Kennfeldes wurde beispielhaft anhand von Simulationsdaten für den Temperaturbereich von -15 °C bis 25 °C in Schritten von 5 °C durchgeführt. Zu jedem Temperaturschritt ergibt sich eine maximale Wärmeleistung (s. Abbildung 5.2) und ein COP-Verlauf über den prozentualen Leistungsbereich, der in die *CopMap* einfließt (s. Abbildung 5.3).

Eine Minimaldrehzahl des Kompressors führt dazu, dass die Wärmepumpe im stationären Zustand eine minimale Wärmeleistung nicht unterschreiten

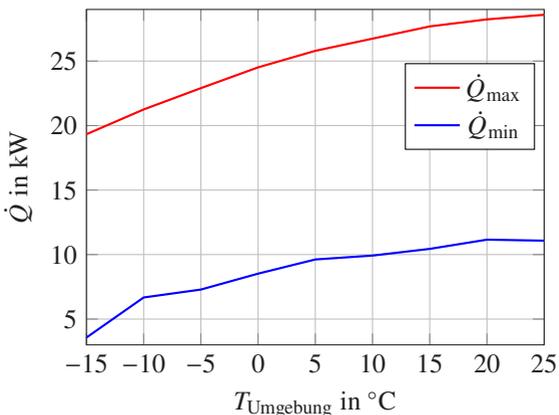


Abbildung 5.2: Verlauf der minimalen und maximalen Wärmeleistung der modellierten Wärmepumpe

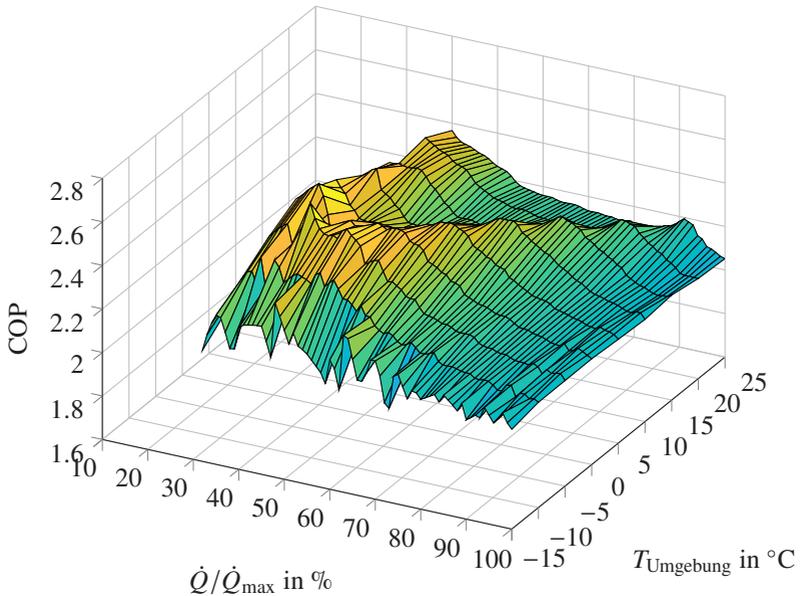


Abbildung 5.3: COP-Kennfeld der modellierten Wärmepumpe

kann (s. Abbildung 5.2). Die PT1-Dynamik der Wärmepumpe wird durch die Zeitkonstante $\tau_{\text{Wärmepumpe}} = 20$ s anhand einer Sprungantwort aus den Simulationsdaten bestimmt (s. Abbildung 5.4).

Im Modell werden basierend auf der aktuellen Umgebungstemperatur und der angeforderten Leistung durch Interpolation des COP-Kennfeldes die jeweilige Wärmeleistung und elektrische Leistung berechnet.

5.1.2 Elektrischer Widerstand

Die Wärmeleistung des elektrischen Widerstands wird anhand des Wirkungsgrads aus der elektrischen Leistung berechnet und die Zeitkonstante des PT1-Zeitverhaltens anhand der Sprungantwort bestimmt. Die Implementierung kann mit verschiedenen Konfigurationen für mehrere Wärmequellen verwendet werden (s. Tabelle 5.1).

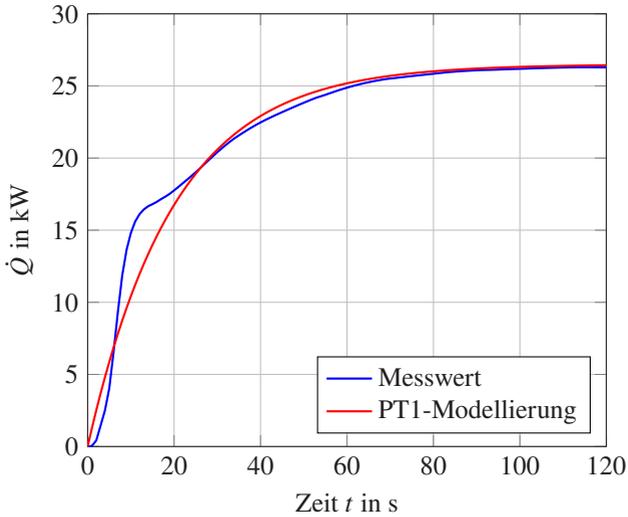


Abbildung 5.4: Sprungantwort der modellierten Wärmepumpe

5.1.3 Zusatzheizgerät

Zusatzheizgeräte werden mit kontinuierlich oder stufenweise regelbarer Brennrate B angeboten, weshalb die Implementierung des Modells beide Varianten unterstützt. Wenn keine Werte für mögliche Stufen vorgegeben werden, wird

Tabelle 5.1: Konfigurationen der vom elektrischen Widerstand abgeleiteten Wärmequellen

Wärmequelle	PTC-Heizer	Bremswiderstand	Oberflächenheizung
	K7	K8	K9
Transportmedium	Luft	Kühlmittel	Strahlung
Effizienz	0.98	0.98	0.6
\dot{Q}_{\max}	10 kW	60 kW	20 kW
Zeitkonstante τ	1 s	5 s	1 s

eine kontinuierliche Regelung mit $B_{\min} < B < B_{\max}$ verwendet. Die elektrische Leistung wird als konstant angenommen, da diese nur zur Ansteuerung benötigt wird. Die Ausgangsleistung ergibt sich durch die aktuelle Brennrate und den thermischen Wirkungsgrad η_{ZHG} :

$$\dot{Q}_{\text{ZHG}} = B \cdot H_{i,\text{vol, Diesel}} \cdot \eta_{\text{ZHG}} \quad (5.1)$$

Die PT1-Dynamik wird durch die Zeitkonstante $\tau_{\text{ZHG}} = 5 \text{ s}$ beschrieben. Bei einem im Stadtbusbereich üblichen ZHG mit 35 kW Nennleistung ergibt sich eine maximale Brennrate von $B_{\max} = 1,2 \text{ ml/s}$ und ein Wirkungsgrad $\eta_{\text{ZHG}} = 85 \%$ [114].

Das ZHG als nicht emissionsfreie Wärmequelle soll nur dann verwendet werden, wenn die Wärmeleistung der anderen Wärmequellen nicht mehr zur Erreichung des thermischen Komforts ausreicht oder deren elektrischer Verbrauch so hoch wäre, dass die notwendige Reichweite des Fahrzeugs nicht mehr gewährleistet werden kann. Dies kann durch den individuellen Kostenfaktor der Wärmequelle erreicht werden (s. Gleichung 5.3).

$$s_{\text{Restreichweite}} = s_{\text{Prädiziert}} - s_{\text{Fahrstrecke}} \quad (5.2)$$

$$K_{\text{ZHG}} = \frac{K_{\text{ZHG, max}} - 1}{2} \left[\tanh \left(\frac{4 \cdot (s_{\text{Restreichweite}} - s_{\text{Reserve}})}{s_{\text{Reserve}}} \right) + 1 \right] + 1 \quad (5.3)$$

Dabei wird die prädizierte Restreichweite am Ziel $s_{\text{Restreichweite}}$ durch die prädizierte aktuelle Reichweite $s_{\text{Prädiziert}}$ und die verbleibende Fahrstrecke $s_{\text{Fahrstrecke}}$ berechnet (s. Gleichung 5.2), welche vom Fahrzeug oder dem Flottenmanagementsystem zur Verfügung gestellt und als Kontextdaten der Wärmequelle übergeben werden. Der maximale Kostenfaktor und die Reservereichweite werden als $K_{\text{ZHG, max}} = 40$ und $s_{\text{Reserve}} = 10 \text{ km}$ gesetzt (s. Abbildung 5.5).

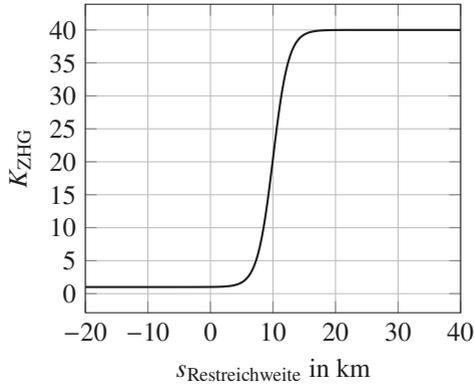


Abbildung 5.5: Kostenfunktion des Zusatzheizgeräts

5.1.4 Kabinenmodell

Basierend auf Unterabschnitt 4.3.2 wird im Kabinenmodell die Kabinentemperatur (s. Gleichung 4.22), die mittlere Strahlungstemperatur (s. Gleichung 4.20) und die Kühlmitteltemperatur (s. Gleichung 4.15) berechnet. Die relative Luftfeuchtigkeit wird anhand der latenten Wärme der Passagiere (s. Abbildung 2.19), sowie dem Einfluss der Ventilationsverluste berechnet:

$$\frac{dm_{\text{Dampf}}}{dt} = \frac{\dot{Q}_{\text{Passagiere, lat}}}{c_{p, D} \cdot T_{\text{Kabine}} + r_0} + \dot{m}_{\text{Frischlufte}} \cdot (x_{\text{Umgebung}} - x_{\text{Kabine}}) \quad (5.4)$$

$$x_{\text{Kabine}} = \frac{m_{\text{Dampf}}}{m_{\text{Luft, Kabine}}} \quad (5.5)$$

Eigenschaften der Kabine (s. Tabelle 5.2) können dabei per Konfigurationsdatei unabhängig vom Code angepasst werden. Störgrößen wie Umgebungstemperatur, Anzahl geöffneter Türen, Passagieranzahl, Fahrzeuggeschwindigkeit und solare Einstrahlung werden als Kontextdaten dem Modell übergeben.

Tabelle 5.2: Parameter des Kabinenmodells nach [38], [Jun10]

Parameter	Standardwert
CabinAirMass	55 kg
CabinFAPSurface	20 m ²
CabinSurface	100 m ²
CabinSurfaceEmissionConstant	0.95
CabinSurfaceHeatingEmissionConstant	0.9
CabinSurfaceHeatingRatio	0.4
CoolantMass	50 kg
CoolantMassFlowRate	2 kg/s
InterieurMass	400 kg
InterieurMassConvectionCoefficient	2 kW/K
InterieurMassSpecificHeat	1 kJ/(kg K)

5.2 Implementierung der Modellprädiktiven Regelung

Der modellprädiktive Regler besteht aus den vier Teilen *Systemmodell*, *Störgrößenprädiktion*, *Kostenfunktion/Beschränkungen* und dem *Optimierer* (s. Abbildung 2.13). Das Systemmodell setzt sich aus einer *HeatSourceCollection*, welche die darunterliegenden Wärmequellen kapselt (s. Abbildung 5.1), sowie dem Kabinenmodell (s. Unterabschnitt 5.1.4) zusammen. Die *HeatSourceCollection* stellt die nötigen Beschränkungen der Stellwerte bereit und die Implementierung der Kostenfunktion erfolgt nach Unterabschnitt 4.3.3.

Als Störgrößen gelten alle Größen, die die Berechnung des Systemmodells beeinflussen, jedoch nicht vom Optimierer vorgegeben werden. Sie werden als *contextData* über die *SetContext*-Methode (s. Abbildung 5.1) an das Kabinenmodell und die Wärmequellen übergeben und dort zur Prädiktion des Modells verwendet. Die Architektur sieht vor, dass unterschiedliche Implementierungen von Störgrößenprädiktoren eingebunden werden können (s. Abbildung 5.6). Eine Standardimplementierung liefert *ConstantDataPredictor*, welcher Stör-

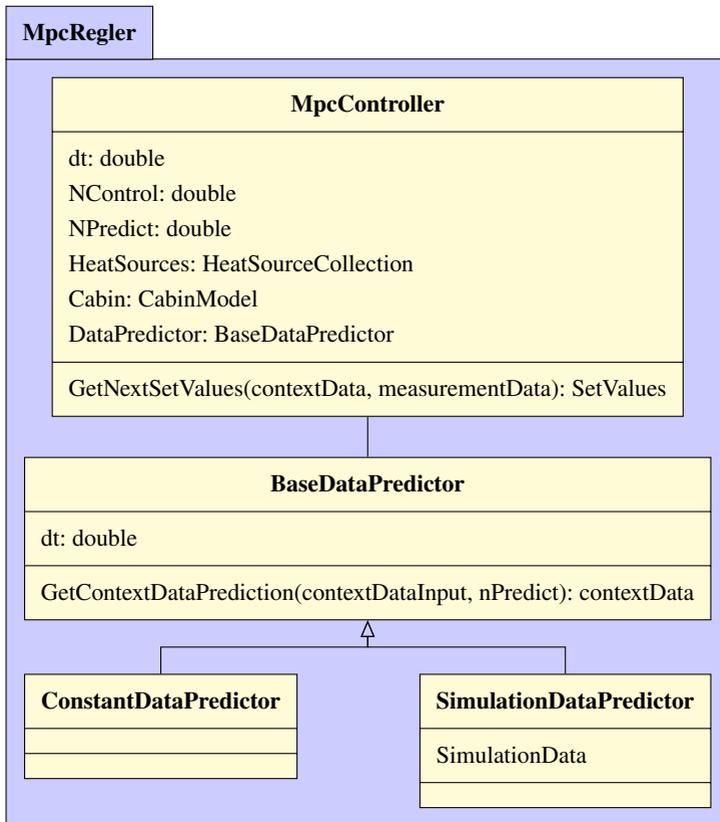


Abbildung 5.6: UML Klassendiagramm des MPC-Reglers

größen anhand eines aktuellen Messwertes über den Prädiktionshorizont als konstant annimmt. Diese Implementierung stellt die Basis bereit, auf die immer zurückgegriffen werden kann, falls keine bessere Prädiktionsmöglichkeit vorliegt. Für Testzwecke dient *SimulationDataPredictor*, welcher nur in der Simulationsumgebung (s. Abschnitt 5.3) funktioniert und perfekte Prädiktionen anhand der im Voraus generierten Szenarios bereitstellen kann. In einer realen Applikation werden die Störgrößen unabhängig von der Regelung prädiziert und dieser dann bereitgestellt. Für verschiedene Kanäle können dabei auch verschiedene Quellen der Prädiktion verwendet werden, z. B. Wetterdaten aus

einem Cloud-Service, Reichweitenprädiktion aus dem Bordcomputer, Haltestellenprädiktion aus dem Flotten-/Linienmanagementsystem des Verkehrsbetriebs.

