



Modellbildung, Simulation und optimale Steuerung des Kühlsystems eines Hybridfahrzeuges

D i s s e r t a t i o n

zur Erlangung des akademischen Grades eines
Doktors der technischen Wissenschaften

Vorgelegt

an der Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik
der Technischen Universität Graz

von

Dipl. -Ing. Filip Kitanoski

Graz, Juni 2010

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit am „Kompetenzzentrum - Das Virtuelle Fahrzeug Forschungsgesellschaft mbh (ViF)“. Die wissenschaftliche Betreuung dieser Arbeit erfolgte durch das Institut für Regelungs- und Automatisierungstechnik an der Technischen Universität Graz. In erster Linie gilt mein Dank Herrn Ao. Univ.-Prof. Dipl. -Ing. Dr. techn. Anton Hofer, der diese Arbeit stets mit außerordentlich großem Einsatz gefördert hat.

Darüber hinaus möchte ich mich bei den Mitarbeitern des gesamten Teams der „Area B“ bedanken, die mich während des Verfassens dieser Dissertation, so herzlich begleitet haben und die auf ganz unterschiedliche Art und Weise zum Gelingen der vorliegenden Arbeit beigetragen haben. Hervorzuheben sind an dieser Stelle Herr Dipl. -Ing. Dr. techn. Wolfgang Puntigam und Herr Dipl. -Ing. Günter Lang, welche die erforderlichen arbeits-technischen Rahmenbedingungen geschaffen haben und mir somit die Durchführung dieser Arbeit ermöglichten.

Mein besonderer Dank gilt natürlich auch den zahlreichen Partnerfirmen und deren hilfsbereiten Mitarbeitern, die diese Arbeit tatkräftig unterstützt haben.

Abschließend will ich auch all jenen Menschen danken, die mich während meines Lebens begleitet haben, insbesondere meiner Familie, die immer für mich da war und mich in all meinen Vorhaben unterstützt hat.

Graz, im Juni 2010.

Der Autor bedankt sich beim „Kplus Kompetenzzentrum-Programm“ des Österreichischen Bundesministeriums für Verkehr und Technologie (BMVIT), der Österreichischen Forschungsförderungsgesellschaft mbH (FFG), dem Land Steiermark und der Steirischen Wirtschaftsförderung (SFG) für ihre finanzielle Unterstützung. Ebenfalls dankt der Autor den unterstützenden Firmen und Partnern MAGNA STEYR Fahrzeugtechnik AG & Co. KG, MAGNA POWERTRAIN (Engineering Center Steyr GmbH & Co. KG), sowie der Technischen Universität Graz.

Kurzfassung

Das Thema der vorliegenden Arbeit umfasst die Entwicklung von Simulationsmodellen zur Abbildung des thermischen Managements eines Hybridfahrzeugs und das Herleiten von Methoden zur optimalen Steuerung des Kühlsystems. Der Schwerpunkt der Untersuchungen liegt in der Erstellung entsprechender Modelle für den Antriebsstrang und des Kühlsystems sowie in der Formulierung des Optimierungsproblems.

Um das thermische Verhalten des Fahrzeugs beschreiben zu können müssen die wechselseitigen Abhängigkeiten der auftretenden Energieströme berücksichtigt werden. Hierfür werden Simulationsmodelle der einzelnen Teilsysteme wie Antriebsstrang, Kühlkreisläufe, Batterie und Leistungselektronik aufgebaut. Zur Abbildung der relevanten Energieströme im Fahrzeug wird die Methodik der gekoppelten Simulation (Co-Simulation) gewählt. Weiteres und wesentliches Ziel dieses Projekts war, mithilfe der gekoppelten Simulation methodik ein thermisches Modell des Hybridfahrzeugs zu erstellen und die gegenseitigen Einflüsse der Teilsysteme zu untersuchen. Mit dem erstellten Gesamtfahrzeugmodell werden Untersuchungen des thermischen Managements unter verschiedenen Umgebungsbedingungen und Fahrzyklen durchgeführt.

Im zweiten Teil der Arbeit werden Methoden, die zu einer optimalen Steuerung des Kühlsystems führen, vorgestellt. Mit einer angepassten Problemformulierung und der Vorgabe eines Fahrzyklus wird die optimale Steuerung des Kühlsystems berechnet, wodurch der minimale Energieverbrauch unter Berücksichtigung der maximal zulässigen Temperaturen der Komponenten bestimmt werden kann. Dazu wird zunächst ein geeignetes mathematisches Modell des Systems hergeleitet, kalibriert, und anhand von Messdaten validiert. Basierend auf diesem Modell wird das Optimierungsproblem formuliert und, in weiterer Folge, gelöst. Die Ergebnisse dieser optimalen Steuerung können einerseits als Benchmark für einsetzbare Steuerverfahren bzw. für den Reglerentwurf dienen. Andererseits kann die Methode eingesetzt werden, um die optimale Auslegung des Kühlsystems zu untersuchen.

Abstract

The development of simulation models which characterize the thermal management of a hybrid electric vehicle and an approach for finding the optimal control strategy of its cooling system is described in this work. Emphasis has been placed on the development of the drive train and the cooling system model and on the formulation of the optimization problem.

Beside the conventional cooling system for the engine, the hybrid vehicle needs cooling systems for the electrical drive and the energy storage system as well. The thermal integration of the additional components leads to complex and coupled cooling systems. The challenge lies in the evaluation of the different energy flows and their dependencies. Therefore, a simulation model of the entire thermal management of the hybrid vehicle is required. Simulation models of the vehicle subsystems like drive train, energy storage, power electronics and cooling loops were developed. Using the methodology of the coupled simulation (Co-Simulation) the behaviour of the vehicle thermal management system under different transient conditions was simulated. Simulation models and overall system predictions are validated with test bed measurement data as well with measurements of real drive cycles.

In the second part of the thesis, an approach for finding the optimal control strategy of a cooling system over an a-priori defined driving cycle is introduced. An energy minimization problem with constraints given by the maximum allowed temperature of the components is stated. For the purpose of the optimization a suitable mathematical model of the cooling system that maintains its accuracy was developed. As a result the optimal interaction of the water pump and the fan is computed such that the energy consumption of the cooling system is minimized subject to given temperature constraints. On the one hand this optimization method can be used as a benchmark to rate the performance of the applied control laws. However it can be also used for optimal dimensioning of the cooling system layout in order to fulfill its requirements.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Stand der Technik	4
2.1	Hybridantriebstechnik	4
2.1.1	Einteilung der Hybridkonzepte	6
2.2	Vehicle Thermal Management System - VTMS	9
2.2.1	Verbrennungskraftmaschine	10
2.2.2	Leistungselektronik	12
2.2.3	Batterie	13
2.2.4	Heizungs- und Klimaanlage	17
2.3	Das virtuelle Prototyping im Entwicklungsprozess	18
2.3.1	Thermal Management Simulation	19
2.3.2	Simulationswerkzeuge	20
3	Modellbildung und Simulation	23
3.1	Versuchsfahrzeug	23
3.1.1	Antriebsstrang	24
3.1.2	Hybridsteuerung	30
3.1.3	Kühlsystem	30
3.2	Modellierung der Teilsysteme	34
3.2.1	Das Fahrzeugmodell	34
3.2.2	Das Antriebsstrangmodell	36
3.2.3	Das Kühlsystem	43
3.3	Messungen am Fahrzeug	59
3.3.1	Messtechnik im Fahrzeug	60
3.3.2	Verifikation der Teilmodelle	61
3.4	Gesamtfahrzeugsimulation und Verifikation	67
3.4.1	Kopplungsmethodik	68
3.4.2	Verifikation des Gesamtmodells	70
4	Optimierung des Kühlsystems	78
4.1	Bedarfsgerechte Kühlung	78
4.1.1	Elektrische Kühlmittelpumpe	79
4.1.2	Elektrolüfter	80
4.1.3	Elektronisch geregelter Thermostat	80
4.1.4	Regelungsstrategien	81

4.2	Entwurf einer optimalen Steuerung	81
4.2.1	Das mathematische Modell	83
4.2.2	Problemformulierung für das Kühlsystem	88
4.3	Mixed Integer Linear Program (MILP)	97
4.3.1	Branch-and-Bound für Gemischt-Ganzzahlige Optimierung	98
4.3.2	Schnittebenenverfahren	99
4.3.3	Branch-and-Cut Verfahren	99
4.3.4	MILP - Löser	99
4.4	Durchführung der Optimierung und Ergebnisse	100
5	Zusammenfassung und Ausblick	110
5.1	Zusammenfassung	110
5.2	Ausblick	112
	Literaturverzeichnis	114

Abbildungsverzeichnis

1.1	Zeitplan zur Reduktion des Flottenverbrauchs (gemessen in CO ₂ -Emission) nach Selbstverpflichtung der ACEA	1
2.1	Potenzial zur Verbrauchsreduktion in NEFZ [24]	4
2.2	Einteilung nach dem Grad der Hybridisierung [28]	6
2.3	Einteilung nach Antriebsstrukturen [9]	7
2.4	Bauteiltemperaturniveaus - Hybridfahrzeug	10
2.5	Verbrauchseinfluss der thermischen Motorkapselung in unterschiedlichen Fahrprofilen [15]	11
2.6	Das "Floating Loop" System [29]	13
2.7	Betriebstemperatur der Li-Ion Zellen [33]	14
2.8	Zellenstruktur und die Wärmeströme in einer Zelle [27]	15
2.9	Einfluss der Anordnung der Ableiter auf die Temperaturverteilung [31]	15
2.10	Sekundärkreislauf [27]	16
3.1	Fahrzeugabmessungen DC ML350	24
3.2	Antriebsstrangschema HySUV [56]	25
3.3	Serienhybrid - Modus [57]	25
3.4	Parallelhybrid - Boost mit Elektromaschine EM1 [57]	26
3.5	Kupplungsanordnung im Antriebsstrang [57]	28
3.6	Hybrid Electric Drive (HED) [47]	28
3.7	Anordnung der Kühlkreisläufe im Fahrzeug [40]	31
3.8	Motorkühlkreislauf	32
3.9	Prinzipschaltbild des Kühlkreislaufes II	33
3.10	Prinzipschaltbild des Kühlkreislaufes III	33
3.11	Wechselwirkung von veDYNA mit den neuen, in Simulink implementierten Komponenten	37
3.12	Wirkungsgrad des Getriebes im 3. Gang bei 90°C	39
3.13	Wirkungsgradkennfeld der elektrischen Maschinen [57]	40
3.14	Aufbau des Batteriemodells	42
3.15	Prinzipdarstellung der Modellierung eines CO ₂ - Luft - Wärmeübertragers [46]	44
3.16	Örtliche Diskretisierung in Kontrollvolumina [45]	45
3.17	Struktur eines Wärmeübertragers [12]	47
3.18	Zeta-Reynolds Charakteristik der beiden Betriebsmedien	49
3.19	Nusseltzahl in Abhängigkeit der Reynoldszahlen	49

3.20	Pumpenkennfeld	52
3.21	Modell des Kühlkreislauf II in KULI	55
3.22	Gegenüberstellung 1D und 3D-Simulation [48]	56
3.23	Detailliertes KULI-Modell zur Berechnung der Strömungsverteilung und Zellentemperaturen	57
3.24	Vereinfachtes KULI-Modell zur Berechnung der Zellentemperatur	58
3.25	Modell des Kühlluftpfades in KULI	59
3.26	Der Versuchsträger mit Schleifringabnehmern	61
3.27	Messstellen im Kühlkreislauf II	62
3.28	Messstellen im Kühlkreislauf III	62
3.29	Geschwindigkeitsverlauf und Antriebsmaschinenkonfiguration	63
3.30	Moment- und Drehzahlverlauf der Antriebe	64
3.31	Leistung der Antriebe - Messungs/Rechnungsvergleich	65
3.32	Prüfaufbau für die elektrischen Maschinen	66
3.33	Statortemperaturen - Messungs/Rechnungsvergleich	66
3.34	Modellabgleich Batterie	67
3.35	Die Integrationsplattform ICOS	69
3.36	Ablauf des Datenaustausches bei der Co-Simulation mit ICOS	70
3.37	Abgasemissionstestzyklus NEDC	71
3.38	Rechnungs-/Messungsvergleich - VKM und EM1	72
3.39	Rechnungs-/Messungsvergleich - EM2 und Batterie	73
3.40	Rechnungs-/Messungsvergleich - Temperaturverläufe der EM1	75
3.41	Rechnungs-/Messungsvergleich - Temperaturverläufe EM2	76
3.42	Rechnungs-/Messungsvergleich - Temperaturen am Wasserkühler des Kühl- kreislaufes II	77
3.43	Rechnungs-/Messungsvergleich - Zellentemperatur der Batterie	77
4.1	Energieeinsparungspotenzial durch die Elektrifizierung der Kühlmittelpum- pe (bezogen auf kundenrelevanten Zyklus) [24]	79
4.2	Schematische Darstellung des Kühlsystems	82
4.3	Vergleich des abgestimmten Wärmeübergangs mit der Messung	83
4.4	Wärmeübergangskoeffizient - Kühlmittelseite und Kühlluftseite	85
4.5	Verifikation der Wasserkühler	86
4.6	Kühlmittelmassenstrom über Drehzahl der Kühlmittelpumpe	86
4.7	Kühlluftmassenstrom bei unterschiedlichen Lüfterstufen	87
4.8	Die Modellstruktur	89
4.9	Verifikation des zeitdiskreten Modells	93
4.10	Schema des Branch-and-Bound-Verfahrens	98
4.11	Zeitlicher Verlauf der Eingangsgrößen	101
4.12	Temperaturverläufe bei unterschiedlichen Stufeneinstellungen der Neben- aggregate	102
4.13	Skalierung des Optimierungsproblems	104
4.14	Optimale Steuerung der Kühlmittelpumpe	105
4.15	Optimale Wahl der Schaltstufen für den Elektrolüfter	106

4.16	Thermisches Verhalten des Systems bei optimaler Steuerung	107
4.17	Vergleich der Temperaturverläufe bei max/min Kühlung mit dem optimal gesteuerten Kühlsystem	107
4.18	Absolute Abweichung der Punktmassetemperatur zwischen zeitkontinuierlichem und zeitdiskretem Modell	108

Tabellenverzeichnis

3.1	Motordaten	26
3.2	Übersetzungsverhältnis	27
3.3	Daten der elektrischen Maschinen	29
3.4	Daten der Batteriezelle	29
3.5	Spezifikation des Batteriesystems vom HySUV	29
3.6	Liste der aufgenommenen Messgrößen am Versuchsträger	60
3.7	Gefahrenre Betriebspunkte am E4WD-Prüfstand	67
4.1	Liste der unkommerziellen Löser [34]	100
4.2	Parameter des Optimierungsproblems	105

1 Einleitung

Die Automobilindustrie sieht sich derzeit mit widersprüchlichen Zielsetzungen, die aus den Anforderungen der Kunden und der immer strengeren Abgasgesetzgebung abzuleiten sind, konfrontiert. Neben dem niedrigeren Verbrauch wünscht sich der Kunde nicht nur eine Steigerung des Komforts und der Fahrzeugsicherheit, sondern auch höhere Fahrleistungen und Fahrdynamik. Auf der anderen Seite stehen aber der Umweltaspekt, der Weltenergieverbrauch und die Knappheit des fossilen Energieträgers, welche zu immer höheren Entwicklungsherausforderungen und stetig steigenden Preisen führen.

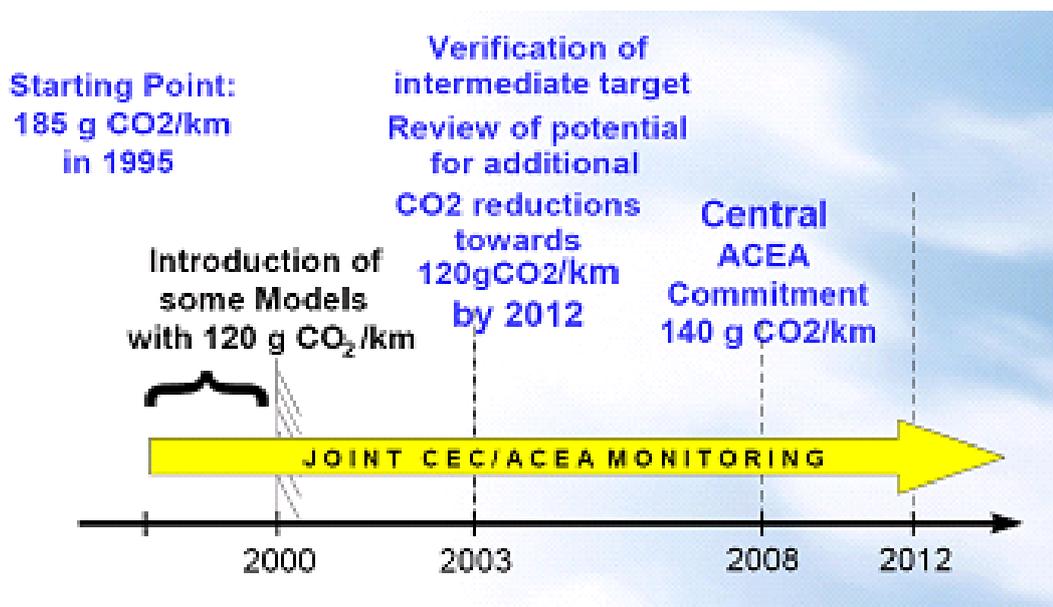


Abbildung 1.1: Zeitplan zur Reduktion des Flottenverbrauchs (gemessen in CO₂-Emission) nach Selbstverpflichtung der ACEA

Die Reduktion der Emissionen von Treibhausgasen und Schadstoffen ist nicht nur in Österreich, sondern in den Industrieländern EU bzw. weltweit ein vorrangiges Thema. Einer der Hauptemittenten des Treibhausgases CO₂ ist der Verkehr. Der Anteil des Pkw an den verkehrsbedingten CO₂-Emissionen beträgt laut einer Studie des VCÖ mehr als 50%. Die europäischen Automobilhersteller haben sich im Rahmen der ACEA-Vereinbarung dazu verpflichtet, den durchschnittlichen CO₂-Ausstoß ihrer Neuwagenflotte bis 2008 um 25% und bis 2012 um weitere 10% im Vergleich zum Stand von 1995 zu verringern (Abbildung 1.1). Trotz der freiwilligen ACEA-Vereinbarung zur CO₂-Reduzierung wurde in den EU-Ländern zusätzlich die CO₂-Besteuerung eingeführt.

Der Verbrennungsmotor wird aufgrund seiner Vorteile und der stetigen Entwicklung noch lange die dominierende Antriebsquelle im Fahrzeug bleiben. Um die den Automobilherstellern gestellten Ziele zu erreichen, werden neue Technologien, wie z.B. neue Brennverfahren, Abgasnachbehandlungskonzepte, Hochdruckeinspritzsysteme, hybride Antriebsstränge usw. entwickelt. Dazu kommen noch die Maßnahmen zum Bestehen eines 5-Sterne-Crash Tests, die trotz aller Bestrebungen der Verwendung von Leichtbaumaterialien die Fahrzeuggewichte zusätzlich erhöhen. All diese Lösungen und Varianten haben eine Steigerung der Anzahl der Nebenaggregate, des Gewichts und vor allem des Energieverbrauchs zur Folge. Mit Hybridfahrzeugen lassen sich durch die unterschiedlichen Betriebszustände (Lastpunktanhebung, Start/Stop und Rekuperation) dennoch Energieeinsparungen realisieren. Entscheidend dafür ist die Auslegung der Betriebsstrategie, welche die Aktivierung dieser Zustände koordiniert. Darüber hinaus ermöglichen Hybrid-Konzepte neue Funktionen im Fahrzeug und können mit ihrer dynamischen Drehmomentcharakteristik auch den Fahrspaß steigern.

Während Hybridfahrzeuge mit einem nach unterschiedlichen Prinzipien kombinierten Antriebssystem aus Verbrennungsmotor und Elektromotor(en) über Jahre den Charakter von Entwicklungsstudien hatten, zeichnet sich jetzt ein Durchbruch für dieses Antriebskonzept ab. Es gibt inzwischen etliche Treiber, die eine zunehmende Verbreitung von Hybridfahrzeugen sehr wahrscheinlich machen. Mehrere Studien renommierter Marktexperten [16] sagen den Hybridfahrzeugen ein progressives Absatzwachstum voraus. Um ein solches System realisieren zu können, sind eine breite technische Kompetenz auf Entwicklerseite sowie eine enge Zusammenarbeit mit dem Fahrzeughersteller und verschiedenen Lieferanten für den Antriebsstrang erforderlich. Für diese zukünftigen Fahrzeugkonzepte müssen nicht nur die Antriebe neu entwickelt werden, sondern es gilt auch, die anderen Teilsysteme eines Fahrzeugs entsprechend anzupassen oder neu zu gestalten [56]. Hinzu kommt, dass es heute noch keine standardisierten Definitionen von Hybrid-Konzepten gibt. Aufgrund der zahlreichen Anforderungen, die sich mit Hybrid-Antrieben unterschiedlichster Konfigurationen realisieren lassen, wird es womöglich auch auf längere Sicht keine solchen Standards geben.