Für die Implementierung des Optimierers stellt Matlab bereits verschiedene Optimierungsalgorithmen zur Verfügung. Da ein nichtlineares und nichtstetiges Systemmodell vorliegt, funktionieren gradientenbasierte Optimierungsalgorithmen (z. B. *fmincon*¹) nicht zuverlässig. Für nichtstetige Systeme eignet sich der *patternsearch*-Algorithmus². Beide Algorithmen konvergieren in einem vom Startvektor abhängigen lokalen Minimum, welches nicht zwingend auch das globale Minimum der Kostenfunktion sein muss.

Evolutionäre Algorithmen wie *genetic algorithm*³ oder *particle swarm optimization*⁴ sind aufgrund der benötigten Menge an Funktionsauswertungen (je nach Funktion 2000 bis 10000) nicht geeignet. Der *surrogate*-Algorithmus⁵ eignet sich, um ein globales Minimum einer nichtlinearen, nichtstetigen Funktion zu finden, wobei er darauf ausgelegt ist möglichst wenig Funktionsauswertungen zu benötigen (je nach Funktion ca. 100 bis 200). Da der *surrogate*-Algorithmus bei jeder Iteration zusätzliche Hilfsberechnungen durchführt, benötigt jede Funktionsauswertung mehr Zeit als bei den anderen Algorithmen. Die maximale Anzahl Funktionsauswertungen wurde daher auf 100 festgelegt.

5.3 Simulative Validierung

Zur simulativen Validierung der Regelung bereits in den frühen Schritten des Entwicklungsprozesses (MiL-Test, s. Unterabschnitt 2.6.4) wurde basierend auf dem thermischen Modell (s. Abschnitt 2.5) ein Modell einer Buskabine in Simulink erstellt. Zur Modellierung der thermodynamischen Vorgänge wurde die Bibliothek *Simscape Fluids*⁶ verwendet.

¹ s. <https://mathworks.com/help/optim/ug/fmincon.html>

² s. <https://mathworks.com/help/gads/how-pattern-search-polling-works.html>

³ s. <https://mathworks.com/help/gads/ga.html>

⁴ s. <https://mathworks.com/help/gads/particleswarm.html>

⁵ s. <https://mathworks.com/help/gads/surrogate-optimization-algorithm.html>

⁶ s. <https://mathworks.com/products/simscape-fluids.html>

Die Festlegung der Abtastrate Δt orientiert sich an der Dynamik der Regelstrecke. Im Bereich der Gebäudeklimatisierung sind Abtastraten von 1 min bis 1 h üblich [2], im Automobilbereich aufgrund geringerer thermischer Massen von 0,1 s bis 10 s [22]. Aufgrund der Zeitkonstanten der implementierten Wärmequellen (Unterabschnitt 5.1.1 bis Unterabschnitt 5.1.3) wird die Abtastrate der Simulation auf $\Delta t_{\text{Simulation}} = 1 \text{ s}$ festgelegt, um die Dynamik der Regelstrecke zu erfassen.

Um der MPC zu ermöglichen, auf prädizierte Ereignisse zu reagieren, eignet sich ein Prädiktionshorizont im Bereich von 1 min bis 5 min. Die Dimension des zu lösenden Optimierungsproblems steigt mit jedem Zeitschritt im Kontrollhorizont um die Anzahl der eingebundenen Wärmequellen. Daher muss zwischen einem geringen Anteil des Kontrollhorizonts gegenüber dem Prädiktionshorizont oder einer hohen Dimension des Optimierungsproblems abgewogen werden. Durch eine Erhöhung der Abtastrate des MPC-Reglers gegenüber der Abtastrate der Simulation kann beidem entgegengewirkt werden. Um eine Umsetzung mit realistischem Rechenaufwand zu ermöglichen, wird die Abtastrate des MPC-Reglers auf $\Delta t_{\text{MPC}} = 10 \text{ s}$ festgelegt.

Für die Erstellung von Testszenarien werden Umgebungstemperatur und Luftfeuchtigkeit von den klimatischen Bedingungen abgeleitet (s. Abbildung 4.1, Abbildung 4.2). Das Geschwindigkeitsprofil des Fahrzeugs ergibt sich aus je einem der SORT-Testzyklen (s. Definition 2.6), wobei bei jedem Stillstand eine zufällige Anzahl Türen geöffnet wird und eine zufällige Anzahl Passagiere ein-/aussteigen (Zeitverlauf s. Abbildung 5.7).

Zum Vergleich neu entwickelter Regelungen wurde ein dem aktuellen Stand der Technik entsprechendes Regelungskonzept implementiert. Dabei werden Sollwerte für die Wärmequellen von jeweils eigenständigen PID-Regelkreisen vorgegeben (s. Abbildung 4.6a).

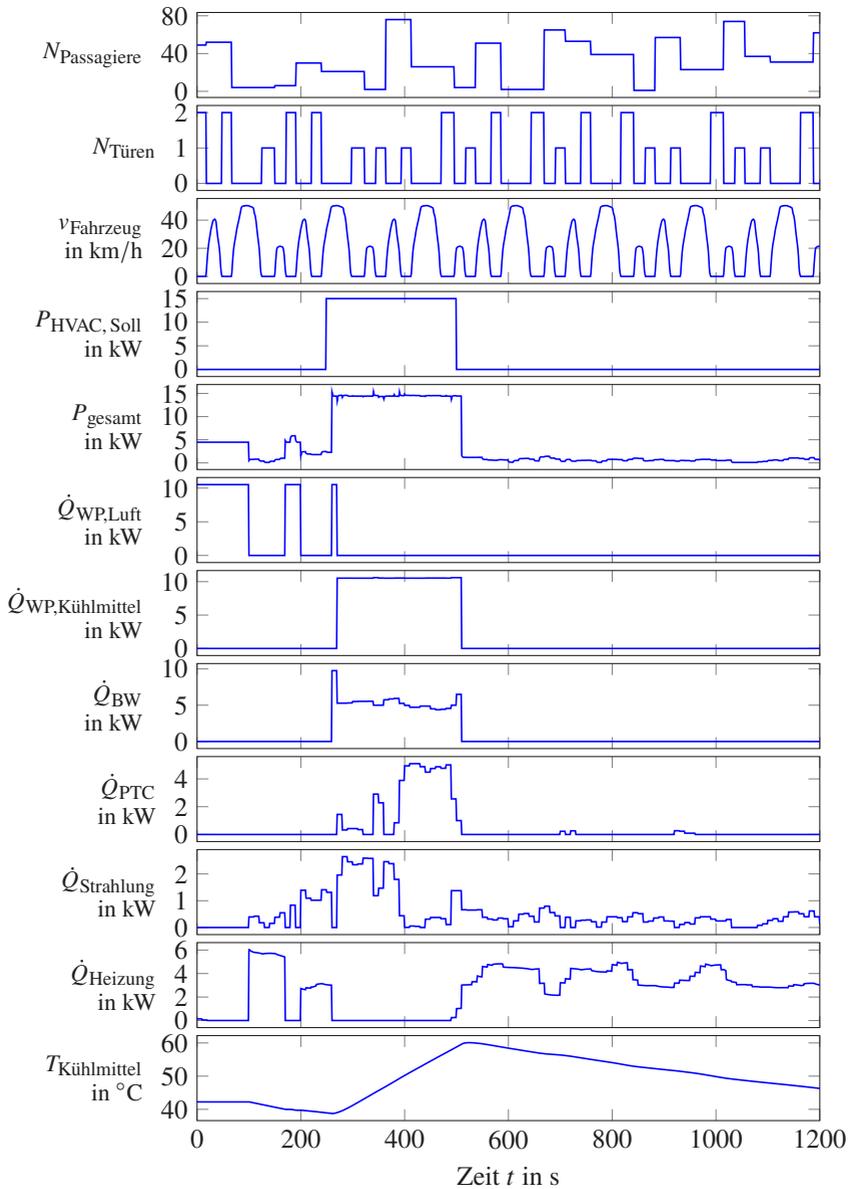


Abbildung 5.7: Zeitverlauf der Simulation Sim10 mit Vorgabe einer Sollleistung (WP=Wärmepumpe, BW=Bremswiderstand)

5.4 Bewertung der Ergebnisse

Zum Vergleich verschiedener Hyperparameter der modellprädiktiven Regelung mit dem Stand der Technik wurden Simulationsläufe mit jeweils dem gleichen Testszenario durchgeführt (s. Tabelle 5.3, Abbildung 5.9). Dabei wurden als Wärmequellenkonfiguration ein Bremswiderstand (Kühlmittel), eine Wärmepumpe (Luft), ein PTC-Heizer (Luft) und eine Oberflächenheizung (Strahlung) ausgewählt. Als Bewertungskriterien für den erreichten thermischen Komfort wird der *Root Mean Squared Error* (RMSE) des PMV und für die Energieeffizienz die mittlere elektrische Leistung der Wärmebereitstellung $\overline{P_{\text{ges}}}$ verwendet. Je niedriger beide Werte sind, desto besser ist die Performance des Reglers.

Da die Ergebnisse der Optimierung von der MPC im jeweils nächsten Zeitschritt als Stellwerte ausgegeben werden müssen, entsteht eine Zeitanforderung an die Berechnung des Optimierungsproblems. Die Ausführungszeit t_{CPU} muss demnach geringer als die Abtastrate ($\Delta t_{\text{MPC}} = 10 \text{ s}$) sein. Bei einer möglichen Ausführung der Regelung in der Cloud (s. Abschnitt 4.4) muss noch die Zeit $t_{\text{Kommunikation}}$ für die Kommunikation pro Weg zwischen Fahrzeug und Cloud berücksichtigt werden:

$$t_{\text{CPU}} + 2 \cdot t_{\text{Kommunikation}} < \Delta t_{\text{MPC}} \quad (5.6)$$

Anhand der Simulationsergebnisse zeigt sich, dass beide Optimierungsalgorithmen Minima mit vergleichbaren Werten f_K der Kostenfunktion finden. Um mit dem *surrogate*-Algorithmus bessere Optimierungsergebnisse zu erhalten, wären mehr Funktionsauswertungen nötig, was zu einer noch höheren Ausführungszeit t_{CPU} führen würde. Diese ist beim *surrogate*-Algorithmus durchschnittlich fünfmal so hoch wie beim *patternsearch*-Algorithmus und kann bereits die Zeitanforderung an die Regelung (s. Gleichung 5.6) nicht erfüllen. Das vom *patternsearch*-Algorithmus gefundene lokale Minimum zeigt sich als ausreichend gut gegenüber der globalen Optimierung, die bei begrenzter Ausführungszeit keine bessere Lösung finden kann.

Die Simulationsläufe mit dem *patternsearch*-Algorithmus zeigen durchschnittlich einen 9,8 % niedrigeren Energieverbrauch bei vergleichbarem thermischem Komfort (−1,5 %) als die mit dem *surrogate*-Algorithmus. Die Auswahl des Optimierungsalgorithmus fällt daher auf den *patternsearch*-Algorithmus.