Fahrzeuge sind in thermischer und auch in mechanischer Hinsicht ein schwieriges Umfeld für elektrische Komponenten [41]. Die thermische Integration von elektrischen Maschinen, der Batterie sowie der Leistungselektronik führt zu komplexen gekoppelten Kühlsystemen. Diese Anforderungen an Kühlsysteme durch den Verbrennungsmotor und die elektrischen Komponenten erfordern eine sorgfältige Integration der Teilsysteme. Das thermische System von Hybridfahrzeugen unterscheidet sich deutlich von jenem, konventioneller Fahrzeuge. Neben der Kühlung des Verbrennungsmotors - die ähnlich wie bei konventionellen Fahrzeugen funktioniert - stellen die elektrischen Anlagenteile an das Kühlsystem erhöhte Anforderungen. Die optimale Betriebstemperatur der Li-Ion-Batterien liegt bei 25°C [54]; bei heißen Umgebungsbedingungen kann dieses Temperaturniveau nur mit einer Klimaanlage gehalten werden. Aber auch die Leistungselektronik stellt an das Kühlsystem hohe Ansprüche, da eine Überschreitung der zulässigen Maximaltemperatur zur Zerstörung des Bauteils führen kann. Bei der Auslegung des thermischen Managements (Kühlkreisläufe, Klimaanlage, Regelung) von Hybridfahrzeugen müssen diese Anforderungen berücksich-

tigt werden. Dabei nimmt die Simulation eine entscheidende Stellung ein, da hinsichtlich der korrekten Auslegung bislang nur wenige Erfahrungen vorliegen und aufgrund der verknüpften Systeme viele Schaltungsvarianten möglich sind.

Um die anspruchsvollen Ziele im Hinblick auf niedrigere Abgasemissionen (Gesetzgeber), geringen Verbrauch (Gesetzgeber, Kunde) erreichen zu können, ist auch eine Optimierung des Thermomanagementsystems erforderlich. Grundlage für die Untersuchung sind entsprechende Simulationsmodelle des Vehicle Thermal Management Systems (VTMS). Das VTMS des Hybridfahrzeuges kann in mehrere Teilsysteme eingeteilt werden: Den Hybridantriebsstrang (Verbrennungsmotor, elektrische Maschinen, Leistungselektronik, Batterie, Getriebe), den Motorraum, den Fahrgastraum, Heizungs- und Klimaanlage. Im Vergleich zu konventionellen Fahrzeugen müssen außer dem Verbrennungsmotor auch andere Systeme, wie z.B. der Energiespeicher (Batterie, Ultracap), die Leistungselektronik und die Elektromaschinen, modelliert werden.

2 Stand der Technik

2.1 Hybridantriebstechnik

Ein Hybridfahrzeug nach UNO-Definition ist ein Fahrzeug, in dem für Traktionszwecke mindestens zwei Energieumwandler und zwei im Fahrzeug eingebaute Energiespeichersysteme vorhanden sind. Bis auf wenige Ausnahmen handelt es sich in der praktischen Umsetzung bei den Wandlern heutzutage um Verbrennungs- und Elektromotoren und bei den Energiespeichern um Kraftstoffe und Batterien bzw. SuperCaps.

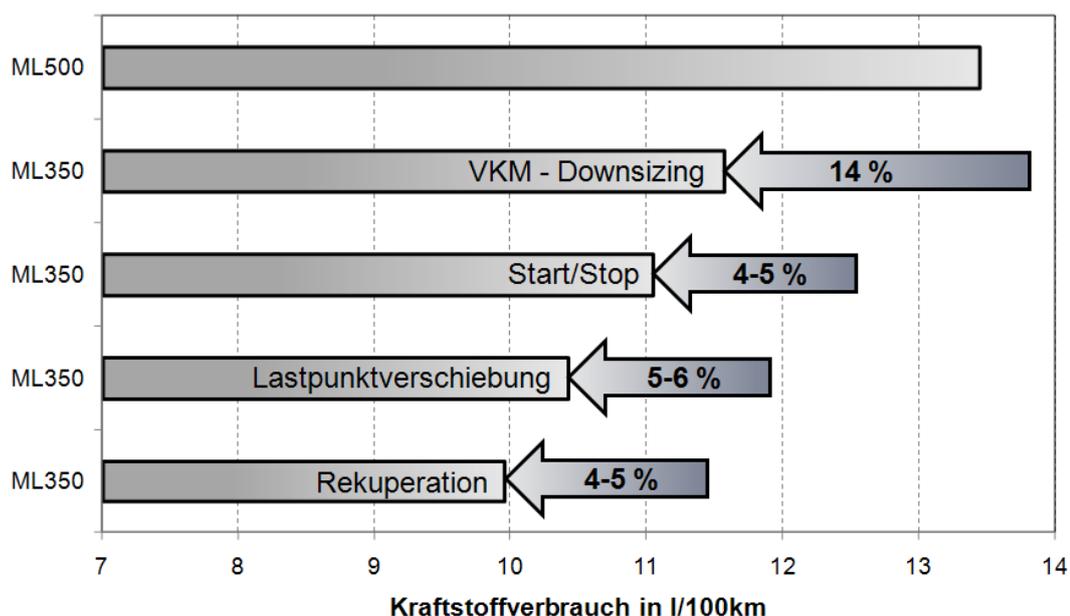


Abbildung 2.1: Potenzial zur Verbrauchsreduktion in NEFZ [24]

Beim Hybridantrieb kann die Verbrennungskraftmaschine (VKM) in einem günstigeren Wirkungsgradbereich als bei Fahrzeugen mit konventionellen Antrieben betrieben werden. Durch den Elektromotor steht schon beim Anfahren das maximale Drehmoment zur Verfügung. Durch die Kombination der beiden Antriebe kann das Hybridfahrzeug schneller beschleunigen. Dies wird als elektrisches Boosten bezeichnet. Während des Beschleunigungsvorgangs arbeiten beiden Motoren (Verbrennungs- und Elektromotor) gemeinsam. Daher kann bei gleicher Beschleunigung der Verbrennungsmotor durch einen kleineren Verbrennungsmotor ersetzt werden (Downsizing). Im Schubtrieb und beim Bremsen kann ein

Teil der Bremsenergie in der Batterie rekuperiert werden. Insbesondere im Innerortsverkehr bzw. bei der Talfahrt trägt die Energierückgewinnung zur Verbrauchsreduktion bei. Durch die Start-Stopp Strategie wird die Verbrennungskraftmaschine im Schubbetrieb bzw. Stillstand abgeschaltet. Autobahnfahrt ist der Fahrzustand, bei der über längere Zeit eine hohe Fahrleistung, die nur von der VKM bereitgestellt werden kann, benötigt wird. Im Teillastbetrieb wird die VKM unter günstigeren Bedingungen betrieben. Der Elektromotor federt die für die VKM ungünstigen Betriebsbereiche ab. (Abbildung 2.1)

Aufgrund der hohen Zellenspannung von von Lithium-Ionen Batterien (3,6 Volt) und der idealen Werte hinsichtlich der Leistungs- und Energiedichte werden diese im Hybridfahrzeug häufig eingesetzt. Hauptproblem bei mobilen Anwendungen ist die Problematik der Deformierungen der Batterie bei Unfällen. Der Kontakt mit Wasser, wodurch Explosionen entstehen können, ist eine weitere Problemstellung, die neue technische Lösungen erfordert. Die Lithium-Ionen Batterie ist für verschiedene Hybridkonzepte gleichermaßen geeignet. Als alternative Energiespeicher für kurzfristige Spitzenanforderungen eignen sich Doppelschichtkondensatoren (SuperCaps) als Traktionsspeicher mit hoher Leistungsdichte und sehr hoher Zyklenzahl. Sie eignen sich insbesondere, um die kurzfristigen, hohen Ströme bei der Rückgewinnung von Energie aus dem Bremsvorgang beziehungsweise im Schubbetrieb aufzunehmen.

Das Thema Noise - Vibrations - Harshness (NVH) in einem Hybridfahrzeug muss auch untersucht werden. Je nach der Antriebsart treten verschiedene Schwingungen auf. Die Kunst des Fahrzeugentwicklers besteht darin, dem Fahrer unabhängig von der Antriebsart (also gleichgültig ob elektrisch oder verbrennungsmotorisch gefahren wird), ein einheitliches Fahrgefühl zu bieten.

In Hinblick auf das Packaging bestehen bei Hybridfahrzeugen ganz besondere Anforderungen: Zusätzlich zu den bestehenden Systemen müssen noch ein oder mehrere Elektromotoren, ein zweiter und evtl. auch ein dritter Kühlkreislauf sowie die Leistungselektronik und diverse Steuergeräte im Packaging des Fahrzeugs unterbracht werden. Auch elektrische Leitungen und wasserdichte, EMV-sichere, Steckkontakte benötigen Platz. Innovative Konzepte und extra Raum zur Unterbringung dieser zusätzlichen Komponenten, speziell der elektrischen Speichereinheit, sind erforderlich. Unabhängig davon, ob eine Batterie oder Hochleistungskondensatoren gewählt werden, nimmt die elektrische Speichereinheit den größten zusätzlichen Raum ein. Bei der Anordnung des schweren Speicherpakets sollte versucht werden, dieses möglichst tief und nahe an den Fahrzeugschwerpunkt zu positionieren. Als mögliche Positionen für den elektrischen Speicher werden üblicherweise der Unterboden, der Platz unter den Sitzen im Fonds oder der Kofferraum genutzt. Die Komponenten des elektrischen Antriebs bringen auch zusätzliches Gewicht ein. Es ist mit einer zusätzliche Masse von bis zu 250 kg zu rechnen, was einen erheblichen Einfluss auf die zulässige Nutzlast des Fahrzeugs hat. Eine Anpassung des Fahrwerks ist erforderlich, um ein vergleichbares Fahrgefühl zum konventionellen Fahrzeug zu vermitteln.

2.1.1 Einteilung der Hybridkonzepte

Hybridfahrzeuge werden nach unterschiedlichen Merkmalen eingeteilt. In Abbildung 2.2 werden die Hybridkonzepte nach dem Grad der Hybridisierung unterschieden. Der Hybridisierungsgrad wird, basierend auf die Leistungen der eingesetzten Antriebe, berechnet [28].

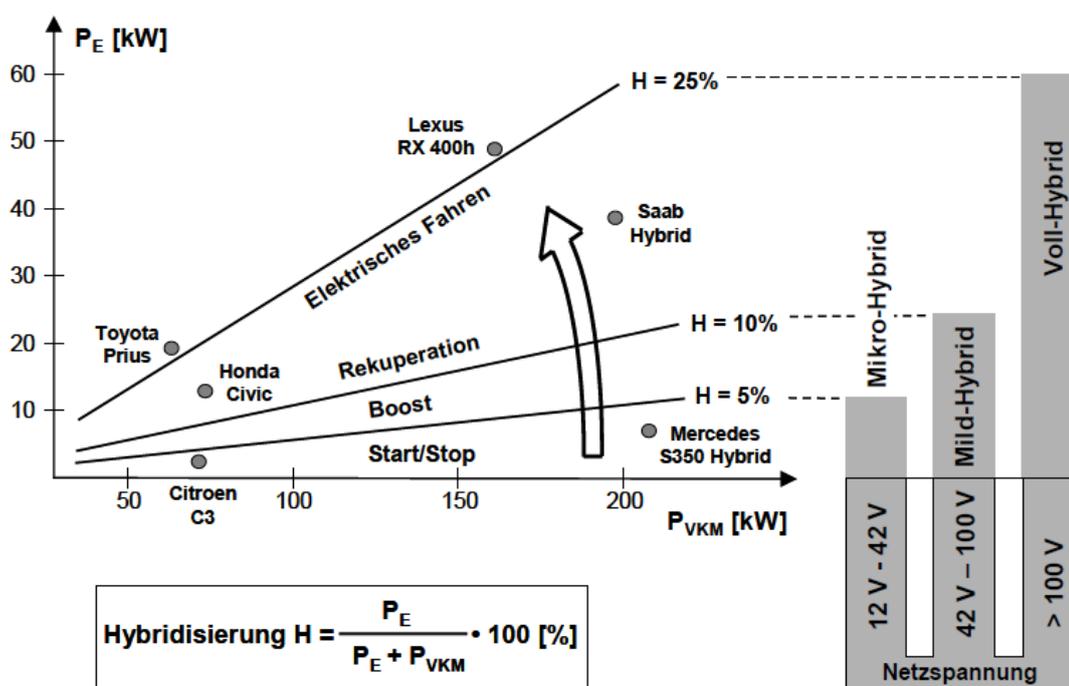


Abbildung 2.2: Einteilung nach dem Grad der Hybridisierung [28]

Die “Micro-Hybride“ besitzen anstelle eines konventionellen Generators einen elektrischen Motor geringer Leistung (2 bis 6 kW), um einen Start-Stopp-Betrieb zu ermöglichen. Auf Grund dessen, dass der Verbrennungsmotor abgestellt und mit dem kleinen elektrischen Motor schnell wieder gestartet werden kann, wird eine gewisse Kraftstoffersparnis erreicht. Die elektrische Leistung kann auch zur Elektrifizierung bisher hydraulisch betriebener Systeme genutzt werden.

“Mild Hybride“ stellen eine geringe Hybridisierungsstufe dar. Sie besitzen keine nennenswerte elektrische Reichweite und elektrische Antriebsleistungen bis ca. 10 kW. Hierbei sind die elektrischen Maschinen in der Regel Weiterentwicklungen von Starter/Generatoren und werden meist zum Starten des Verbrennungsmotors, für die Rückgewinnung der Bremsenergie und die Unterstützung beim Beschleunigungsvorgang verwendet.

“Voll Hybride“ bieten die Möglichkeit des rein elektrischen Fahrens, wobei der Verbrennungsmotor vor allem das Problem der zu geringen Reichweiten eines Elektrofahrzeuges bis zum notwendigen Nachladen der Batterien lösen soll. Durch die Kombination des Verbrennungsmotors mit einem Elektromotor sollen durch die Rückgewinnung der Brems-

energie und den Betrieb der Verbrennungskraftmaschine bei besseren Wirkungsgraden Einsparungen beim Kraftstoffverbrauch ermöglicht werden.

Im Allgemeinen lassen sich die Hybridantriebe nach ihrer Struktur in

- serielle Hybride
- Parallelhybride
- Mischhybride

einteilen.

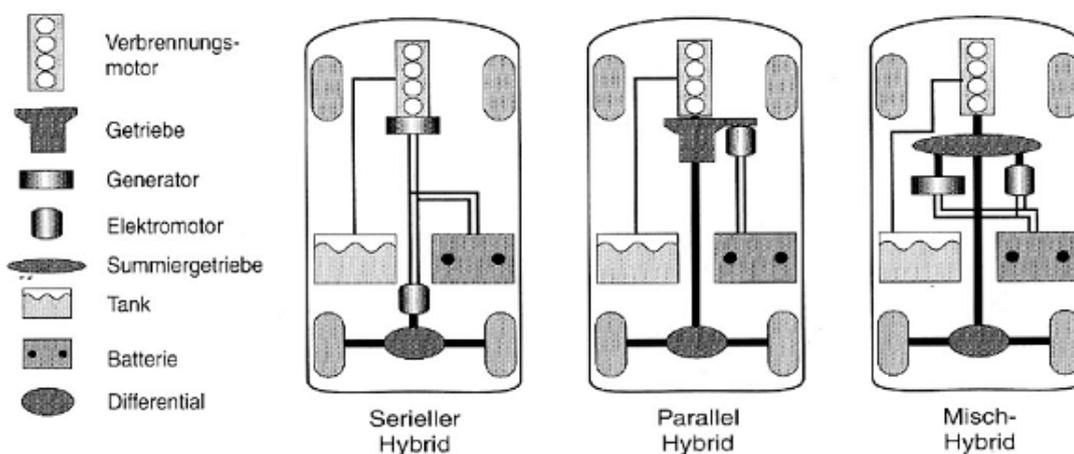


Abbildung 2.3: Einteilung nach Antriebsstrukturen [9]

Serieller Hybrid

Beim seriellen Hybridantrieb erfolgt der Radantrieb immer rein elektrisch, da keine mechanische Verbindung des Verbrennungsmotors zur Antriebsachse vorhanden ist. Die benötigte elektrische Energie wird von der Verbrennungskraftmaschine in Verbindung mit einem Generator zur Verfügung gestellt und sowohl direkt zum elektrischen Fahrmotor geschickt als auch zum Nachladen der Batterie genutzt.

Der klassische Serienhybrid kombiniert drei gleich groß dimensionierte Maschinen: Verbrennungskraftmaschine, Generator, elektrischer Fahrmotor. Dies ist nötig, da bei Dauerhöchstgeschwindigkeit keine Energie aus der Batterie entnommen werden kann.

Der Verbrauchsvorteil, der durch mögliche Bremsenergieerückgewinnung und den wirkungsgradoptimierten Betrieb der Verbrennungskraftmaschine entsteht, wird durch den Nachteil, dass die gesamte vom Verbrennungsmotor abgegebene Leistung die ganze elektrische Wirkungsgradkette durchlaufen muss, aufgebraucht. Speziell wenn Energie in der

Batterie zwischengespeichert werden muss, ist mit schlechteren Verbrauchswerten zu rechnen als sie mit konventionellen Direktantrieben erreicht werden. Der klassische Serienhybrid hat die höchsten installierten Komponentenleistungen mit entsprechenden Kostennachteilen. Daher ist seine Anwendung auf große Fahrzeuge, bei denen die Übertragung der Antriebsleistungen zum Rad über Wellen zu aufwendig oder für die Raumnutzung ungünstig wäre, beschränkt.

Eine Abwandlung von dieser Serienhybridstruktur ist der Range Extender, bei dem die Verbrennungskraftmaschine und der Generator wesentlich kleiner als der elektrische Fahrmotor dimensioniert sind. Die Ladegruppe wird nur zur Reichweitenerhöhung eingesetzt, kann aber nicht die elektrische Energie für eine kontinuierliche Höchstgeschwindigkeit liefern. Die Ladegruppe ist beispielsweise nur für die mittlere benötigte Leistung im Stadtbetrieb ausgelegt. Dadurch kann jeglicher Teillastbetrieb der Ladegruppe vermieden werden, wodurch sich ein Kraftstoffeinsparungspotenzial eröffnet. Spitzenleistungen müssen hier zum größten Teil von der Batterie abgedeckt werden.

Paralleler Hybrid

Beim parallelen Hybrid ist ein direkter mechanischer Antrieb der Räder vom Verbrennungsmotor möglich und diese können dazu auch parallel über einen Elektromotor angetrieben werden. So bietet sich die Möglichkeit, rein verbrennungsmotorisch, rein elektrisch oder kombiniert zu fahren.

Man unterscheidet Einwellenlösungen, wobei der Elektromotor direkt auf der Abtriebsachse angebracht ist und daher immer mitdreht von Zweiwellenlösungen, wobei der Elektromotor über ein Zwischengetriebe an die Abtriebsachse angekuppelt wird. Vorteil dieser Konfiguration ist, dass nur eine elektrische Maschine nötig ist, die je nach Bedarf als Generator oder Fahrmotor dient. Der direkte mechanische Antrieb der Räder bietet bei höheren Geschwindigkeiten die besten Wirkungsgrade, da die elektrischen Umwandlungsverluste wegfallen. Etwas nachteilig für die Abgasemissionen und den Kraftstoffverbrauch kann sein, dass die Verbrennungskraftmaschine nicht mehr unabhängig vom Radantrieb ist und daher nicht immer im besten Wirkungsgradbereich arbeiten kann.

Mischhybrid

Die Kombination aus parallelem und seriellen Leistungsfluss führt zu den so genannten Mischhybriden. Der Betrieb als serieller als auch als paralleler Hybrid wird durch das Umschalten der Struktur erreicht. Dies erfolgt im Regelfall mittels mehrerer, im Antriebsstrang installierter, Kupplungen. Auf diese Weise können durch das Schalten der Kupplungen verschiedenste Betriebsarten dargestellt werden.

Vorteile der Mischhybride sind, dass der Verbrennungsmotor in seinen guten Betriebsbereichen ohne weitere Energieumwandlungen direkt die Räder antreiben kann oder mit einer Leistungsverzweigung stufenlos variable Getriebe für den Verbrennungsmotor dargestellt

werden können. In bestimmten Betriebszuständen z.B. bei Autobahnfahrt wird durch den direkten Antrieb eine Verbesserung des Gesamtwirkungsgrades ermöglicht. Nachteilig ist die erhöhte Komplexität des Antriebsstranges mit einem entsprechenden Steuerungsaufwand.

Sehr komplexe Varianten von Mischhybriden stellen leistungsverzweigende Hybridantriebe dar. Ein Teil der Verbrennungsmotorleistung wird direkt mechanisch an die Räder übertragen. Die restliche Leistung wird durch eine Kombination von einem Planetengetriebe und zwei Elektromotoren an die Antriebsräder weitergegeben. Mit dieser Anordnung benimmt sich das System als stufenloses Getriebe, sodass für den Verbrennungsmotor kein zusätzliches Getriebe notwendig ist. In weiterer Folge kann der Verbrennungsmotor drehzahl- und leistungsunabhängig betrieben werden [65].