Tabelle 5.3: Vergleich Simulationsergebnisse

Nr.	Prädiktion	N_C	N_P	Algorithmus	$RMSE_{PMV}$	\overline{P}_{ges}	$\overline{f_K}$	$\overline{t_{CPU}}$
Sim1	Konstant	2	12	patternsearch	0,2212	8,72 kW	4662	9,05 s
Sim2	Simulation	2	12	patternsearch	0,2131	7,36 kW	3880	9,29 s
Sim3	Konstant	1	6	patternsearch	0,2433	8,04 kW	3578	1,84 s
Sim4	Simulation	1	6	patternsearch	0,2053	7,79 kW	3388	2,01 s
Sim5	Konstant	2	12	surrogate	0,2660	9,67 kW	4633	34,1 s
Sim6	Simulation	2	12	surrogate	0,2270	8,90 kW	3693	39,2 s
Sim7	Konstant	1	6	surrogate	0,2149	8,62 kW	3537	23,4 s
Sim8	Simulation	1	6	surrogate	0,1884	8,20 kW	3688	23,9 s
Sim9	-	-	-	PID	0,2728	10,71 kW	-	0,006 s

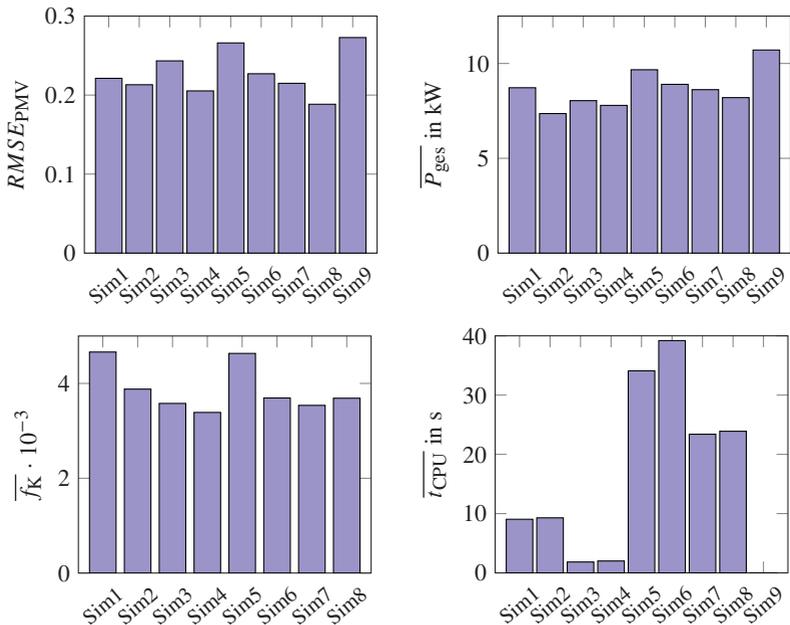


Abbildung 5.9: Vergleich Simulationsergebnisse

Die Simulationsläufe mit Steuerhorizont $N_C = 1$ und Prädiktionshorizont $N_P = 6$ zeigen einen um 8,1 % besseren thermischen Komfort und einen 5,8 % geringeren Energieverbrauch als die Simulationsläufe mit $N_C = 2$ und $N_P = 12$. Da sich mit jeder hinzugefügten Wärmequelle die Dimension des Optimierungsproblems in der MPC und damit die erwartete Ausführungszeit vergrößert, wird eine Reserve zur Einhaltung von Δt_{MPC} benötigt. Die Auswahl fällt auf $N_C = 1$ und $N_P = 6$, womit sowohl eine gute Reglerperformance, als auch eine Ausführungszeit mit genügend Reserve zur Einhaltung der Echtzeitfähigkeit gegeben sind.

Um die Auswirkungen der Einbindung von Störgrößenprädiktionen zu untersuchen, wurden Simulationsläufe sowohl mit konstanter, als auch mit perfekter Störgrößenprädiktion aus der Simulationsumgebung (s. Abschnitt 5.2) durchgeführt. Dabei zeigt die perfekte Störgrößenprädiktion durchschnittlich einen um 11,8 % besseren thermischen Komfort und einen 8,0 % geringeren Energieverbrauch.

Im Vergleich mit dem Stand der Technik zeigen die Simulationsläufe mit MPC (Sim1 bis Sim8) durchschnittlich einen um 18,5 % besseren thermischen Komfort und einen 21,5 % geringeren Energieverbrauch als der Simulationslauf mit dem Verbund aus PID-Reglern (Sim9).

Das FTMS und das HVAC-System eines BEB haben Schnittstellen zu dessen *Energiemanagementsystem* (EMS), welches für die Verteilung der elektrischen Energie im Fahrzeug, das Laden und Entladen der Batterie, sowie für die Stabilität des elektrischen Zwischenkreises zuständig ist. Dabei treten in Abhängigkeit der aktuellen Fahrsituation und der Rekuperation aus dem Antriebsstrang Zeiten mit erhöhtem Energieangebot auf, welche in die Batterie zurückgeführt oder über den Bremswiderstand in Wärme umgewandelt wird. Diese zusätzlich am Bremswiderstand entstehende Wärme wird nicht vom HVAC-System kontrolliert und muss daher für dieses als Störgröße angesehen werden, deren Einfluss durch Prädiktion und Einbindung in das MPC-Systemmodell reduziert werden kann. Eine energetisch effizientere Lösung wäre jedoch, wenn das EMS bei Energieüberschuss eine Sollleistung $P_{\text{HVAC, Soll}}$ an das HVAC-System vorgeben könnte, um damit den Überschuss ausgleichen zu können. Bei bisherigen PID-Regelungsansätzen ist eine direkte Vorgabe der Gesamtleistung nicht möglich,

bei der MPC lässt sich diese durch eine Änderung in der Kostenfunktion (s. Gleichung 4.29) umsetzen:

$$\begin{aligned}
 f_K &= b_1 \cdot \text{PMV}^2 \\
 &+ b_2 \cdot (P_{\text{HVAC, Soll}} - P_{\text{gesamt}})^2 \\
 &+ b_3 \cdot K_{\text{gesamt}} \\
 &+ b_4 \cdot f_{\text{Kühlmittel}} \\
 &+ b_5 \cdot |\dot{x}|
 \end{aligned} \tag{5.7}$$

Im Simulationslauf Sim10 wird im Zeitbereich $250 < t < 500$ eine Sollleistung von $P_{\text{HVAC, Soll}} = 15 \text{ kW}$ vorgegeben. Im Zeitverlauf (s. Abbildung 5.7) zeigt sich, dass die MPC dafür die Leistung der am Kühlmittel angebundenen Wärmequellen Wärmepumpe K6 ($\dot{Q}_{\text{WP, Kühlmittel}}$) und Bremswiderstand K8 (\dot{Q}_{BW}) erhöht, ohne Energie aus dem Kühlmittelkreis zum Heizen zu verwenden (\dot{Q}_{Heizung}). Dadurch steigt die Kühlmitteltemperatur $T_{\text{Kühlmittel}}$ in diesem Zeitraum um 20 K an. Zur Beheizung der Kabine werden PTC-Heizer K7 (\dot{Q}_{PTC}) und Oberflächenheizung K9 ($\dot{Q}_{\text{Strahlung}}$) verwendet. Nach Ende der Leistungsvorgabe wird durch die Bodenheizer (\dot{Q}_{Heizung}) geheizt ohne die anderen Wärmequellen zu nutzen, wodurch die Kühlmitteltemperatur wieder sinkt. Die Wärmekapazität des Kühlmittelkreises kann dadurch also indirekt vom EMS zur Zwischenspeicherung von Energie verwendet werden.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Eine Analyse des HVAC-Systems und des Standes der Technik und Wissenschaft (s. Kapitel 3) zeigt Einflussfaktoren auf den Energieverbrauch des Klimatisierungssystems, sowie zugehörige Optimierungspotentiale (s. Leitfrage 1, Leitfrage 2). Davon wird ein Konzept zur Auswahl und Regelung von Wärmequellen im Heizbetrieb abgeleitet (s. Kapitel 4), welches durch eine modellprädiktive Regelung sowohl den thermischen Komfort, als auch den Energieverbrauch der Wärmebereitstellung optimiert (s. Leitfrage 3). Die Umsetzung und simulative Validierung der Regelung (s. Kapitel 5) zeigt die Vorteile des neuen Regelungskonzepts gegenüber dem bisherigen Stand der Technik:

- Wärmequellen können flexibel in die Regelung eingebunden werden, ohne ein eigenes oder neues Regelungskonzept erstellen zu müssen. Die Erstellung und Parametrierung des zugehörigen Modells kann anhand der Charakterisierung der jeweiligen Wärmequelle (s. Unterabschnitt 4.1.1) erfolgen. Jede Wärmequelle wird anschließend anhand ihrer Eigenschaften optimal im Betrieb verwendet.
- Anstatt die Lufttemperatur in der Fahrzeugkabine T_{Kabine} auf einen festgelegten Sollwert zu regeln (s. Abbildung 2.4), wird der thermische Komfort der Fahrgäste abgeschätzt und dieser als Grundlage für die Regelung verwendet. Damit kann auch eine Oberflächenheizung effizient eingebunden werden, weil damit bei gleichem thermischem Komfort die Lufttemperatur und damit der Energieverbrauch gesenkt werden kann.
- Anstatt das Zusatzheizgerät abhängig vom aktuellen Wärmebedarf zu regeln, wird es abhängig von der prädizierten Restreichweite und der verbleibenden Strecke geregelt. Damit wird sichergestellt, dass nur so viel Brennstoff verbraucht wird, wie unbedingt zur Erreichung des Ziels notwendig ist.

- In verschiedenen Szenarien zeigt sich durchschnittlich eine Verbesserung des thermischen Komforts ($RMSE_{PMV}$) um 18,5 % und ein um 21,5 % geringerer Energieverbrauch für die Bereitstellung der benötigten Wärme (s. Leitfrage 3). In einer realen Betriebssituation ist dadurch ein ca. 6 % geringerer Gesamtenergieverbrauch des Fahrzeugs, bzw. eine ca. 6 % höhere Reichweite zu erwarten (s. Anhang A.5).
- Im Stadtbusbereich können durch den Linienbetrieb Störgrößen wie Passagieranzahl oder Türöffnungen gut prädiziert werden. Im bestehenden Regelungsansatz können Störgrößenprädiktionen nicht verwendet werden, bei der MPC zeigt sich hingegen durch die Einbindung von perfekten Störgrößenprädiktionen eine Verbesserung des thermischen Komforts ($RMSE_{PMV}$) um 11,8 % und ein um 8,0 % geringerer Energieverbrauch.

Ein Rechenbeispiel zeigt, dass das neue Regelungskonzept bei einer elektrifizierten Stadtbusflotte einer Großstadt mit 272 Fahrzeugen zu einer täglichen Einsparung von 4087 kWh Energie führt, was einer Kosteneinsparung von 1022 €, sowie einer Reduzierung der CO₂-Emissionen um 1774 kg entspricht (s. Anhang A.5).

Der vorgeschlagene Entwicklungsprozess sieht, am Beispiel von AUTOSAR Adaptive, die Integration der Regelung in eine serviceorientierte E/E-Architektur (SOA) vor. Damit wird eine flexible Einbindung in unterschiedliche Fahrzeugmodelle (s. Leitfrage 4) und eine Verlagerung der Regelung in die Cloud ermöglicht (s. Abschnitt 4.4). Anstelle von AUTOSAR Adaptive kann aber auch die Integration in eine bestehende signalbasierte E/E-Architektur erfolgen. Die Prädiktion und Anbindung der notwendigen Störgrößen muss dann individuell erfolgen. Die Integration in eine hardwarenahe Softwarearchitektur erlaubt möglicherweise keine dynamische Konfiguration, wie sie zur Einbindung der Wärmequellen in das MPC-Systemmodell verwendet wird (s. Abschnitt 5.1). In diesem Fall kann vor Generierung des Quellcodes mit dem Matlab Coder die gewünschte Maximalkonfiguration an Wärmequellen eingebunden werden, wobei die jeweiligen Werte der Konfiguration als Parameter umgesetzt werden. Diese können dann je nach Fahrzeugkonfiguration beim Flashen des Steuergeräts oder durch Parametrierung mit einem Diagnosetool an die gewünschte Wärmequellenkonfiguration angepasst werden. Nicht vorhandene Wärmequellen werden mit $\dot{Q}_{\max} = 0$ parametrierung und damit von der Regelung nicht verwendet.

Das Regelungsverhalten der MPC kann durch die Wahl der Gewichtungsfaktoren (s. Unterabschnitt 4.3.3) noch angepasst werden. Abhängig von der aktuellen Fahrsituation und Restreichweite kann das gewünschte Regelungsverhalten variieren. Durch Reduzierung des Gewichtungsfaktors des PMV wird eine größere Abweichung zugelassen, welche zu einem schlechteren thermischen Komfort, aber auch einem geringeren Energieverbrauch führt. Dies könnte während der Fahrt verwendet werden, um einen Energiesparmodus bereitzustellen, falls sonst die Erreichung des Fahrziels gefährdet wäre.

Die statische Optimierung (s. \textcircled{A} , Abbildung 3.5) bezüglich Auswahl und Auslegung von Komponenten und Wärmequellen zur Designzeit des Fahrzeugs wird nicht weiter betrachtet, da der Fokus auf der dynamischen Optimierung im Betrieb liegt (s. Abschnitt 4.3). Die zur Validierung der Regelung erstellte Simulationsumgebung (s. Abschnitt 5.3) kann jedoch auch als Tool verwendet werden, um diesen Auswahlprozess während des Fahrzeugdesigns zu unterstützen. Anhand der klimatischen Bedingungen des erwarteten Einsatzortes können repräsentative Testszenarien abgeleitet werden und es entsteht die Möglichkeit verschiedene Kombinationen an Wärmequellen unterschiedlicher Leistungsbereiche miteinander zu vergleichen. Damit lässt sich beispielsweise auch für die Entscheidung der Einbindung einer neuen Wärmequelle eine Abschätzung der erwarteten Verbesserung der Energieeffizienz treffen, die zusammen mit den Kosten in eine Wirtschaftlichkeitsrechnung einfließen können.

Konzept und Umsetzung der Regelung beschränken sich auf den Heizbetrieb (s. Abschnitt 3.3), jedoch lässt sich die entstandene Regelung auch für den Kühlbetrieb einsetzen, indem Kältequellen einen Wärmestrom \dot{Q} mit negativem Vorzeichen bereitstellen. Für Kältequellen mit Anbindung an Kühlmittel muss abhängig von der Topologie entweder die untere Grenze der Kühlmitteltemperatur $T_{\text{Kühlmittel, min}}$ auf einen Wert unterhalb der Kabinentemperatur gesetzt oder das MPC-Systemmodell um einen separaten Kühlmittelkreis erweitert werden. Im Vergleich zu einem PID-Regelungsansatz können so immer noch die genannten Vorteile genutzt werden, selbst wenn aktuell nur die Wärmepumpe als Kältequelle verfügbar ist (s. Tabelle 3.1). Thermische Speicher oder andere Kältequellen können bei Bedarf flexibel ins MPC-Systemmodell eingebunden werden.