2.2 Vehicle Thermal Management System - VTMS

Unter dem Begriff „Thermisches Management im Fahrzeug“ versteht man jegliche Maßnahmen, die eine bedarfsgerechte Lenkung der Wärmeströme im Fahrzeug bereitstellen. Zur Analyse des thermischen Managements im Fahrzeug ist die Kenntnis der Wärmeströme und deren Verlauf von entscheidender Bedeutung, um Einsparungspotentiale aufzeigen zu können. Die Aufgabe des thermischen Managements geht über die thermische Absicherung der Fahrzeugkomponenten hinaus. Komplexe Strategien zur effizienten Nutzung der Primärenergie sollen eingesetzt werden, um die Energieströme so zu lenken, dass diese zum geforderten Zeitpunkt dem spezifischen Teilsystem und in ausreichenden Mengen zur Verfügung stehen. Dies ist nur mit einer Verschiebung bzw. Beeinflussung der Fahrzeugenergieströme vorstellbar.

Die Abhängigkeiten der Energieströme untereinander und die Interaktion der Teilsysteme des Fahrzeuges gewinnen bei den Hybridfahrzeugen an Komplexität. Neben dem Verbrennungsmotor als Hauptwärmequelle sollen durch die Hybridisierung auch die Leistungselektronik, die elektrischen Maschinen sowie die Batterie gekühlt werden. Somit erweitert sich die Aufgabe des thermischen Managements um zusätzlichen Wärmequellen, die im Vergleich zur Verbrennungskraftmaschine niedriger sind. Niedrigere Verlustwärmern sind aber nicht einfacher handzuhaben. Die unterschiedlichen Temperaturgrenzen der zusätzlichen Komponenten sollen nicht überschritten werden. Werden die Grenzen überschritten, soll die Leistung abgeregelt werden. Somit kann der verbrauchs- bzw. emissionsparende Hybridmodus nicht mehr betrieben werden. In Abbildung 2.4 sind die Verlustwärme und die Temperaturbereiche, in welchen die Komponenten noch ohne gesonderte Beschränkungen funktionsfähig sind, dargestellt.

Fahrzeuge mit hybriden Antrieben werden teilweise gänzlich andere thermische Maßnahmen erfordern als heutige Fahrzeuge mit Verbrennungsmotor: Einerseits ist die nutzbare Abwärme, bedingt durch den gesteigerten Systemwirkungsgrad, geringer und fällt teilweise auch erst mit großer Verzögerung nach dem Start an; Andererseits macht das Abschalten des Antriebs im Start-Stopp Betrieb den permanenten Betrieb der Klimaanlage, die

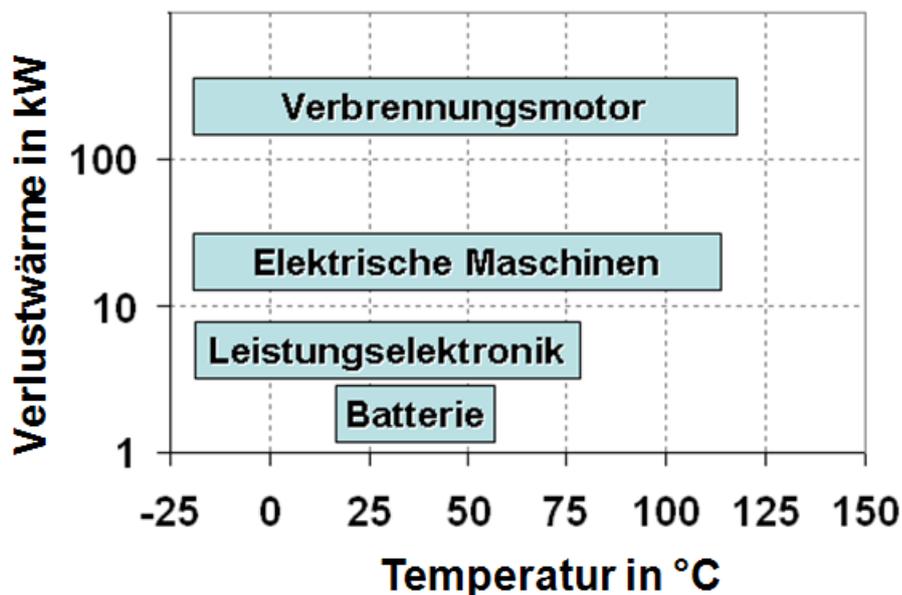


Abbildung 2.4: Bauteiltemperaturniveaus - Hybridfahrzeug

z.B. für die Kühlung der Batterie verwendet wird, nicht möglich. Neben der grundlegenden Anforderung an ein Kühlsystem, und zwar eine ausreichende Kühlung in allen Betriebszuständen sicherzustellen, muss auch bei Kaltstart genügend Wärme für den Fahrgastraum zur Verfügung gestellt werden. Es besteht eine Konfliktsituation der Aufgabestellung des VTMS. Auf der einen Seite sollen die Verluste im Antriebsstrang so klein wie möglich gehalten werden, um Kraftstoff- bzw. Emissionsreduktion zu erzielen, auf der anderen Seite werden Energiemengen gebraucht, um Komfort, Sicherheit bzw. Emissionsminderung sicherzustellen.

2.2.1 Verbrennungskraftmaschine

Für einen zuverlässigen Betrieb der Verbrennungskraftmaschine sind zwei Bereiche von Bedeutung: Der erste ist das Kaltstartverhalten des Verbrennungsmotors. In dieser Phase muss der Motor möglichst rasch auf Betriebstemperatur gebracht werden. Es muss ausreichend Wärme bereitgestellt werden, um Reibungsverluste während des Motoraufwärmprozesses zu reduzieren. Der zweite Bereich ist der Motorbetrieb nach dem Warmlauf. Im betriebswarmen Motorzustand, sollen alle Komponenten des Fahrzeugs thermisch abgesichert werden.

Genau in der Warmlaufphase gewinnt der Einsatz von Thermomanagement-Maßnahmen an Bedeutung. Die freigesetzte Kraftstoffenergie nach dem Kaltstart wird zur Erwärmung der Struktur bzw. der im Fahrzeug eingesetzten Medien verwendet. Deußen [15] untersuchte den Einfluss der Motorstarttemperatur auf den Kraftstoffverbrauch. Die Untersuchungen zeigen, dass bei einer Anhebung der Starttemperatur des Motors von 10°C auf

45°C eine Reduktion des Verbrauchs in unterschiedlichen Fahrprofilen von 5-13% möglich ist. Aus diesen Gründen werden technische Lösungen wie Motorkapselung, welche die vorhandene Wärme in den Motorbauteilen während der Abstellzeiten speichert, entwickelt (Abbildung 2.5). Thermische Energie wird auch durch spezielle Systeme wie Kühlmittelwärmespeicher bzw. Latentwärmespeicher gespeichert. Der Nachteil dieser Systeme ist zusätzlicher Platzbedarf bzw. zusätzliches Gewicht.

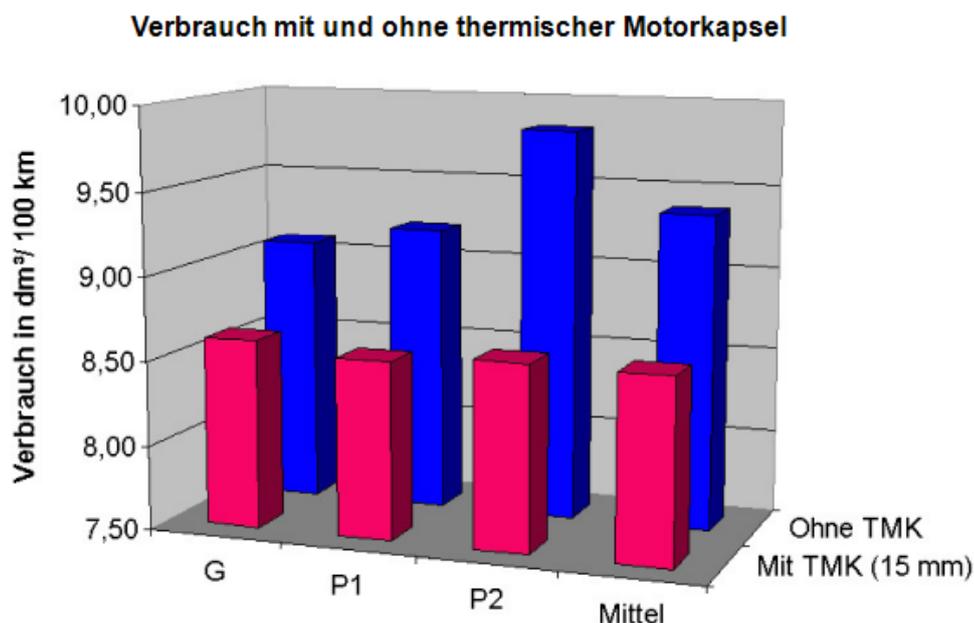


Abbildung 2.5: Verbrauchseinfluss der thermischen Motorkapselung in unterschiedlichen Fahrprofilen [15]

Auch andere Ansätze, wie die bedarfsorientierte Kühlmittelkühlung, die als Hauptziel die Reduktion der Reibungs- bzw. Wandwärmeverluste haben, werden entwickelt. Der Kühlmittelstrom wird so eingestellt, dass einerseits das Motoröl so schnell wie möglich auf Betriebstemperatur gebracht wird und andererseits kritische Bauteiltemperaturen bzw. Medientemperatur nicht überschritten werden. Dadurch wird auch noch die zusätzliche Antriebsleistung der elektrische Kühlmittelpumpe reduziert. Mit dieser Maßnahme ergibt sich je nach Fahrprofil und Umgebungsbedingungen eine Verbrauchseinsparung von 2 bis 4% [18], [24].

Beim konventionellen Kühlsystem eines Fahrzeuges werden das Kurbelgehäuse und der Zylinderkopf der Reihe nach vom gesamten Kühlmittelstrom durchströmt. Bei einem Warmlauf wird sich der Zylinderkopf deutlich schneller erwärmen als das Kurbelgehäuse, denn der größte Anteil der freigesetzten Energie aus der Verbrennung geht über die Brennraumwand und den Auslasskanal im Zylinderkopf. Hier soll auch noch erwähnt werden, dass das Verhältnis der thermischen Kapazität zwischen Zylinderkopf und Kurbelgehäuse ein Vielfaches ist. Um die Reibungsverluste, die zum Kurbelgehäuse gehören (tribologische

Paarung - Kolbenringe und Zylinderlaufbuchse, die Hauptlager) zu minimieren, ist eine bedarfsgerechte Steuerung des Kühlmittelstroms im Zylinderkopf bzw. Kurbelgehäuse notwendig. Beim so genannten "Split Cooling" wird der Volumenstrom zwischen Zylinderkopf und Kurbelgehäuse angepasst, verteilt. Die Aufteilung des Volumenstroms erfolgt entweder geregelt über Ventile oder über eine starre Volumenstromaufteilung. Diese Maßnahme lässt sich mit den Maßnahmen wie elektrische Kühlmittelpumpe bzw. elektrisch geregelten Thermostat kombinieren und somit eine weitere Verbrauchs- und Emissionsreduktion erreichen [8].