A Anhang

A.1 Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten einer Fahrzeugwand

Eine Fahrzeugwand ohne Isolierung wird modelliert aus:

- Außenverkleidung Blech: $d_{\text{Außen}} = 5 \text{ mm}$, $k_{\text{Außen}} = 100 \text{ W/(m K)}$
- Innenverkleidung Kunststoff: $d_{\text{Innen}} = 5 \text{ mm}$, $k_{\text{Innen}} = 0,2 \text{ W/(m K)}$
- Luftschicht zwischen Innen- und Außenverkleidung [99, S. 65]:
 $d_{\text{Luftschicht}} = 50 \text{ mm}$, $\frac{1}{U_{\text{Luftschicht}}} = 0,18 \text{ m}^2 \text{ K/W}$

Daraus ergibt sich der konduktive Wärmedurchgangskoeffizient:

$$\frac{1}{U_{\text{Wand}}} = \frac{d_{\text{Außen}}}{k_{\text{Außen}}} + \frac{1}{U_{\text{Luftschicht}}} + \frac{d_{\text{Innen}}}{k_{\text{Innen}}} \quad (\text{A.1})$$

$$U_{\text{Wand}} = 4,88 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}} \quad (\text{A.2})$$

Wird nun in der Wand die Luftschicht durch ein Isoliermaterial wie beispielsweise Mineralwolle ($d_{\text{Isolierung}} = 50 \text{ mm}$, $k_{\text{Isolierung}} = 0,05 \text{ W/(m K)}$) ersetzt, ändert sich der Wärmedurchgangskoeffizient zu:

$$\frac{1}{U_{\text{Wand, Iso}}} = \frac{d_{\text{Außen}}}{k_{\text{Außen}}} + \frac{d_{\text{Isolierung}}}{k_{\text{Isolierung}}} + \frac{d_{\text{Innen}}}{k_{\text{Innen}}} \quad (\text{A.3})$$

$$U_{\text{Wand, Iso}} = 0,98 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}} \quad (\text{A.4})$$

A.2 Berechnung des Wärmeverlusts an die Umgebung einer Fahrzeugkabine

Folgende Fahrzeugdaten werden Zugrunde gelegt (a entspricht dem Anteil der Fensterfläche) [38]:

- Kabine Länge $l = 12$ m
- Kabine Breite $b = 2,5$ m
- Kabine Höhe $h = 3,4$ m
- $a_{\text{Front}} = 50$ %
- $a_{\text{Heck}} = 30$ %
- $a_{\text{Seite}} = 50$ %

Die Kabine wird als Quader modelliert, woraus sich folgender Wärmestrom ergibt (Gleichung 3.19 mit $\Delta T = T_{\text{Kabine}} - T_{\text{Umgebung}}$):

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{Umgebung}} = \Delta T \cdot \left\{ l \cdot b \cdot [U_{\text{Decke}} + U_{\text{Boden}}] \right. \\ \left. + b \cdot h \cdot [U_{\text{Fenster}} \cdot (a_{\text{Front}} + a_{\text{Heck}}) \right. \\ \left. + U_{\text{Wand}} \cdot (2 - a_{\text{Front}} - a_{\text{Heck}})] \right. \\ \left. + 2l \cdot h \cdot [U_{\text{Fenster}} \cdot a_{\text{Seite}} + U_{\text{Wand}} \cdot (1 - a_{\text{Seite}})] \right\} \end{aligned} \quad (\text{A.5})$$

Es wird $v_{\text{Fahrzeug}} = 0$ m/s festgelegt und für Decke, Boden und Seitenwände das gleiche Material angenommen. Mit Einfachverglasung und Wänden ohne Isolierung (s. Tabelle 3.3) ergeben sich:

$$U_{\text{Wand}} = \frac{1}{\frac{1}{2,5} + \frac{1}{4,9} + \frac{1}{4}} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} = 1,171 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \quad (\text{A.6})$$

$$U_{\text{Fenster}} = \frac{1}{\frac{1}{2,5} + \frac{1}{5,7} + \frac{1}{4}} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} = 1,211 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \quad (\text{A.7})$$

$$U_{\text{Decke}} = \frac{1}{\frac{1}{5} + \frac{1}{4,9} + \frac{1}{4}} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} = 1,529 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \quad (\text{A.8})$$

$$U_{\text{Boden}} = \frac{1}{\frac{1}{0,7} + \frac{1}{4,9} + \frac{1}{4}} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} = 0,531 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \quad (\text{A.9})$$

Und damit:

$$\dot{Q}_{\text{Umgebung}} = \Delta T \cdot 179,165 \frac{\text{W}}{\text{K}} \quad (\text{A.10})$$

Werden Zweischeiben-Isolierverglasung und Wände mit Isolierung verwendet, ergeben sich:

$$U_{\text{Wand}} = \frac{1}{\frac{1}{2,5} + \frac{1}{1,0} + \frac{1}{4}} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} = 0,606 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \quad (\text{A.11})$$

$$U_{\text{Fenster}} = \frac{1}{\frac{1}{2,5} + \frac{1}{1,3} + \frac{1}{4}} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} = 0,705 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \quad (\text{A.12})$$

$$U_{\text{Decke}} = \frac{1}{\frac{1}{5} + \frac{1}{1,0} + \frac{1}{4}} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} = 0,690 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \quad (\text{A.13})$$

$$U_{\text{Boden}} = \frac{1}{\frac{1}{0,7} + \frac{1}{1,0} + \frac{1}{4}} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} = 0,373 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \quad (\text{A.14})$$

Und damit:

$$\dot{Q}_{\text{Umgebung}} = \Delta T \cdot 96,354 \frac{\text{W}}{\text{K}} \quad (\text{A.15})$$

A.3 Berechnung der Kondensationsverluste im Kühlfall

Zur Berechnung wird von einem schwülen Sommertag mit $T_{\text{Umgebung}} = 40^\circ\text{C}$ und $\varphi_{\text{Umgebung}} = 44\%$ ausgegangen. Fahrzeugsimulationsdaten ergeben bei einer Beladung mit 75 Fahrgästen:

$$\begin{array}{lll} T_{\text{Mischluft}} = 30^\circ\text{C} & \varphi_{\text{Mischluft}} = 65\% & x_{\text{Mischluft}} = 0,0176 \text{ kg/kg} \\ T_{\text{Zuluft}} = 21^\circ\text{C} & \varphi_{\text{Zuluft}} = 97\% & x_{\text{Zuluft}} = 0,0154 \text{ kg/kg} \\ \dot{m}_{\text{Mischluft}} = 1,02 \text{ kg/s} & & \end{array}$$

Gemäß Gleichungen 2.32, 3.23 und 3.24 ergeben sich:

$$\dot{m}_{\text{Kondensat}} = 2,24 \frac{\text{g}}{\text{s}} = 8,06 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \quad (\text{A.16})$$

$$\dot{Q}_{\text{HVAC, sensibel}} = -9,5 \text{ kW} \quad (\text{A.17})$$

$$\dot{Q}_{\text{HVAC, latent}} = -5,6 \text{ kW} \quad (\text{A.18})$$

Der gesamte Wärmestrom \dot{Q}_{HVAC} ergibt sich zu:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{HVAC}} &= (h_{\text{Zuluft}} - h_{\text{Mischluft}}) \cdot \dot{m}_{\text{Mischluft}} \\ &= \dot{Q}_{\text{HVAC, sensibel}} + \dot{Q}_{\text{HVAC, latent}} \\ &= -15,1 \text{ kW} \end{aligned} \quad (\text{A.19})$$

Von der gesamten Leistung des HVAC-Systems werden also 37,1 % als Trocknungsleistung und 62,9 % zur sensiblen Temperaturänderung der Luft wirksam.

A.4 Vergleich der Wärmeübertragungskapazität flüssiger und gasförmiger Kühlmittel

Mit Luft und Wasser als Beispiel für flüssige und gasförmige Kühlmittel ergeben sich folgende Wärmespeicherzahlen (Konstanten s. Tabelle A.I):

$$s_{\text{Luft}} = c_{p,L} * \rho_{\text{Luft}} = 1,209 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3 \text{ K}} \quad (\text{A.20})$$

$$s_{\text{Wasser}} = c_W * \rho_{\text{Wasser}} = 4172,4 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3 \text{ K}} \quad (\text{A.21})$$

Wasser kann bezogen auf das gleiche Volumen also 3452-mal mehr Wärme als Luft aufnehmen, bzw. zum Transport des gleichen Wärmestroms wird mit Luft ein 3452-mal größerer Volumenstrom benötigt.

In vielen Anwendungen wird zum Frostschutz eine Mischung aus Wasser und Glykol als Kühlmittel verwendet. Bei einem Mischungsverhältnis von 40 %

Glykol und einer Temperatur von 20 °C ergeben sich $c_{\text{Glykosol}} = 3,55 \text{ kJ}/(\text{kg K})$ und $\rho_{\text{Glykosol}} = 1058 \text{ kg}/\text{m}^3$ [87]:

$$s_{\text{Glykosol}} = c_{\text{Glykosol}} * \rho_{\text{Glykosol}} = 3755,9 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3 \text{K}} \quad (\text{A.22})$$

Glykosol als Kühlmittel hat damit also eine 3107-mal größere Wärmespeicherzahl als Luft.

A.5 Auswirkungen der Energieeinsparung bei der Wärmebereitstellung in einer elektrifizierten Stadtbusflotte

Das neu aufgestellte MPC-Regelungskonzept (s. Kapitel 4) zeigt einen ca. 20 % niedrigeren Energieverbrauch für die Wärmebereitstellung als das bestehende PID-Regelungskonzept (s. Abschnitt 5.4). Die Auswirkungen dieser Energieeinsparung auf das Gesamtfahrzeug oder eine gesamte Fahrzeugflotte werden am Beispiel der *Stuttgarter Straßenbahnen AG* (SSB) abgeschätzt. Mit $N_{\text{Fahrzeuge}} = 272$ Fahrzeugen wurden im Jahr 2022 $s_{\text{Jahr, Flotte}} = 14,1 \cdot 10^6 \text{ km}$ im Linienbetrieb zurückgelegt [107]. Aufgrund von Wartungen und anderen Stillstandszeiten werden je Fahrzeug $N_{\text{Betriebstage}} = 300$ Betriebstage pro Jahr angenommen. Damit ergibt sich folgende durchschnittliche Tagesstrecke pro Fahrzeug:

$$s_{\text{Tag, Fahrzeug}} = \frac{s_{\text{Jahr, Flotte}}}{N_{\text{Fahrzeuge}} \cdot N_{\text{Betriebstage}}} = 172,8 \text{ km} \quad (\text{A.23})$$

Aktuell werden bei der SSB noch hauptsächlich Dieselmotoren eingesetzt, zur Berechnung wird aber eine komplett elektrifizierte Flotte angenommen. Mit

$P_{\text{HVAC, PID}} = 10 \text{ kW}$, $P_{\text{HVAC, MPC}} = 8 \text{ kW}$ (s. Tabelle 5.3), $e_{\text{Basis}} = 1 \text{ kWh/km}$ (s. Abschnitt 3.1) und $\overline{v}_{\text{Fahrzeug}} = 23 \text{ km/h}$ (s. [107]) ergibt sich:

$$E_{\text{Tag, Basis}} = e_{\text{Basis}} \cdot s_{\text{Tag, Fahrzeug}} = 172,8 \text{ kWh} \quad (\text{A.24})$$

$$E_{\text{Tag, PID}} = E_{\text{Tag, Basis}} + P_{\text{HVAC, PID}} \cdot \frac{s_{\text{Tag, Fahrzeug}}}{\overline{v}_{\text{Fahrzeug}}} = 247,9 \text{ kWh} \quad (\text{A.25})$$

$$E_{\text{Tag, MPC}} = E_{\text{Tag, Basis}} + P_{\text{HVAC, MPC}} \cdot \frac{s_{\text{Tag, Fahrzeug}}}{\overline{v}_{\text{Fahrzeug}}} = 232,9 \text{ kWh} \quad (\text{A.26})$$

Es ergibt sich eine Energieeinsparung von $E_{\text{Einsparung, Tag, Fahrzeug}} = 15 \text{ kWh}$ ($-6,1 \%$) pro Tag und Fahrzeug. Mit einem Strompreis von $k_{\text{Strom}} = 0,25 \text{ €/kWh}$ und einem CO_2 -Emissionsfaktor von $\text{EF}_{\text{CO}_2} = 0,434 \text{ kg/kWh}$ (s. [54]) ergeben sich für die Fahrzeugflotte folgende Einsparungen:

$$E_{\text{Einsparung, Tag, Flotte}} = E_{\text{Einsparung, Tag, Fahrzeug}} \cdot N_{\text{Fahrzeuge}} = 4087 \text{ kWh} \quad (\text{A.27})$$

$$K_{\text{Einsparung, Tag, Flotte}} = E_{\text{Einsparung, Tag, Flotte}} \cdot k_{\text{Strom}} = 1021,7 \text{ €} \quad (\text{A.28})$$

$$EM_{\text{Einsparung, Tag, Flotte}} = E_{\text{Einsparung, Tag, Flotte}} \cdot \text{EF}_{\text{CO}_2} = 1773,7 \text{ kg} \quad (\text{A.29})$$

Neben der Energieeinsparung bei gegebener Strecke lässt sich auch eine Veränderung der Reichweite eines Fahrzeugs mit gegebener Batteriekapazität (s. Gleichung 3.8) bestimmen:

$$s_{\text{Reichweite, PID}} = \frac{E_{\text{Batterie}}}{e_{\text{Basis}} + \frac{P_{\text{HVAC, PID}}}{\overline{v}_{\text{Fahrzeug}}}} = 307,4 \text{ km} \quad (\text{A.30})$$

$$s_{\text{Reichweite, MPC}} = \frac{E_{\text{Batterie}}}{e_{\text{Basis}} + \frac{P_{\text{HVAC, MPC}}}{\overline{v}_{\text{Fahrzeug}}}} = 327,2 \text{ km} \quad (\text{A.31})$$

Die Reichweite eines Fahrzeugs erhöht sich um $20,2 \text{ km}$ ($+6,5 \%$).