2.2.2 Leistungselektronik

Hybrid-Konzepte erfordern neue, skalierbare Steuereinheiten, die große Wärmemengen abführen können, eine höhere Leistungsdichte ermöglichen und damit trotz höherer elektrischer Leistung kleinere Bauformen zulassen. Der Inverter (insulated gate bipolar transistors [IGBTs] und Dioden) wandelt den Gleichstrom aus der Batterie in dreiphasigen Wechselstrom für den Antrieb der E-Maschinen um - und umgekehrt. Bei der Umwandlung entstehen Verluste, die als Wärme freigesetzt werden. Mit steigender Temperatur sinkt der Wirkungsgrad. Um eine erfolgreiche Integration der Halbleiter sicherzustellen, müssen Temperaturbegrenzungen eingeführt werden. Die maximal zulässige Temperatur solcher Silizium Halbleiter-Komponenten beträgt 125 °C [43]. Eine thermische Absicherung dieser Komponenten mit dem primären VKM-Kühlkreislauf mit 105 °C Kühlmitteltemperatur ist fast unmöglich. Um diese Anforderungen zu erfüllen, werden die durch hohe auftretende Ströme entwickelte Abwärme über ein eigenes Kühlsystem abgeführt. Dieses besitzt normalerweise auch eine elektrisch betriebene Pumpe. Dieses vom Kühlsystem des Motors getrennte System kühlt außer dem Inverter auch noch die E-Maschinen.

J.S. Hsu [29] von "Oregon Ridge National Laboratory" erläutert in seiner Veröffentlichung ein System, das die Leistungselektronik kühlt. Das "Floating-Loop-System" (Abbildung 2.6) besteht aus dem konventionellen Kühlsystem inkl. Klimaanlage, wobei dieses System einige Komponenten der Klimaanlage (Leitsystem, Kühlmittel und Kondensator) nützt. Mittels Zweiphasenkühlung bei 50-60 °C werden der Umrichter und die elektrische Maschine direkt gekühlt. Für die Integration ist eine zusätzliche kleine Pumpe erforderlich, die das Kühlmittel in den neuen Teil des Kreislaufes fördert. Unter Verwendung des "Floating Loop" Systems können 2 kW Wärme der Leistungselektronik entnommen und der Umgebung zugeführt werden.

Die große Herausforderung für Hersteller der Leistungsbaulemente stellt die Entwicklung von Halbleiterelementen, die bis zu einer Temperatur von 200 °C belastet werden können, dar. Somit entfällt die gesonderte Kühlung der Leistungselektronik, wodurch ein Hybridfahrzeug mit weniger Gewicht und besserer Fahrdynamik möglich ist. Auch Konzepte für luftgekühlte Leistungselektronik sind Forschungsthema. Die gestellten Anforderungen können mit einer Kühlung mit Luft aus dem Motorraum (Underhood-Luft) nicht erfüllt werden [43]. Die Forscher sehen jedoch in einer aggressiveren Kühlung mit Außenluft und einer deutlich erhöhten Kühlfläche ein mögliches Potenzial.

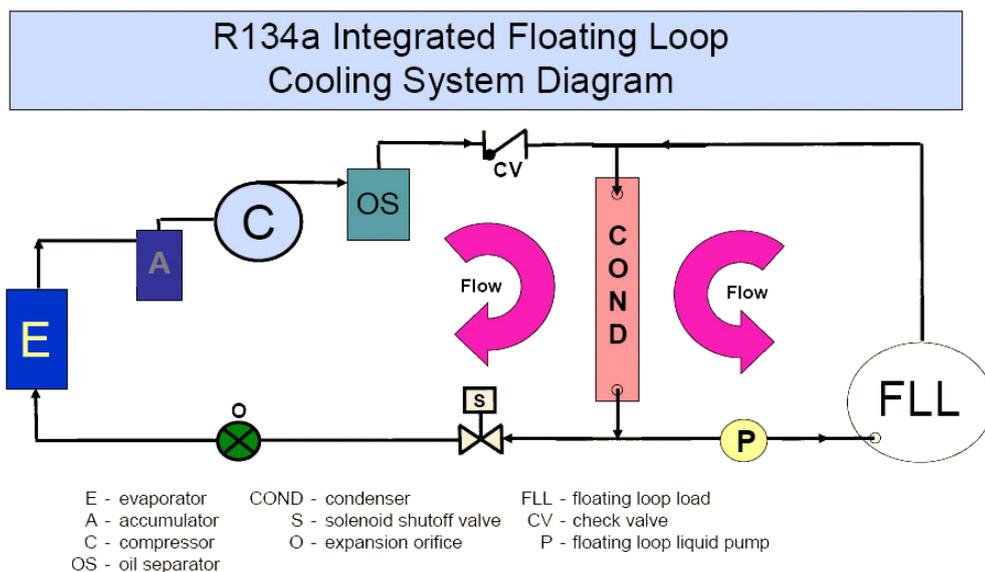


Abbildung 2.6: Das "Floating Loop" System [29]

2.2.3 Batterie

Die Leistung und die Lebenszykluskosten der Hybridfahrzeuge hängen von der Leistung und von der Lebensdauer der Batterie ab. Die thermische Empfindlichkeit der Batteriezelle stellt an das thermische Management neue Anforderungen. Die untere Temperaturgrenze liegt bei etwa -25 °C und ist durch die Li-Ion-Elektrochemie begrenzt. Der Temperaturbereich wird infolge der Lebensdauer nach oben begrenzt. Die Überschreitung der oberen Grenze von etwa 50 °C soll vermieden werden, und wenn diese Temperaturgrenze überschritten wird, dann nur kurzzeitig bei Leistungsspitzen. Die Batteriezellen werden in einem spezifischen Betriebsbereich ($25 - 30\text{ °C}$ [33]) betrieben. Die Betriebstemperatur der Batterie soll innerhalb des optimalen Betriebsbereichs gehalten werden, um eine längere Haltbarkeit und optimale Leistung der Batterie zu gewährleisten. In Abbildung 2.7 sind die Betriebsbereiche einer Li-Ion-Zelle dargestellt.

Außerdem sollte die Batteriezelle möglichst kleine Temperaturgradienten in alle Richtungen aufweisen. Die Temperaturunterschiede von Zelle zu Zelle sowie von Batterie-Stack zu Batterie-Stack können zu einem thermisch unausgeglichene Batteriesystem führen, was eine verminderte Leistung nach sich zieht. Temperaturdifferenzen kleiner 5 K sind zu erzielen [27], weshalb das Thermomanagement ausschlaggebend ist. Das Kühlkonzept hängt von der Geometrie, der Anordnung der Zellen im Stack, der Anzahl der Zellen sowie die Platzierung der Batterie im Fahrzeug ab. Heutzutage überwiegen am Markt die zylindrisch aufgebauten Batteriezellen, obwohl aus thermodynamischen bzw. kühltechnischen Gründen die prismatischen bzw. die flach aufgebauten Zellen Vorteile aufweisen. Diese Vorteile sind:

- günstiges Oberflächen-Volumenverhältnis

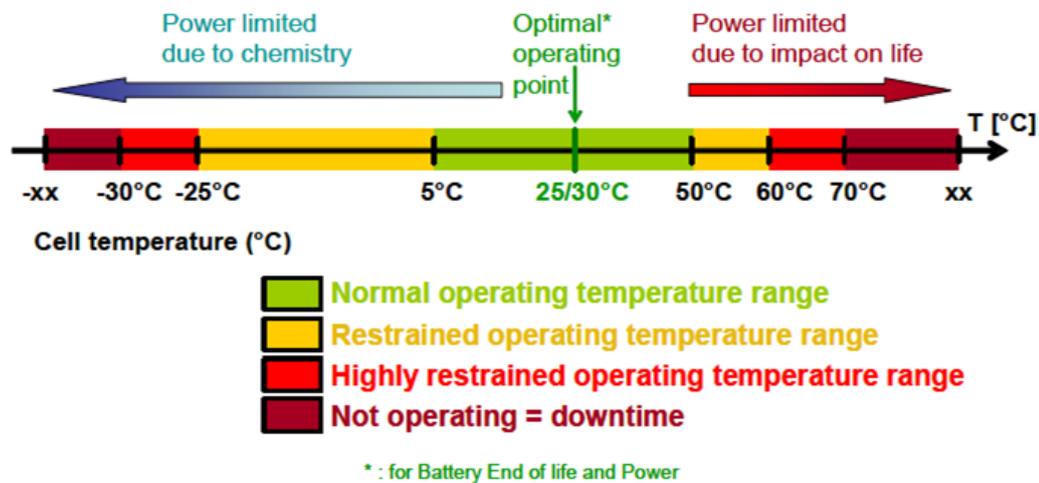


Abbildung 2.7: Betriebstemperatur der Li-Ion Zellen [33]

- Kürzere Wege der Wärme vom Kern zur Oberfläche \Rightarrow kleine Temperaturgradienten
- Wärmestrom proportional zur Oberfläche

Die Kenntnis der Entstehung bzw. die Pfade der Wärmeströme in einer Zelle ist bei der Kühlsystemauslegung entscheidend. Eine gute Wärmeleitung besteht in den einzelnen Schichten der Zelle sowie in den Ableitern und im Gehäuse. Im Gegensatz ist der Wärmeübergang zwischen den Schichten (durch den Separator) und durch die unterschiedlichen Hohlräume im Gehäuse gering. Abbildung 2.8 verdeutlicht diese Zusammenhänge anhand einer prismatischen Zelle mit oben positionierten Ableitern.

Kim et. al untersuchten den Einfluss der unterschiedlichen Anordnung der Ableiter auf die Temperaturverteilung in der Batteriezelle [31]. Da die Energien in Richtung des kleineren Widerstands strömen, sind die Ableiter die wärmsten Stellen einer Zelle. Die durchgeführten Untersuchungen zeigten, dass durch die Platzierung der Anode auf der Gegenseite der Kathode die Spreizung der Temperaturen verringert werden kann (Abbildung 2.9).