Abkürzungen und Symbole

Abkürzungen

ADAS	Advanced Driver Assistance System
AUTOSAR	AUTomotive Open System ARchitecture
BEB	batterieelektrischer Bus
BTMS	Batteriethermomagementsystem
CAN	Controller Area Network
CB-VF	cloud-based vehicle function
COP	coefficient of performance
DAC	Direct Air Capture
E/E	Elektrik/Elektronik
ERV	Energierückgewinnungsventilator
EMS	Energiemanagementsystem
ETC	European Transient Cycle
FAP	Fahrerarbeitsplatz
FGR	Fahrgastraum
FLC	fuzzy logic control
FTMS	Fahrzeugthermomagementsystem

GWP	global warming potential
HiL	Hardware-in-the-Loop
HPC	high-performance computer
HT	Hochtemperatur
HVAC	Heating, Ventilation, Air Conditioning
ICPP	Intergovernmental Panel on Climate Change
IP	Internet Protocol
IR	Infrarot
ISO	International Standards Organization
KI	Künstliche Intelligenz
LIN	Local Interconnect Network
Lkw	Lastkraftwagen
LWS	Latentwärmespeicher
MiL	Model-in-the-Loop
MIMO	multi input multi output
ML	Maschinelles Lernen
MPC	Model Predictive Control
NNMPC	Neural Network Model Predictive Control
NT	Niedertemperatur
ÖPNV	öffentlicher Personennahverkehr
OSI	Open Systems Interconnection
PCM	phase change material

PID	proportional, integrierend und differenzierend
Pkw	Personenkraftwagen
PMV	predicted mean vote
PPD	predicted percentage dissatisfied
PTC	Positive Temperature Coefficient
PT1	P-Strecke mit Verzögerung 1. Ordnung
RL	Reinforcement Learning
RMSE	Root Mean Squared Error
SiL	Software-in-the-Loop
SISO	single input single output
SMC	Sliding Mode Control
SOA	serviceorientierte Architektur
SoC	State of Charge
SORT	Standardised On-Road Test cycle
SSB	Stuttgarter Straßenbahnen AG
StVZO	Straßenverkehrs-Zulassungs-Ordnung
TCP	Transmission Control Protocol
TSV	thermal sensation vote
UART	Universal Asynchronous Receiver Transmitter
UDP	User Datagram Protocol
VDV	Verband Deutscher Verkehrsunternehmen
WHTC	World Harmonized Transient Cycle

WLAN	Wireless Local Area Network
XiL	X-in-the-Loop
zGM	zulässige Gesamtmasse
ZHG	Zusatzheizgerät

Lateinische Symbole und Variablen

Kleinbuchstaben

a	Anteil
b_e	Spezifischer Kraftstoffverbrauch
c	Spezifische Wärmekapazität
c_p	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
d	Dicke
e	Regelabweichung
e	streckenbezogener Energieverbrauch
f_{cl}	Bekleidungsflächenfaktor
h	Spezifische Enthalpie
h	Wärmeübergangskoeffizient
h_c	Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient
k	Wärmeleitfähigkeit
m	Masse
\dot{m}	Massenstrom
p	Druck
r	Druckverhältnis
s	Strecke
s	Wärmespeicherzahl
t	Zeit
u	Stellgröße
v	Geschwindigkeit

w	Führungsgröße / Sollwert
x	Zustandsgröße
x	Feuchtegrad
\hat{x}	Geschätzte Zustandsgröße
y	Regelgröße
z	Störgröße

Großbuchstaben

A	Fläche
B	Brennrate / Kraftstoffverbrauch
E	Energie
H	Enthalpie
$H_{i,\text{vol}}$	Volumenbezogener Heizwert
$H_{i,\text{mass}}$	Massenbezogener Heizwert
I	Stromstärke
I_{cl}	Bekleidungsisolation
K	Kostenfaktor
K_{D}	Gewichtungsfaktor D-Anteil
K_{I}	Gewichtungsfaktor I-Anteil
K_{P}	Gewichtungsfaktor P-Anteil
M	Energieumsatz
N	Anzahl
N	Drehzahl
P	Leistung

Q	Wärme
\dot{Q}	Wärmestrom
R	Widerstand
T	Temperatur
U	Spannung
U	Wärmedurchgangskoeffizient
V	Volumen
W	Arbeit
W	Wirksame mechanische Leistung

Griechische Symbole und Variablen

ε	Emissionszahl
η	Wirkungsgrad
μ	Zugehörigkeitsgrad
μ	Erwartungswert
ρ	Dichte
σ	Standardabweichung
τ	Zeitkonstante
φ	Relative Feuchte

Physikalische Konstanten

Tabelle A.I: Verwendete physikalische Konstanten

Konstante	Bezeichnung
$c_{p,D} = 1,905 \text{ kJ}/(\text{kg K})$	spezifische Wärmekapazität von Wasserdampf bei konstantem Druck
$c_{p,L} = 1,004 \text{ kJ}/(\text{kg K})$	spezifische Wärmekapazität trockener Luft bei konstantem Druck
$c_W = 4,185 \text{ kJ}/(\text{kg K})$	spezifische Wärmekapazität von Wasser
$r_0 = 2500,9 \text{ kJ}/\text{kg}$	spezifische Verdampfungsenthalpie von Wasser am Tripelpunkt bei $t_0 = 0^\circ\text{C}$
$H_{i,\text{vol,Diesel}} = \begin{cases} 34,7 \text{ MJ}/\text{l} \\ 9,64 \text{ kWh}/\text{l} \end{cases}$	Volumetrischer Heizwert von Diesel
$H_{i,\text{mass,Diesel}} = \begin{cases} 43 \text{ MJ}/\text{kg} \\ 11,95 \text{ kWh}/\text{kg} \end{cases}$	Massebezogener Heizwert von Diesel
$\rho_{\text{Luft}} = 1,204 \text{ kg}/\text{m}^3$	Dichte von Luft unter Standardbedingungen
$\rho_{\text{Wasser}} = 997 \text{ kg}/\text{m}^3$	Dichte von Wasser unter Standardbedingungen
$\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K}^4)$	Strahlungskonstante

Abbildungsverzeichnis

2.1	Marktanteile der verschiedenen Bustypen in Europa	6
2.2	Ladestrategien von batterieelektrischen Bussen	8
2.3	Geschwindigkeitsverläufe der SORT-Basiszyklen	10
2.4	Mögliche Economy- und Komfort-Kennlinien nach VDV-Schrift 236, sowie davon abgeleitete Temperaturdifferenz	13
2.5	Schematischer Aufbau der Luftführung einer Klimazone im Stadtbus mit zugehörigen Luftmassenströmen	14
2.6	Typischer Aufbau des HVAC-Systems eines Solo-Linienbusses	15
2.7	Funktionsprinzip einer Wärmepumpe	16
2.8	Thermodynamischer Kreisprozess einer R134a-Wärmepumpe im p-h-Diagramm	17
2.9	Thermodynamischer Kreisprozess einer R744-Wärmepumpe im p-h-Diagramm	21
2.10	Vereinfachte Darstellung eines Regelkreises	24
2.11	Blockdiagramm eines Fuzzy-Reglers	27
2.12	Beispiel einer Zuweisung von Größen zu scharfen und unscharfen Bereichen	27
2.13	Aufbau einer MPC im Regelkreis	29
2.14	Zeitverlauf von Stell-, Regel- und Führungsgröße in einer MPC	30
2.15	Behaglichkeitsbereich in Abhängigkeit von Temperatur und Luftfeuchtigkeit	32
2.16	Benennung der sieben Stufen der TSV-Skala	34
2.17	Zusammenhang von PMV und PPD	37
2.18	Thermisches Modell einer Klimazone	40
2.19	Wärmeabgabe eines Menschen	44
2.20	Thermische Abhängigkeit zwischen Klimazonen	45
2.21	V-Modell mit X-in-the-Loop-Methodik	51

3.1	Aufteilung des durchschnittlichen Energieverbrauchs von batterieelektrischem 12 m Solobus	55
3.2	Anteil an abdeckbaren Umlaufplänen des deutschen Busverkehrsystems	57
3.3	Schematischer Verlauf des Aufheizvorgangs einer Fahrzeugkabine	57
3.4	Venn-Diagramm zur Zuordnung einzelner Komponenten zu den Systemen FTMS, HVAC und Antriebsstrang	59
3.5	Übersicht über HVAC-Prozesse, deren Optimierungspotentiale und Einfluss auf Design und Betrieb	60
3.6	Morphologische Matrix	62
3.7	Prinzipien der Wärmespeicherung	73
3.8	Vergleich sensible und latente Wärmeaufnahme	74
3.9	Schema des thermischen Betriebsfensters von Lithium-Ionen-Zellen	78
3.10	Verschiedene Varianten der Anbindung des BTMS ins FTMS . .	80
3.11	CFD-Simulation der Luftströme mit und ohne Türluftduschen nach Türöffnung	83
3.12	Behaglichkeitsdiagramm nach Bedford und Liese	88
4.1	Temperaturverteilung für Deutschland	101
4.2	Standard-Luftfeuchtigkeit bei gegebener Lufttemperatur für Deutschland	102
4.3	Wärmedurchgangskoeffizient für verschiedene Zonen im Stadtbus	103
4.4	Wärmeverlust einer geöffneten Türe im Stadtbus	104
4.5	Wärmebedarf von 12 m Solo- und 18 m Gelenkbus in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur und Passagieranzahl	105
4.6	Vergleich einer SISO und MIMO Regelungsstruktur am Beispiel der Kabinentemperaturregelung	109
4.7	UML Klassenübersicht für Wärmequellen	111
4.8	Abschätzung der durchschnittlichen Bekleidungsisoliation von Fahrgästen in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur	115
4.9	Abgrenzung von cloudbasierten Fahrzeugfunktionen	120
5.1	UML Klassendiagramm des MPC-Systemmodells	125
5.2	Verlauf der minimalen und maximalen Wärmeleistung der modellierten Wärmepumpe	126

5.3	COP-Kennfeld der modellierten Wärmepumpe	127
5.4	Sprungantwort der modellierten Wärmepumpe	128
5.5	Kostenfunktion des Zusatzheizgeräts	130
5.6	UML Klassendiagramm des MPC-Reglers	132
5.7	Zeitverlauf einer Simulation mit Vorgabe einer Sollleistung . . .	135
5.9	Vergleich Simulationsergebnisse	137

Tabellenverzeichnis

2.1	Parameter der SORT-Basiszyklen	10
2.2	Eigenschaften unterschiedlicher Kältemittel	20
2.3	Parameter für die Berechnung des PMV	35
2.4	Schichten des OSI-Modells	46
3.1	Aus morphologischen Kombinationen abgeleitete Kältequellen .	63
3.2	Aus morphologischen Kombinationen abgeleitete Wärmequellen	65
3.3	Konduktive Wärmedurchgangskoeffizienten verschiedener Mate- rialien	82
4.1	Fahrzeugparameter für die Berechnung des Wärmebedarfs von Solo- und Gelenkbus	105
5.1	Konfigurationen der vom elektrischen Widerstand abgeleiteten Wärmequellen	128
5.2	Parameter des Kabinenmodells	131
5.3	Vergleich Simulationsergebnisse	137
A.I	Verwendete physikalische Konstanten	159

Literaturverzeichnis

- [1] ABBAS, A.; AHMAD, I.; AHMAD, S.: Design and Simulation of Variable Air Volume Air Conditioning System based on Improved Sliding Mode Control (ISMIC). In: *2020 IEEE 23rd International Multitopic Conference (INMIC)*, IEEE, 2020. <http://dx.doi.org/10.1109/INMIC50486.2020.9318062>. ISBN 978-1-7281-9893-4, S. 1-4
- [2] AFRAM, A.; JANABI-SHARIFI, F.: Theory and applications of HVAC control systems – A review of model predictive control (MPC). In: *Building and Environment* 72 (2014), S. 343-355. <http://dx.doi.org/10.1016/j.buildenv.2013.11.016>. ISSN 03601323
- [3] AFRAM, A.; JANABI-SHARIFI, F.; FUNG, A. S.; RAAHEMIFAR, K.: Artificial neural network (ANN) based model predictive control (MPC) and optimization of HVAC systems: A state of the art review and case study of a residential HVAC system. In: *Energy and Buildings* 141 (2017), S. 96-113. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2017.02.012>. ISSN 03787788
- [4] AFRASIABIAN, E.; DOUGLAS, R.; GERON, M.; CUNNINGHAM, G.: A numerical evaluation of a novel recovery fresh air heat pump concept for a generic electric bus. In: *Applied Thermal Engineering* 209 (2022), S. 118181. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118181>. ISSN 13594311
- [5] AKBARZADEH, M.; KALOGIANNIS, T.; JAGUEMONT, J.; JIN, L.; BEHI, H.; KARIMI, D.; BEHESHTI, H.; VAN MIERLO, J.; BERECIBAR, M.: A comparative study between air cooling and liquid cooling thermal management systems for a high-energy lithium-ion battery module. In: *Applied Thermal Engineering* 198 (2021), S. 117503. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117503>. ISSN 13594311
- [6] AL HADDAD, R.; BASMA, H.; MANSOUR, C.: Analysis of heat pump performance in battery electric buses. In: *32nd International Conference*

- on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems* (2020)
- [7] BANTE, P. R.; THOSAR, A. G.; SRIKANTH, S.: *Fuzzy Logic Controller for HVAC System of Passenger Car for Cooling Application*. Singapore: Springer Singapore, 2022. http://dx.doi.org/10.1007/978-981-16-9033-4_54. ISBN 978-981-16-9032-7
- [8] BAREIB, M.; VORGERD, D.: Thermal Management for Electrically Operated City Buses. In: *ATZ worldwide* 121 (2019), Nr. 2, S. 50–53
- [9] BAUML, T.; DVORAK, D.; FROHNER, A.; SIMIC, D.: Simulation and Measurement of an Energy Efficient Infrared Radiation Heating of a Full Electric Vehicle. In: *2014 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC)*, IEEE, 2014. <http://dx.doi.org/10.1109/VPPC.2014.7007129>. ISBN 978-1-4799-6783-4, S. 1–6
- [10] BEHI, H.; KARIMI, D.; BEHI, M.; JAGUEMONT, J.; GHANBARPOUR, M.; BEHNI, M.; BERECIBAR, M.; VAN MIERLO, J.: Thermal management analysis using heat pipe in the high current discharging of lithium-ion battery in electric vehicles. In: *Journal of Energy Storage* 32 (2020), S. 101893. <http://dx.doi.org/10.1016/j.est.2020.101893>. ISSN 2352152X
- [11] BELLOCCHI, S.; LEO GUIZZI, G.; MANNO, M.; SALVATORI, M.; ZACCAGNINI, A.: Reversible heat pump HVAC system with regenerative heat exchanger for electric vehicles: Analysis of its impact on driving range. In: *Applied Thermal Engineering* 129 (2018), S. 290–305. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.10.020>. ISSN 13594311
- [12] BEUCHER, O.: *Signale und Systeme: Theorie, Simulation, Anwendung*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2019. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-662-58044-8>. ISBN 978-3-662-58043-1
- [13] BHURSE, S. S.; BHOLE, A. A.: A Review of Regenerative Braking in Electric Vehicles. In: *Internat2018 International Conference on Computation of Power, Energy, Information and Communication (ICCPEIC)*. <http://dx.doi.org/10.1109/ICCPEIC.2018.8525157>, S. 363–367
- [14] BMU: *EU-Klimapolitik*. <https://www.bmu.de/themen/klima-energie/klimaschutz/eu-klimapolitik/>, Abruf: 21.01.2021

-
- [15] BÖCKH, P.; WETZEL, T.: *Wärmeübertragung: Grundlagen und Praxis*. 7th ed. 2017. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg and Imprint: Springer Vieweg, 2017. ISBN 978–3–662–55480–7
- [16] BRUSEY, J.; HINTEA, D.; GAURA, E.; BELOE, N.: Reinforcement learning-based thermal comfort control for vehicle cabins. In: *Mechatronics* 50 (2018), S. 413–421. <http://dx.doi.org/10.1016/j.mechatronics.2017.04.010>. ISSN 09574158
- [17] BUIDIN, T. I. C.; MARIASIU, F.: Battery Thermal Management Systems: Current Status and Design Approach of Cooling Technologies. In: *Energies* 14 (2021), Nr. 16, S. 4879. <http://dx.doi.org/10.3390/en14164879>
- [18] CHAO, Z.; XIAOHONG, C.: Optimizing Battery Electric Bus Transit Vehicle Scheduling with Battery Exchanging: Model and Case Study. In: *Procedia - Social and Behavioral Sciences* 96 (2013), S. 2725–2736. <http://dx.doi.org/10.1016/j.sbspro.2013.08.306>. ISSN 18770428
- [19] CHEN, D.; JIANG, J.; KIM, G.-H.; YANG, C.; PESARAN, A.: Comparison of different cooling methods for lithium ion battery cells. In: *Applied Thermal Engineering* 94 (2016), S. 846–854. ISSN 13594311
- [20] CHIRIAC, G.; LUCACHE, D.-D.; NITUCA, C.; GABOR, G.: Aspects Regarding the Heating of Electric Buses. In: *2021 International Conference on Electromechanical and Energy Systems (SIELMEN)*, IEEE, 2021. <http://dx.doi.org/10.1109/SIELMEN53755.2021.9600435>. ISBN 978–1–6654–0078–7, S. 481–486
- [21] COLMENAR-SANTOS, A.; TERÁN DE LOBER, L. N.; BORGE-DIEZ, D.; CASTRO-GIL, M.: Solutions to reduce energy consumption in the management of large buildings. In: *Energy and Buildings* 56 (2013), S. 66–77. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2012.10.004>. ISSN 03787788
- [22] CVOK, I.; ŠKUGOR, B.; DEUR, J.: Control trajectory optimisation and optimal control of an electric vehicle HVAC system for favourable efficiency and thermal comfort. In: *Optimization and Engineering* 22 (2021), Nr. 1, S. 83–102. <http://dx.doi.org/10.1007/s11081-020-09515-w>. ISSN 1389–4420
- [23] DAS EUROPÄISCHE PARLAMENT UND DER RAT DER EUROPÄISCHEN UNION: *Richtlinie 2001/85/EG*. 2001

- [24] DAS EUROPÄISCHE PARLAMENT UND DER RAT DER EUROPÄISCHEN UNION: *Richtlinie 2006/40/EG*. 2006
- [25] DAS EUROPÄISCHE PARLAMENT UND DER RAT DER EUROPÄISCHEN UNION: *Richtlinie 2007/46/EG*. 2007
- [26] DAS SHARMA, K.; CHATTERJEE, A.; RAKSHIT, A.: *Intelligent Control: A Stochastic Optimization Based Adaptive Fuzzy Approach*. Singapore: Springer Singapore, 2018. <http://dx.doi.org/10.1007/978-981-13-1298-4>. ISBN 978-981-13-1297-7
- [27] DEHLI, M.; DOERING, E.; SCHEDWILL, H.: *Grundlagen der Technischen Thermodynamik: Für eine praxisorientierte Lehre*. 10. Auflage 2023. Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH <https://link.springer.com/978-3-658-41250-0>. ISBN 9783658412500
- [28] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V.: *DIN EN ISO 7730: Ergonomie der thermischen Umgebung*. 2005
- [29] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V.: *DIN EN 14750-1: Bahnanwendungen – Luftbehandlung in Schienenfahrzeugen des innerstädtischen und regionalen Nahverkehrs*. 2006
- [30] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V.: *DIN EN 15240: Lüftung von Gebäuden - Gesamtenergieeffizienz von Gebäuden - Leitlinien für die Inspektion von Klimaanlage*. Berlin, 2007
- [31] DITTMAR, R.: *Advanced Process Control: PID-Basisregelungen, Vermaschte Regelungsstrukturen, Softsensoren, Model Predictive Control*. München, Wien: De Gruyter Oldenbourg, 2017. ISBN 9783110499575
- [32] DONNELLY, J.: *Needing a Lift, (Maybe) Finding It*. <https://www.hemmings.com/stories/article/needing-a-lift-maybe-finding-it>, Abruf: 02.05.2021
- [33] DRAGE, P.; HINTEREGGER, M.; ZOTTER, G.; ŠIMEK, M.: Kabinenkonditionierung für Elektrofahrzeuge. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 121 (2019), Nr. 2, S. 46–51. <http://dx.doi.org/10.1007/s35148-018-0217-y>. ISSN 0001-2785
- [34] DRÖSCHEL, W.; WIEMERS, M.: *Das V-Modell 97: Der Standard für die Entwicklung von IT-Systemen mit Anleitung für den Praxiseinsatz*. München: De Gruyter Oldenbourg, 1999. <http://dx.doi.org/10.1515/9783486800265>. ISBN 3-486-25086-8

- [35] ECKSTEIN, J.; LÜKE, C.; BRUNSTEIN, F.; FRIEDEL, P.; KÖHLER, U.; TRÄCHTLER, A.: A Novel Approach Using Model Predictive Control to Enhance the Range of Electric Vehicles. In: *Procedia Technology* 26 (2016), S. 177–184. <http://dx.doi.org/10.1016/j.protcy.2016.08.024>. ISSN 22120173
- [36] EUROPÄISCHES PARLAMENT: *CO2-Emissionen von Autos: Zahlen und Fakten*. <https://www.europarl.europa.eu/news/de/headlines/society/20190313ST031218/co2-emissionen-von-autos-zahlen-und-fakten-infografik>, Abruf: 09.06.2021
- [37] EvoBUS GMBH: *Die Citaro Stadtbusse. Technische Information*. https://www.mercedes-benz-bus.com/content/dam/mbo/markets/common/buy/services-online/download-technical-brochures/images/content/regular-service-buses/citaro/citaro-09-21/TI_Citaro_Stadt_2021-DE.pdf, Abruf: 30.01.2023
- [38] EvoBUS GMBH: *Der eCitaro. Technische Information*. https://www.mercedes-benz-bus.com/content/dam/mbo/markets/common/buy/services-online/download-technical-brochures/images/content/regular-service-buses/ecitaro/ecitaro-09-21/TI_eCitaro_2021-DE.pdf, Abruf: 30.01.2023
- [39] FANGER, P.: *Thermal comfort: Analysis and applications in environmental engineering*. Copenhagen: Danish Technical Press, 1970
- [40] FAYAZ, H.; AFZAL, A.; SAMEE, A. D. M.; SOUDAGAR, M. E. M.; AKRAM, N.; MUJTABA, M. A.; JILTE, R. D.; ISLAM, M. T.; AĞBULUT, Ü.; SALEEL, C. A.: Optimization of Thermal and Structural Design in Lithium-Ion Batteries to Obtain Energy Efficient Battery Thermal Management System (BTMS): A Critical Review. In: *Archives of computational methods in engineering : state of the art reviews* (2021), S. 1–66. <http://dx.doi.org/10.1007/s11831-021-09571-0>
- [41] GÖHLICH, D.; FAY, T.-A.; JEFFERIES, D.; LAUTH, E.; KUNITH, A.; ZHANG, X.: Design of urban electric bus systems. In: *Design Science* 4 (2018). <http://dx.doi.org/10.1017/dsj.2018.10>
- [42] GRASSI, W.: *Heat Pumps*. Cham: Springer International Publishing, 2018. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-319-62199-9>. ISBN 978-3-319-62198-2

- [43] HADDAD, R. A.; BASMA, H.; MANSOUR, C.: Modeling and control of heat pump system for battery electric buses. <http://dx.doi.org/10.1177/09544070211069465>, S. 3201–3220
- [44] HAQ, E. U.; LYU, C.; XIE, P.; YAN, S.; AHMAD, F.; JIA, Y.: Implementation of home energy management system based on reinforcement learning. In: *Energy Reports* 8 (2022), S. 560–566. <http://dx.doi.org/10.1016/j.egy.2021.11.170>. ISSN 23524847
- [45] HAZARIKA, M. M.; RAMGOPAL, M.; BHATTACHARYYA, S.: Studies on Performance Improvement of an R744 Transcritical Refrigeration System Using Dedicated Mechanical Subcooling. Version: 2021. In: RAMGOPAL, M. (Hrsg.); ROUT, S. K. (Hrsg.); SARANGI, S. K. (Hrsg.): *Advances in Air Conditioning and Refrigeration*. Singapore: Springer Singapore, 2021 (Lecture Notes in Mechanical Engineering). http://dx.doi.org/10.1007/978-981-15-6360-7_4. ISBN 978–981–15–6359–1, S. 33–44
- [46] HE, H.; YAN, M.; SUN, C.; PENG, J.; LI, M.; JIA, H.: Predictive air-conditioner control for electric buses with passenger amount variation forecast. In: *Applied Energy* 227 (2018), S. 249–261. <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.08.181>. ISSN 03062619
- [47] HEBISCH, H.: *Grundlagen der Sliding-Mode-Regelung*. Duisburg, Gerhard-Mercator-Universität, Forschungsbericht Nr. 15/95, 1995
- [48] HENLE, J.; STOFFEL, M.; SCHINDEWOLF, M.; NAGELE, A.-T.; SAX, E.: Architecture platforms for future vehicles: a comparison of ROS2 and Adaptive AUTOSAR. In: *2022 IEEE 25th International Conference on Intelligent Transportation Systems (ITSC)*, IEEE, 2022. <http://dx.doi.org/10.1109/ITSC55140.2022.9921894>. ISBN 978–1–6654–6880–0, S. 3095–3102
- [49] HOMOD, R.; SAHARI, K.; MOHAMED, H.; NAGI, F.: Hybrid PID-cascade control for HVAC system. In: *International Journal of Systems Control* 1 (2010)
- [50] HONEYWELL: *Solstice®yf Properties and Materials Compatibility*. <https://www.honeywell-refrigerants.com/europe/product/solstice-yf-refrigerant/>, Abruf: 03.06.2021
- [51] HUANG, J.; SHOAI NAINI, S.; MILLER, R.; RIZZO, D.; SEBECK, K.; SHURIN, S.; WAGNER, J.: Development of a heat pipe–based battery thermal management system for hybrid electric vehicles. In:

- Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 234 (2020), Nr. 6, S. 1532–1543. <http://dx.doi.org/10.1177/0954407019899588>. ISSN 0954–4070
- [52] HUANG, Y.; KHAJEPOUR, A.; BAGHERI, F.; BAHRAMI, M.: Modelling and optimal energy-saving control of automotive air-conditioning and refrigeration systems. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 231 (2017), Nr. 3, S. 291–309. <http://dx.doi.org/10.1177/0954407016636978>. ISSN 0954–4070
- [53] HUANG, Y.; KHAJEPOUR, A.; DING, H.; BAGHERI, F.; BAHRAMI, M.: An energy-saving set-point optimizer with a sliding mode controller for automotive air-conditioning/refrigeration systems. In: *Applied Energy* 188 (2017), S. 576–585. <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.12.033>. ISSN 03062619
- [54] ICHA, P.; LAUF, T. ; UMWELTBUNDESAMT (Hrsg.): *Entwicklung der spezifischen Treibhausgas-Emissionen des deutschen Strommix in den Jahren 1990 - 2022*
- [55] INTERNATIONAL ASSOCIATION OF PUBLIC TRANSPORT: *Standardised On-Road Tests Cycles (SORT)*. <https://www.uitp.org/publications/uitp-sort-e-sort-brochures/>
- [56] IPCC (Hrsg.): *Climate change 2013: The physical science basis Working Group I contribution to the Fifth assessment report of the Intergovernmental Panel on Climate Change*. New York: Cambridge University Press, 2013
- [57] JAIN, A.; SMARRA, F.; RETICCIOLI, E.; D’INNOCENZO, A.; MORARI, M.: NeurOpt: Neural network based optimization for building energy management and climate control. (2020). <http://arxiv.org/pdf/2001.07831v2>
- [58] KHAYYAM, H.: Adaptive intelligent control of vehicle air conditioning system. In: *Applied Thermal Engineering* 51 (2013), Nr. 1-2, S. 1154–1161. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.10.028>. ISSN 13594311
- [59] KILLIAN, M.; MAYER, B.; SCHIRRER, A.; KOZEK, M.: Verteilte kooperative modellprädiktive Temperaturregelung für komplexe Gebäude. In: *e &*