Um die Anforderungen, die eine Integration der Batterie mit sich bringt, zu erfüllen, sollen neue Kühlsysteme entwickelt werden. Der Einsatz unterschiedlicher Kühlmedien wird untersucht. Am meisten untersuchte bzw. eingesetzte Kühlkonzepte sind:

- Sekundärkreislauf
- Kältemittel
- Luftkühlung

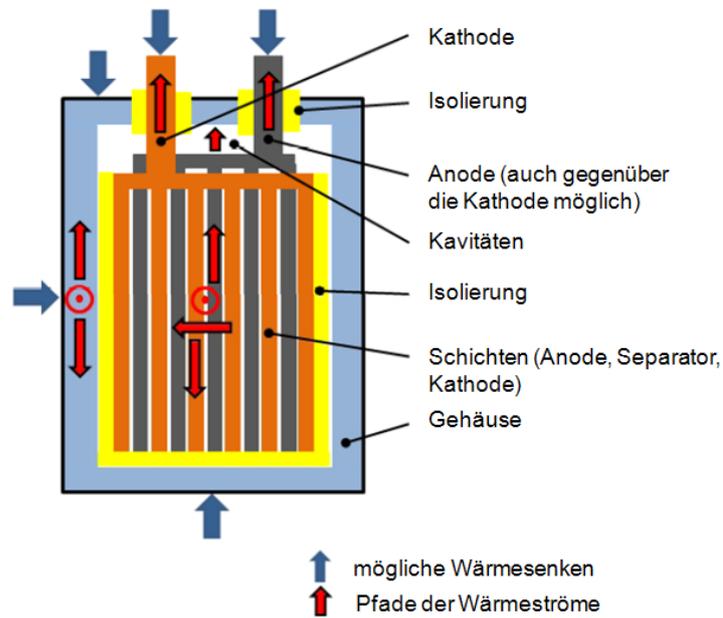


Abbildung 2.8: Zellenstruktur und die Wärmeströme in einer Zelle [27]

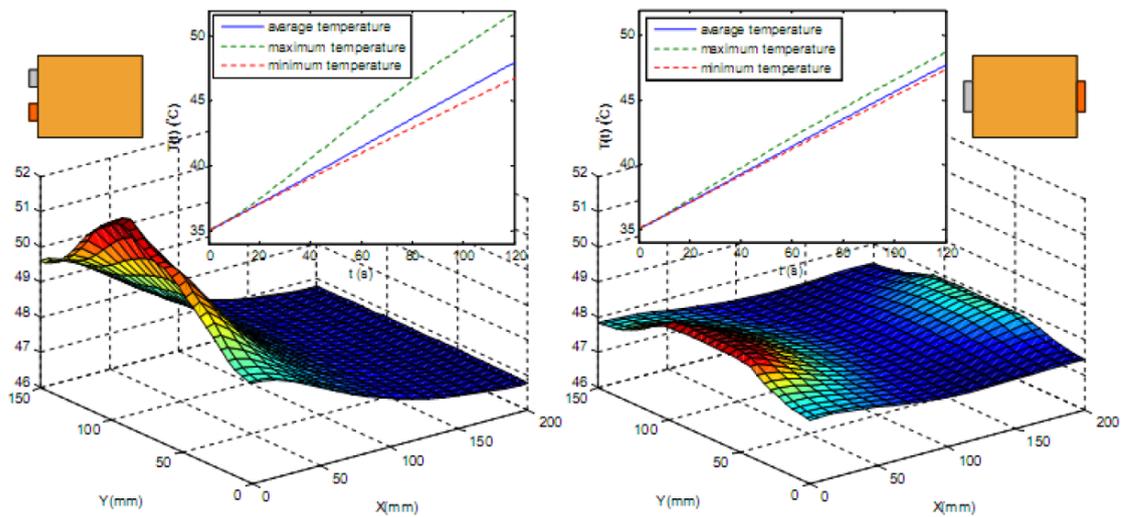


Abbildung 2.9: Einfluss der Anordnung der Ableiter auf die Temperaturverteilung [31]

Sekundärkreislauf

Bei dieser Kühlungsart wird als Kühlmittel, wie bei der Motorkühlung auch, ein Gemisch aus Wasser-Glykol verwendet. Das Kühlmittel wird entsprechend durch Kühlkanäle im Batteriegehäuse geführt und soll die Wärme der Zellen aufnehmen. Um einen ausreichenden Temperaturgradienten sicher zu stellen, wird ein deutlich niedrigeres Temperaturniveau (etwa 5°C [27]) als im primären Kühlkreislauf eingestellt. Die Kühlung erfolgt mittels eines "Chillers", der vom Kältekreislauf der Klimaanlage im Fahrzeug gespeist wird. Der separate Kreislauf verlangt eine zusätzliche Pumpe, die das Kühlmittel fördert. Bei diesem Konzept bietet sich in Verbindung mit einem zusätzlichen Wärmetauscher die Möglichkeit, bei entsprechend niedrigen Außentemperaturen mit Außenluft ohne Klimaanlage kühlen zu können.

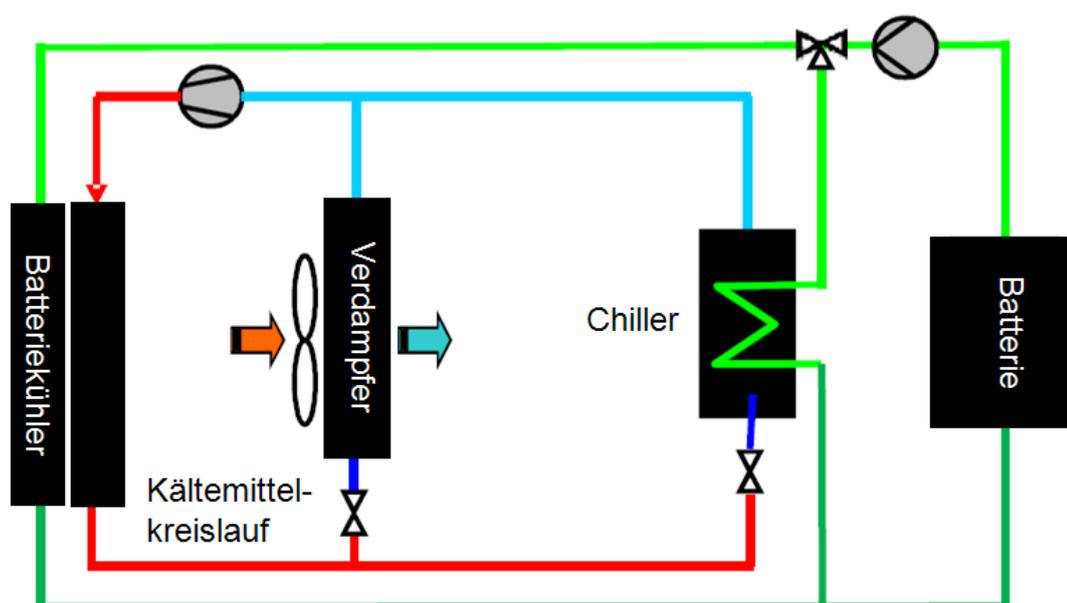


Abbildung 2.10: Sekundärkreislauf [27]

Kältemittel

Dieses Kühlsystem verwendet das Kältemittel aus dem Kältekreislauf des HVAC-Systems im Fahrzeug. Der Kühler der Batterie ist als Verdampfer ausgeführt und steht im Wärmekontakt zu den einzelnen Zellen. Die Kältemittelstrom wird vor dem Expansionsventil abgezweigt und der Batterie zugeführt. In der Batterie wird die Wärme aus den Zellen an das Kältemittel abgegeben und zum Verdampfer der Klimaanlage transportiert. Bei tiefen Außentemperaturen, wenn die Klimaanlage abgeschaltet wird, kann die Außenluft zur Kühlung herangezogen werden.

Luftkühlung

Bei diesem Kühlkonzept wird die Kühlluft zwischen den Zellen geführt. Die Luft für die Kühlung der Batterie kann an drei verschiedenen Stellen im Fahrzeug abgegriffen werden:

- Austritt der Kabinenluft
- Am Klimagerät - Kaltluftabgriff
- Am Kältemittel-Luft-Verdampfer

Die Luftkanäle zur Versorgung der Luftspalte sind in der Batterie integriert. Zusätzliche Luftführungen von der Kabine zum Batteriemodul und weiter zur Umgebung sowie ein Gebläse werden benötigt. Es besteht immer eine Verbindung von der Kabine zur Batterie (ausser Kühlluftabgriff am Verdampfer). Die Kühlleistung dieses Kühlsystems ist durch die Priorität des Kabinenkomforts begrenzt. Bei dieser Ausführung ist die Gefahr vorhanden, dass bei einem Unfall Rauchgase aus der Batterie zurück in den Fahrgastraum gelangen können.

2.2.4 Heizungs- und Klimaanlage

Ein wesentliches Teilsystem ist die Heizungs- und Klimaanlage. Sie erfüllt neben dem reinen Komfort-Aspekt auch eine wichtige Sicherheitsfunktion, weil sie zum Enteisen und Beschlagfreihalten der Scheiben erforderlich ist. Die nutzbare Abwärme (höherer Wirkungsgrad) beim Hybridfahrzeug ist geringer als bei konventionellen Fahrzeugen. Das Abschalten des Antriebs im Start-Stopp-Betrieb begrenzt den Betrieb der Heizung bzw. Kühlung mit der Klimaanlage. Aus diesem Grund wird der Motor in manchen Fällen auch im Stand, wenn die Temperatur im Innenraum einen bestimmten Wert übersteigt, wieder eingeschaltet [26].

Daraus ergeben sich an die Heizungs- / Klimaanlage zukünftiger Fahrzeuge unmittelbar die folgenden Anforderungen:

- Autarker Antrieb der Klimaanlage
- Nutzung alternative Wärmequellen zur Beheizung

Nur so ist ein weitgehend unabhängiger Betrieb der Heizungs- / Klimaanlage vom Verbrennungsmotor möglich. Während die erste Anforderung durch Einsatz eines mechanisch/-elektrisch oder rein elektrisch angetriebenen Verdichters recht einfach erfüllt werden kann, bedingt die zweite Anforderung ein zusätzliches System. Derzeit genutzte, beziehungsweise sich in Entwicklung befindliche, alternative, Heizsystemen sind:

- Elektrischer Zuheizung
- Kraftstoffzuheizung

- Wärmepumpe
- Heißgasprozess

Behr stellte eine Technologie vor, welche die Klimatisierungslücke schliessen soll [26]. Ein Speicherverdampfer wurde entwickelt, wobei in einem zusätzlich eingebauten Speicher während des Motorlaufs Kälte gespeichert wird, die bei abgeschaltetem Motor wieder an den Innenraum abgegeben wird. Der Speicherverdampfer verringert den Temperaturanstieg in einem als unkomfortabel empfundenen Bereich, wie sie beim Großstadtverkehr auftreten können, in rund 95 % aller Fälle. Für den Fall der Heizung wird für Hybridfahrzeuge vorgeschlagen, die Restwärme des Motors auszunutzen. Dazu soll ein Thermostat bei Teillast eine Anhebung der Temperatur des Kühlmittels sicherstellen. Das würde außerdem die Kaltlaufphase des Motors verkürzen und so ebenfalls zur Senkung des Kraftstoffverbrauchs beitragen.