- i Elektrotechnik und Informationstechnik* 132 (2015), Nr. 8, S. 474–480. <http://dx.doi.org/10.1007/s00502-015-0374-6>. ISSN 0932–383X
- [60] KNOTE, T.: *Ansätze zur Standardisierung und Zielkosten für Elektrobusse*. Fraunhofer-Institut für Verkehrs- und Infrastruktursysteme IVI, 2017
- [61] KOSACK, P.; KONIKKARA, R. F.; TEUTSCH, R.; HOFFMANN, S.: Entwicklung und Implementierung von Infrartheizungen für Fahrzeugkabinen und deren messtechnische Beurteilung bezüglich thermischer Behaglichkeit. Version: 2021. In: BERNS, K. (Hrsg.); DRESSLER, K. (Hrsg.); KALMAR, R. (Hrsg.); STEPHAN, N. (Hrsg.); TEUTSCH, R. (Hrsg.); THUL, M. (Hrsg.): *Commercial Vehicle Technology 2020/2021*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2021 (Proceedings). http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-29717-6_20. ISBN 978–3–658–29716–9, S. 291–307
- [62] KOURA: *R407C Refrigerant – Klea® 407C*. <https://www.kouraglobal.com/products/refrigeration/r407c-refrigerant-klea407c/index.html>, Abruf: 08.06.2021
- [63] KRAFT, W.; STAHL, V.; VETTER, P.: Thermal Storage Using Metallic Phase Change Materials for Bus Heating—State of the Art of Electric Buses and Requirements for the Storage System. In: *Energies* 13 (2020), Nr. 11, S. 3023. <http://dx.doi.org/10.3390/en13113023>
- [64] KRAFTFAHRT-BUNDESAMT: Projektbericht über Versuche mit Fahrzeugen zur Entflammung und HF-Exposition mit Fahrzeugklimaanlagen bei Verwendung von R1234yf. 2013. https://www.umweltbundesamt.de/sites/default/files/medien/378/dokumente/2013_10_08_bericht_kba_zu_kaeltemitteln_de.pdf
- [65] KUBAISI, R.: *Adaptive Regenerative Braking in Electric Vehicles*, Karlsruher Institut für Technologie, Dissertation, 2018
- [66] KÜVELER, G.; SCHWOCH, D.: Das ISO/OSI — Schichtenmodell der Datenkommunikation. Version: 2003. In: KÜVELER, G. (Hrsg.); SCHWOCH, D. (Hrsg.): *Informatik für Ingenieure*. Braunschweig und Wiesbaden: Vieweg, 2003 (Viewegs Fachbücher der Technik). http://dx.doi.org/10.1007/978-3-663-01369-3_22. ISBN 978–3–528–34952–3, S. 446–451
- [67] LAJUNEN, A.; HADDEN, T.; HIRMIZ, R.; COTTON, J.; EMADI, A.: Thermal energy storage for increasing heating performance and efficiency in elec-

- tric vehicles. In: *2017 IEEE Transportation Electrification Conference and Expo (ITEC)*, IEEE, 2017. <http://dx.doi.org/10.1109/ITEC.2017.7993253>. ISBN 978-1-5090-3953-1, S. 95-100
- [68] LEIGHTON, D.: Combined Fluid Loop Thermal Management for Electric Drive Vehicle Range Improvement. In: *SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems* 8 (2015), Nr. 2, S. 711-720. <http://dx.doi.org/10.4271/2015-01-1709>. ISSN 1946-4002
- [69] LI, B.; KUO, H.; WANG, X.; CHEN, Y.; WANG, Y.; GERADA, D.; WORALL, S.; STONE, I.; YAN, Y.: Thermal Management of Electrified Propulsion System for Low-Carbon Vehicles. In: *Automotive Innovation* 3 (2020), Nr. 4, S. 299-316. <http://dx.doi.org/10.1007/s42154-020-00124-y>. ISSN 2096-4250
- [70] LI, H.; CAO, F.; BU, X.; WANG, L.; WANG, X.: Performance characteristics of R1234yf ejector-expansion refrigeration cycle. In: *Applied Energy* 121 (2014), S. 96-103. <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.01.079>. ISSN 03062619
- [71] LI, J.-Q.: Transit Bus Scheduling with Limited Energy. In: *Transportation Science* 48 (2014), Nr. 4, 521-539. <http://dx.doi.org/10.1287/trsc.2013.0468>. ISSN 0041-1655
- [72] LI, Y.; ZHANG, J.; LV, C.; KONG, D.; HE, C.: Research of Regenerative Braking System for Electrified Buses Equipped with a Brake Resistor. In: *2013 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC)*, IEEE, 2013. <http://dx.doi.org/10.1109/VPPC.2013.6671704>. ISBN 978-1-4799-0720-5, S. 1-5
- [73] LIEBERS, M.; TRETSIAK, D.; KLEMENT, S.; BÄKER, B.; WIEMANN, P.: Using Air Walls for the Reduction of Open-Door Heat Losses in Buses. In: *SAE International Journal of Commercial Vehicles* 10 (2017), Nr. 2, S. 423-433. <http://dx.doi.org/10.4271/2017-01-9179>. ISSN 1946-3928
- [74] LIM, T. H.; SHIN, Y.; KIM, S.; KWON, C.: Predictive control of car refrigeration cycle with an electric compressor. In: *Applied Thermal Engineering* 127 (2017), S. 1223-1232. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.08.125>. ISSN 13594311
- [75] LOWEN, R.; VERSCHOREN, A.: *Mathematical modelling*. Bd. 24: *Applications of fuzzy control, genetic algorithms and neural networks*. 2nd ed. Dordrecht: Springer, 2008. ISBN 978-1-4020-6667-2

- [76] LUO, M.: *The Dynamics and Mechanism of Human Thermal Adaptation in Building Environment*. Singapore: Springer Singapore, 2020. <http://dx.doi.org/10.1007/978-981-15-1165-3>. ISBN 978-981-15-1164-6
- [77] MAHMOUD, M. S.: *Fuzzy Control, Estimation and Diagnosis*. Cham: Springer International Publishing, 2018. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-319-54954-5>. ISBN 978-3-319-54953-8
- [78] MAINA, P.; HUAN, Z.: A review of carbon dioxide as a refrigerant in refrigeration technology. In: *South African Journal of Science* 111 (2015), Nr. 9/10. <http://dx.doi.org/10.17159/SAJS.2015/20140258>. ISSN 00382353
- [79] MATHEUS, K.; KÖNIGSEDER, T.: *Automotive Ethernet*. Cambridge University Press, 2021. <http://dx.doi.org/10.1017/9781108895248>. ISBN 9781108895248
- [80] McDOWALL, R.: *Fundamentals of HVAC systems: SI edition*. 1st ed. Atlanta Ga and Amsterdam and Boston: American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers eLearning and Elsevier, 2007. ISBN 0123739985
- [81] MILANI, F.; BEIDL, C.: Cloud-based Vehicle Functions: Motivation, Use-cases and Classification. In: *2018 IEEE Vehicular Networking Conference (VNC)*. <http://dx.doi.org/10.1109/VNC.2018.8628342>, 1–4
- [82] MILANI, F.; FOELL, M.; BEIDL, C.: *Suitability Analysis for Cloud-based Vehicle Functions*. 2019
- [83] OBERGFELL, P.: *Entwurfsmethodik für hybride Software- und Systemarchitektur*, Karlsruher Institut für Technologie, Dissertation, 2021
- [84] PARSONS, K. C.: *Human thermal environments: The effects of hot, moderate, and cold environments on human health, comfort, and performance*. 2nd ed. London and New York: Taylor & Francis, 2003. ISBN 0415237939
- [85] PATHAK, A.; BINDER, M.; CHANG, F.; ONGEL, A.; LIENKAMP, M.: Analysis of the Influence of Air Curtain on Reducing the Heat Infiltration and Costs in Urban Electric Buses. In: *International Journal of Automotive Technology* 21 (2020), Nr. 1, S. 147–157. <http://dx.doi.org/10.1007/s12239-020-0015-x>. ISSN 1229-9138

- [86] PREVIATI, G.; MASTINU, G.; GOBBI, M.: Thermal Management of Electrified Vehicles—A Review. In: *Energies* 15 (2022), Nr. 4, S. 1326. <http://dx.doi.org/10.3390/en15041326>
- [87] PRO KÜHLSOLE GMBH; PRO KÜHLSOLE GMBH (Hrsg.): *Glykosol N Datenblatt*. https://www.glykolundsole.de/Downloaddateien/Glykosol_N_Datenblatt_D.pdf
- [88] PROF. DR.-ING. ACHIM TROGISCH: Definition des Begriffes „Klimaanlage“. In: *KI Kälte Luft Klimatechnik* (2013), Nr. 11, 28–33. https://www.ki-portal.de/wp-content/uploads/2013/11/KI_11_2013_Wissenschaft-Trogisch.pdf
- [89] PROF. DR.-ING. PETER MARX: Wirkungsgrad - Vergleich zwischen Fahrzeugen mit Verbrennungsmotor und Fahrzeugen mit Elektromotor. In: *DER ELEKTRO-FACHMANN* (2015), Nr. 62
- [90] RAMAN, N. S.; DEVRAJ, A. M.; BAROOAH, P.; MEYN, S. P.: Reinforcement Learning for Control of Building HVAC Systems. In: *2020 American Control Conference (ACC)*, IEEE, 2020 ISBN 978–1–5386–8266–1, S. 2326–2332
- [91] RE, L.; ALLGÖWER, F.; GLIELMO, L.; GUARDIOLA, C.; KOLMANOVSKY, I.: *Lecture Notes in Control and Information Sciences*. Bd. 402: *Automotive Model Predictive Control: Models, Methods and Applications*. Springer-Verlag London. <http://dx.doi.org/10.1007/978-1-84996-071-7>. ISBN 9781849960717
- [92] REHRL, J.; HORN, M.: Model Predictive Control for Heating Ventilating and Air Conditioning Systems. In: *PAMM* 11 (2011), Nr. 1, S. 833–834. <http://dx.doi.org/10.1002/pamm.201110405>. ISSN 16177061
- [93] REIF, K.: *Automobilelektronik: Eine Einführung für Ingenieure*. 5., überarb. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2014 (ATZ-MTZ-Fachbuch). <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-05048-1>. ISBN 3658050470
- [94] REUTER, M.; ZACHER, S.: *Regelungstechnik für Ingenieure: Analyse, Simulation und Entwurf von Regelkreisen*. 12., korrigierte und erweiterte Auflage. Wiesbaden: Vieweg +Teubner / GWV Fachverlage GmbH Wiesbaden, 2008. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-8348-9504-2>. ISBN 9783834895042

- [95] ROJAS, J. D.; ARRIETA, O.; VILANOVA, R.: *Industrial PID Controller Tuning*. Cham: Springer International Publishing, 2021. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-030-72311-8>. ISBN 978-3-030-72310-1
- [96] RONY, R.; YANG, H.; KRISHNAN, S.; SONG, J.: Recent Advances in Transcritical CO₂ (R744) Heat Pump System: A Review. In: *Energies* 12 (2019), Nr. 3, S. 457. <http://dx.doi.org/10.3390/en12030457>
- [97] SARBU, I.; DORCA, A.: Review on heat transfer analysis in thermal energy storage using latent heat storage systems and phase change materials. In: *International Journal of Energy Research* 43 (2019), Nr. 1, S. 29–64. <http://dx.doi.org/10.1002/er.4196>. ISSN 0363-907X
- [98] SAX, E. (Hrsg.): *Automatisiertes Testen Eingebetteter Systeme in der Automobilindustrie*. Hanser (Hanser eLibrary). <http://dx.doi.org/10.3139/9783446419018>. ISBN 9783446419018
- [99] SCHILD, K.: *Wärmeschutz: Grundlagen – Berechnung – Bewertung*. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag / Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH Wiesbaden, 2011 (SpringerLink Bücher). <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-8348-8145-8>. ISBN 9783834881458
- [100] SCHNELL, G. (Hrsg.); WIEDEMANN, B. (Hrsg.): *Bussysteme in der Automatisierungs- und Prozesstechnik: Grundlagen, Systeme und Trends der industriellen Kommunikation*. 6., überarbeitete und aktualisierte Auflage. Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2006 (SpringerLink Bücher). <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-8348-9108-2>. ISBN 9783834891082
- [101] SCHREIBER, R. ; ELECTRIVE.NET (Hrsg.): *Wie hat sich der Markt für Stadtbusse in Europa entwickelt?* <https://www.electrive.net/2023/02/16/wie-hat-sich-der-markt-fuer-stadtbusse-in-europa-entwickelt/>, Abruf: 25.07.2023
- [102] SCHÜPPEL, F.: *Optimierung des Heiz- und Klimakonzepts zur Reduktion der Wärme- und Kälteleistung im Fahrzeug*. Technische Universität Berlin, Fakultät für Verkehrs- und Maschinensysteme and Eric Cuvillier, Dissertation
- [103] SMITH, R.: *Design Considerations for HVAC Systems in Wide-Body Commercial Aircraft*. Mechanical Engineering and Materials Science Independent Study 162, 2021

- [104] STARON, M.: *Automotive Software Architectures*. Cham: Springer International Publishing, 2017. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-319-58610-6>. ISBN 978-3-319-58609-0
- [105] STOLL, H. F.: *Die (re-)konfigurierbare Fahrzeugarchitektur*, Dissertation, 2021
- [106] STREICHERT, T.; TRAUB, M.: *Elektrik/Elektronik-Architekturen im Kraftfahrzeug*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2012. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-25478-9>. ISBN 978-3-642-25477-2
- [107] STUTTGARTER STRAßENBAHNEN AG: *SSB Zahlenspiegel 2022*. <https://www.ssb-ag.de/index.php?eID=dumpFile&t=f&dow nload=1&f=25781&token=ac29cab03d4cb53e8cec711d263677c92d902c62>
- [108] SUH, I.-S.; LEE, M.; KIM, J.; OH, S. T.; WON, J.-P.: Design and experimental analysis of an efficient HVAC (heating, ventilation, air-conditioning) system on an electric bus with dynamic on-road wireless charging. In: *Energy* 81 (2015), S. 262–273. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2014.12.038>. ISSN 03605442
- [109] TAIQUAN, L.: *Thermal Management Solutions for Battery Electric Buses in Cold Climates*, Master's Thesis, 2019
- [110] TANYERI, M.; BASLAMISLI, S.: Prediction of the annual heat load of an articulated electric urban bus. In: *Journal of Thermal Sciences and Technology* (2019)
- [111] TIBBA, G.; MALZ, C.; STOERMER, C.; NAGARAJAN, N.; ZHANG, L.; CHAKRABORTY, S.: Testing automotive embedded systems under X-in-the-loop setups. In: LIU, F. (Hrsg.): *Proceedings of the 35th International Conference on Computer-Aided Design*. New York, NY, USA: ACM, 2016. <http://dx.doi.org/10.1145/2966986.2980076>. ISBN 9781450344661, S. 1–8
- [112] TRAUB, M.; MAIER, A.; BARBEHON, K. L.: Future Automotive Architecture and the Impact of IT Trends. In: *IEEE SOFTWARE* 34 (2017), Nr. 3, S. 27–32. <http://dx.doi.org/10.1109/MS.2017.69>. ISSN 0740-7459
- [113] TRÖSTER, F.: *Regelungs- und Steuerungstechnik für Ingenieure: Band 1: Regelungstechnik*. 4. Auflage. Berlin/Boston: De Gruyter, 2015. ISBN 9783110411140

- [114] VALEO THERMAL COMMERCIAL VEHICLES GERMANY GMBH: *Thermo Plus Datasheet*. https://www.valeo-thermalbus.com/media/Document/4166/Valeo_Thermo-plus_07.2022_en.pdf. Version: 2022
- [115] VEHVILÄINEN, M.; LAVIKKA, R.; RANTALA, S.; PAAKKINEN, M.; LAURILA, J.; VAINIO, T.: Setting Up and Operating Electric City Buses in Harsh Winter Conditions. In: *Applied Sciences* 12 (2022), Nr. 6, S. 2762. <http://dx.doi.org/10.3390/app12062762>
- [116] VERBAND DEUTSCHER VERKEHRSUNTERNEHMEN: *VDV-Schrift 236: Klimatisierung von Linienbussen der Zulassungsklassen I (Stadtbus) und II (Überlandbus), für konventionell angetriebene Diesel- und Gasbusse als auch für Hybrid-, Brennstoffzellen- und Elektrobusse*. 11/2018
- [117] VERBAND DEUTSCHER VERKEHRSUNTERNEHMEN: *VDV-Schrift 260: DC-Ladeinfrastruktur für Elektrobusse*. 01/2022
- [118] WANG, Q.; PING, P.; ZHAO, X.; CHU, G.; SUN, J.; CHEN, C.: Thermal runaway caused fire and explosion of lithium ion battery. In: *Journal of Power Sources* 208 (2012), S. 210–224. <http://dx.doi.org/10.1016/j.jpowsour.2012.02.038>. ISSN 03787753
- [119] WANG, X.; LIU, S.; ZHANG, Y.; LV, S.; NI, H.; DENG, Y.; YUAN, Y.: A Review of the Power Battery Thermal Management System with Different Cooling, Heating and Coupling System. In: *Energies* 15 (2022), Nr. 6, S. 1963. <http://dx.doi.org/10.3390/en15061963>
- [120] WANG, Y.; GAO, Q.; WANG, H.: Structural design and its thermal management performance for battery modules based on refrigerant cooling method. In: *International Journal of Energy Research* 45 (2021), Nr. 3, S. 3821–3837. <http://dx.doi.org/10.1002/er.6035>. ISSN 0363–907X
- [121] WANG, Y.; DONG, J.; JIA, S.; HUANG, L.: Experimental comparison of R744 and R134a heat pump systems for electric vehicle application. In: *International Journal of Refrigeration* 121 (2021), S. 10–22. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.10.026>. ISSN 01407007
- [122] WANG, Z.; LIAO, X.; ZHAO, X.; HAN, K.; TIWARI, P.; BARTH, M. J.; WU, G.: A Digital Twin Paradigm: Vehicle-to-Cloud Based Advanced Driver Assistance Systems. In: *2020 IEEE 91st Vehicular Technology Conference (VTC2020-Spring)*, IEEE, 2020. <http://dx.doi.org/10.1109/VTC2020-Spring48590.2020.9128938>. ISBN 978–1–7281–5207–3, S. 1–6

- [123] WENDLAND, R.: *Ein Beitrag zur thermischen Auslegung von Fahrzeug-Batteriesystemen*. Braunschweig, Technische Universität Carolo-Wilhelmina, Dissertation, 2020
- [124] WEUSTENFELD, T. A.; BAUER-KUGELMANN, W.; MENKEN, J. C.; STRASSER, K.; KOEHLER, J.: Heat flow rate based thermal management for electric vehicles using a secondary loop heating and cooling system. In: *Proceedings of the Vehicle Thermal Management Systems Symposium and Exhibition (VTMS)* (2015)
- [125] WINNER, H.; HAKULI, S.; LOTZ, F.; SINGER, C.: *Handbuch Fahrerassistenzsysteme*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-05734-3>. ISBN 978-3-658-05733-6
- [126] WIRTSCHAFTSKOMMISSION FÜR EUROPA DER VEREINTEN NATIONEN: *Regelung Nr. 107: Einheitliche Bestimmungen für die Genehmigung von Fahrzeugen der Klassen M2 oder M3 hinsichtlich ihrer allgemeinen Konstruktionsmerkmale*. 2018 / 237. 2018-02-23
- [127] WU, W.; WANG, S.; WU, W.; CHEN, K.; HONG, S.; LAI, Y.: A critical review of battery thermal performance and liquid based battery thermal management. In: *Energy Conversion and Management* 182 (2019), S. 262–281. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2018.12.051>. ISSN 01968904
- [128] YU, X.; JIANG, R.; LU, G.; LIU, H.; TONG, Y.; QIAN, G.; HUANG, R.; LI, Z.: A novel energy-economic-environmental evaluation model for heat pump air conditioners integrated with waste heat recovery in electric vehicles. In: *Case Studies in Thermal Engineering* 41 (2023), S. 102605. <http://dx.doi.org/10.1016/j.csite.2022.102605>. ISSN 2214157X
- [129] ZHANG, Z.; WANG, J.; FENG, X.; CHANG, L.; CHEN, Y.; WANG, X.: The solutions to electric vehicle air conditioning systems: A review. In: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 91 (2018), S. 443–463. ISSN 13640321
- [130] ZHANG, Z.; LIU, C.; CHEN, X.; ZHANG, C.; CHEN, J.: Annual energy consumption of electric vehicle air conditioning in China. In: *Applied Thermal Engineering* 125 (2017), S. 567–574. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.07.032>. ISSN 13594311

- [131] ZHAO, J.; ZHU, N.; WU, Y.: The analysis of energy consumption of a commercial building in Tianjin, China. In: *Energy Policy* 37 (2009), Nr. 6, S. 2092–2097. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enpol.2008.11.043>. ISSN 03014215
- [132] ZHU, X.; XIE, W.; WU, J.; MIAO, Y.; XIANG, C.; CHEN, C.; GE, B.; GAN, Z.; YANG, F.; ZHANG, M.; O'HARE, D.; LI, J.; GE, T.; WANG, R.: Recent advances in direct air capture by adsorption. In: *Chemical Society reviews* 51 (2022), Nr. 15, S. 6574–6651. <http://dx.doi.org/10.1039/d1cs00970b>
- [133] ZIMMERMANN, W.; SCHMIDGALL, R.: *Bussysteme in der Fahrzeugtechnik*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2014. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-02419-2>. ISBN 978-3-658-02418-5
- [134] ZOHURI, B.: *Heat Pipe Design and Technology: Modern Applications for Practical Thermal Management*. 2nd ed. 2016. Cham: Springer International Publishing and Imprint: Springer, 2016. ISBN 9783319298412
- [135] ZOU, H.; WANG, W.; ZHANG, G.; QIN, F.; TIAN, C.; YAN, Y.: Experimental investigation on an integrated thermal management system with heat pipe heat exchanger for electric vehicle. In: *Energy Conversion and Management* 118 (2016), S. 88–95. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2016.03.066>. ISSN 01968904

Eigene Veröffentlichungen

- [SJRS21] SOMMER, Martin; JUNK, Carolin; RÖSCH, Tobias; SAX, Eric: Intelligent Control of HVAC Systems in Electric Buses. Version: 2021. In: AHRAM, Tareq (Hrsg.); TAIAR, Redha (Hrsg.); GROFF, Fabienne (Hrsg.): *Human Interaction, Emerging Technologies and Future Applications IV* Bd. 1378. Cham: Springer International Publishing, 2021. http://dx.doi.org/10.1007/978-3-030-74009-2_9. ISBN 978-3-030-73270-7, S. 68–75
- [SSR21] SOMMER, Martin; SAX, Eric; RÖSCH, Tobias: Model Predictive HVAC Control with disturbance variable forecasting for city buses. In: *2021 International Conference on Electrical, Computer, Communications and Mechatronics Engineering (ICECCME)*, IEEE, 2021. <http://dx.doi.org/10.1109/ICECCME52200.2021.9591111>. ISBN 978-1-6654-1262-9, S. 1–7
- [RSS22] RÖSCH, Tobias; SOMMER, Martin; SAX, Eric: Adaptive application development and integration process for modern automotive software. In: *2022 8th International Conference on Computer Technology Applications*. New York, NY, USA: ACM, 2022. <http://dx.doi.org/10.1145/3543712.3543718>. ISBN 9781450396226, S. 85–90
- [RRS+23] RÖSCH, Tobias; RAGHURAMAN, Sunilkumar; SOMMER, Martin; JUNK, Carolin; BAUMANN, Daniel; SAX, Eric: Multi-layer Approach for Energy Consumption Optimization in Electric Buses. In: *2023 IEEE 97th Vehicular Technology Conference (VTC2023-Spring)*, IEEE, 2023. <http://dx.doi.org/10.1109/VTC2023-Spring57618.2023.10199518>. ISBN 979-8-3503-1114-3, S. 1–6
- [SRS23] SOMMER, Martin; RÖSCH, Tobias; SAX, Eric: Fleet data used for self-learning functions in commercial vehicles. In: *17th International Conference Commercial Vehicles 2023* Bd. 2417, VDI Verlag, 2023 (VDI-Berichte). ISBN 978-3-18-092417-5, S. 81–91

- [BSD⁺24] BAUMANN, Daniel; SOMMER, Martin; DETTINGER, Falk; RÖSCH, Tobias; WEYRICH, Michael; SAX, Eric: Connected Vehicle: Ontology, Taxonomy and Use Cases. In: *2024 IEEE International Systems Conference (SysCon)*, 2024. <http://dx.doi.org/10.1109/SysCon61195.2024.10553586>, S. 1–6
- [SBR⁺24] SOMMER, Martin; BAUMANN, Daniel; RÖSCH, Tobias; DETTINGER, Falk; SAX, Eric; WEYRICH, Michael: Process for the Identification of Vehicle Functions for Cloud Offloading. In: *Intelligent Computing*. Cham: Springer Nature Switzerland, 2024. http://dx.doi.org/10.1007/978-3-031-62277-9_38. ISBN 978-3-031-62277-9, S. 596–608

Betreute studentische Arbeiten

- [Lin14] LINEK, Simon: *Developing a Neural Network Model Predictive Control for HVAC Systems in Urban Buses*, Masterarbeit, 14.06.2021, Karlsruher Institut für Technologie
- [Mit15] MITSIOS, Dionysis: *Modeling of a city bus HVAC System with the use of Artificial Neural Networks*, Bachelorarbeit, 15.06.2021, Karlsruher Institut für Technologie
- [Rau15] RAU, Robin: *Implementing a federated averaging algorithm for a neural network model predictive control of the HVAC system in city buses*, Bachelorarbeit, 15.10.2021, Karlsruher Institut für Technologie
- [Rom13] ROMIER, Lucas A.: *Disturbance Forecasting for a Model Predictive Control of HVAC Systems*, Bachelorarbeit, 13.12.2021, Karlsruher Institut für Technologie
- [Sch07] SCHMID, Tobias: *Systemintegration und Bereitstellung eines modell-prädiktiven Reglers im Kontext service-orientierter Architekturen*, Bachelorarbeit, 07.02.2022, Karlsruher Institut für Technologie
- [Hor01] HORNSTEIN, JUSTUS: *Integration and Evaluation of a Network Controlled HVAC System for a City Bus in a MiL Environment*, Bachelorarbeit, 01.04.2022, Karlsruher Institut für Technologie
- [Sch27] SCHMIDT, Sören: *Design of a Decision Algorithm for Shifting Cloud-Based Function in Connected Vehicles*, Bachelorarbeit, 27.10.2022, Karlsruher Institut für Technologie
- [Sto29] STOLLBRINK, Vincent: *Erweiterung eines HiL-Demonstrators um ein Closed-Loop-Fahrzeugmodell für das Testen cloudbasierter Funktionen*, Bachelorarbeit, 29.10.2022, Karlsruher Institut für Technologie
- [Lom23] LOMEN, Árpád: *Modeling of the Plant Controlled System of a Climate Control for a City Bus on a HiL Test Bench*, Masterarbeit, 23.12.2022, Karlsruher Institut für Technologie

- [Gan12] GANZ, Jan-Luca: *Process for identifying functions in a vehicle for possible relocation to the cloud*, Bachelorarbeit, 12.04.2023, Karlsruher Institut für Technologie
- [Jun10] JUNG, Ulf: *Modellierung, Simulation und energetische Optimierung von Wärmequellen elektrisch betriebener Stadtbusse*, Bachelorarbeit, 10.10.2023, Karlsruher Institut für Technologie