2.3 Das virtuelle Prototyping im Entwicklungsprozess

Zur Beherrschung der sich ergebenden Komplexität von Hybridfahrzeugen ist es erforderlich, Simulationswerkzeuge bereits in der Konzeptauslegungsphase des Entwicklungsprozesses einzusetzen. Zu Beginn des Entwicklungsprozesses ist die Verfügbarkeit der Daten (Funktion, Betriebsverhalten, technologischen und sonstigen Eigenschaften eines Produktes) gering, um Konzeptentscheidungen mittels physischer Prototypen zu treffen. Hier ist der größte Nutzen der numerischen Simulation zu erkennen. Der Einsatz der Simulation in sehr frühen Phasen des Prozesses - dem so genannten *Front Loading* - führt zu kürzeren Entwicklungszeiten. Durch den Aufbau von virtuellen Prototypen können Fehler bzw. Probleme bereits früh erkannt und somit vermieden werden. Dadurch werden die Entwicklungskosten eines Produktes deutlich gesenkt.

Bei der Entwicklung der Hybridfahrzeuge werden in der Phase der Systemspezifikation Offline-Simulationen zur Potenzialabschätzung durchgeführt. Das Ziel ist die Abstimmung der Bauteile und eine grobe Festlegung der verschiedenen Steuerungen. Hierbei sind die Motor- und Getriebesteuerung sowie die übergeordnete Fahrzeugbetriebsstrategie von Bedeutung. Mit der Betriebsstrategie wird das Zusammenspiel von Elektro- und Verbrennungsmotor angepasst. Nach der Systemspezifikation erfolgt die Detaillierung der Steuerungen und der Betriebsstrategie. Die eingesetzten Offline-Simulationen werden als Model-in-the-Loop-Simulation (MIL) bezeichnet. Die Softwareentwicklung wird in den Phasen Modultest, Integrationstest oder Systemtest durch die Software-in-the-Loop-Simulation (SIL) und die Hardware-in-the-Loop-Simulation (HIL) begleitet. Wenn die Funktionen bzw. die Modelle die drei Phasen bestanden haben, kann die Bedatung der Steuergeräte an Prüfständen und im Fahrzeug durchgeführt werden. Erst hier können verlässliche Aussagen bezüglich der Emissionen und des Verbrauchs getroffen werden. Eine genauere Vorhersage in einer frühen Phase des Entwicklungsprozesses ist durch die Echtzeitsimulation an einem Motorprüfstand möglich. Die Voraussetzung dafür ist, dass der Verbrennungsmotor bereits ausgewählt wurde.

2.3.1 Thermal Management Simulation

Die Komplexität der einzelnen Systeme macht effiziente Untersuchungen auf Basis von physischen Prototypen nicht möglich. Um die unterschiedlichen thermischen Maßnahmen effizient untersuchen zu können, werden numerische Simulationen eingesetzt. Es werden immer öfter Simulationsmodelle erstellt, welche die physikalischen Zusammenhänge und das Verhalten der Teilsysteme des Fahrzeugs abbilden. In der Simulation ist es möglich, die Systemgrenzen so zu verschieben, dass einzelne Parameter isoliert werden, um deren Effekte bzw. Auswirkungen auf das Gesamtsystem analysieren zu können. Aber die Betrachtung der Einzelsysteme führt oft nicht zu den gewünschten Ergebnissen im Gesamtsystem. Um die Energieflüsse und die Rückwirkungen zwischen den einzelnen Teilsystemen korrekt zu erfassen, sollen die einzelnen Teilsysteme auch in der Simulation gemeinsam betrachtet werden. Die besondere Herausforderung stellt hierbei die Kopplung der verschiedenen Programme dar. Wie im Folgenden beschrieben wird, existieren zur gekoppelten Simulation verschiedene Ansätze.

Monolithischer Ansatz

Alle Subsysteme werden in der gleichen Simulationsumgebung abgebildet. Üblicherweise werden Modellierungswerkzeuge eingesetzt, mit denen Systeme jeglicher Art in verschiedenen Domänen (mechanische, elektrische, hydraulische Systeme) simuliert werden können. Die am meisten eingesetzten Tools sind ASCL, Modelica/Dymola und Matlab/Simulink. Bei diesem Ansatz werden alle Teilsysteme mit einem Gleichungslöser berechnet. Der Nachteil liegt einerseits darin, dass trotz unterschiedlicher Dynamik der Subsysteme, mit der gleichen Zeitdiskretisierung gerechnet werden muss. Andererseits kann bei dieser Vorgangsweise bei der Kommunikation zwischen den Submodellen auf die aufwendige Zeitsteuerungen sowie auf die Bereitstellung von Schnittstellen verzichtet werden [21].

Partitionierter Ansatz

Beim partitionierten Ansatz werden die einzelnen Teilmodelle in unterschiedlichen Simulationsumgebungen entwickelt. Die Simulationswerkzeuge sind nur auf ein bestimmtes Teilgebiet spezialisiert. Die unterschiedlichen Werkzeuge werden miteinander gekoppelt und zu einem Gesamtfahrzeugmodell integriert. Um dies zu ermöglichen, werden unterschiedliche Koppelungsplattformen entwickelt [60], [49]. Die Koppelungsplattform muss zwischen den einzelnen Modellen eine Kommunikation sicherstellen sowie den zeitlichen Parametertausch synchronisieren. Bei dieser Methode kann im Vergleich zum monolithischen Ansatz jedes einzelne Gleichungssystem durch angepasste und auf das jeweilige System abgestimmte Lösungsverfahren behandelt werden, wodurch für die einzelnen physikalischen Bereiche die Verwendung effizienter Diskretisierungs- und Lösungsverfahren ermöglicht wird.

2.3.2 Simulationswerkzeuge

Ein wesentlicher Punkt ist die Anpassung bzw. Auswahl der exakten Simulationswerkzeuge und Simulationsmethodik für die spezifische Problemstellung.

Simulationstools in der Antriebsstrangsimulation

Heute existieren zur Simulation des Antriebsstrangs von Hybridfahrzeugen Werkzeuge mit unterschiedlicher Komplexität.

Die AlternativeVehicles-Bibliothek für Modelica [6] stellt Komponenten insbesondere zur Modellierung von alternativen Antrieben zur Verfügung, wobei einzelne Komponenten in unterschiedlicher Modellierungstiefe dargestellt sind. Im Zusammenhang mit der Modelica PowerTrain-Bibliothek lassen sich damit Gesamtmodelle von Fahrzeugen entwickeln und simulieren. Die neue „Smart-Drives-Bibliothek“ [59] für Modelica, die aus mehreren sub-Paketen (Controllers, Inverter, Sources, Sensors, Components, MachinesQS, Connectors, Icons, Examples) besteht, wurde von Arsenal Research entwickelt. Die Kompatibilität mit den anderen Modelica-Bibliotheken bietet eine umfangreiche Simulationsumgebung.

Das Fahrsimulationsprogramm AVL - CRUISE [3] wird zur Antriebsstrangentwicklung (konventionelle Fahrzeuge und Hybridfahrzeuge), Verbrauchsminimierung und Fahrverhaltensoptimierung eingesetzt. Von CRUISE werden abhängig von der Strecke, dem Fahrzeug (Getriebe, Fahrer, Reifen, usw.) die entsprechenden Lastsignale für die Antriebsaggregate berechnet. Dabei können verschiedene Getriebevarianten und Testzyklen wie FTP (Federal Test Procedure), NEFZ (Neue Europäische Fahrzyklus), Bergfahrt, Stationärfahrt usw. simuliert werden. Das Simulationsprogramm enthält auch verschiedene Module zur Simulation von Hybridfahrzeugen wie E-Maschinen, Batterie, SuperCaps, Umrichter, Bordnetz etc. Um die Wirksamkeit von unterschiedlichen Energiemanagement-Strategien im Fahrzeug zu untersuchen, bietet TESIS DYNAware das Package „veDYNA“ und als Zusatz das Motorsimulationsprogramm „enDYNA“ und die Powernet-Bibliothek an [62], [61]. Die Modelle sind in Matlab/Simulink [36] implementiert und sowohl auf dem PC als auch auf Echtzeit-Hardware verwendbar.

Die meisten Simulationswerkzeuge werden entweder in Matlab/Simulink oder in Modelica/Dymola Umgebung entwickelt. Nowakowski [42] entwickelte ein modular aufgebautes Modell in Matlab/Simulink, welches auf gemessenen Kennfeldern und Messdaten, die als Eingabedaten zu verstehen sind, basiert. Ein anderer Modellbildungsansatz wurde von Guzzella et. al [25] präsentiert. Die quasistatische Modellbildung, die hier angewendet wird, ist für Optimierungsprobleme von komplexen Antriebssträngen gut geeignet. Die quasistatischen Modelle der einzelnen Komponenten stehen in einer Matlab/Simulink-Bibliothek zur Verfügung.

In der Literatur werden noch folgende Simulationswerkzeuge zur Simulation von Hybridfahrzeugen angegeben:

- SIMPLEV (Simple Electric Vehicle Simulation Program); Idaho National Engineering Laboratory
- Fasima II; Universität Stuttgart
- CarSim; AeroVironment
- HVEC (Hybrid Vehicle Evaluation Code); Lawrence Livermore National Laboratory
- CSMHEV; Colorado School of Mines
- FaSimu; Forschungsinstitut Fahrzeugtechnik der HTW Dresden (FH)
- V-Elph; Texas A&M Universität

Simulationstools in der Kühlsystems simulation

Bei der Modellbildung der entsprechenden Kreisläufe wird auf die existierenden Funktionen, Modelle und 1D Simulationstools wie KULI, Flowmaster, GT-Suite sowie auf die 3D-CFD Software wie Fluent, Star CD zurückgegriffen.

KULI [17] ist eine Entwicklung von MAGNA Powertrain mit dem Ziel, Kühlsysteme und Klimaanlage von Kraftfahrzeugen simulieren zu können. Es ermöglicht die Durchführung von Auslegungs- und Optimierungsaufgaben und die Betrachtung der gegenseitigen Beeinflussung von Komponenten in einem Kühlsystem. Dabei basiert die Simulation auf den von Komponentenherstellern gemessenen Kennwerten und Messdaten, die in KULI als Eingabedaten verarbeitet werden. Die Messwerte werden in dimensionslose Größen übergeführt, um eine Unabhängigkeit von Geometrie und Stoffdaten zu erhalten. Flowmaster [20] ist ein Simulationsprogramm, das häufig als virtuelles Strömungslabor verwendet wird. Seine Stärken liegen deutlich auf der Fluidseite, während bei KULI, der Luftpfad des Fahrzeugs besser modelliert werden kann. GT-Suite [22] von Gamma-Technologies sowie LMS Imagine.Lab (ex Amesim) [35] verfolgen den monolithischen Ansatz der Gesamtfahrzeugsimulation und bieten eine Palette von Produkten, die für thermische Untersuchungen im Fahrzeug eingesetzt werden. Damit können alle Berechnungen zur Auslegung und Analyse von Motor, Antriebsstrang, Kühlkreislauf usw. in einer Applikation durchgeführt werden.

Die 3D-CFD-Simulation ermöglicht prinzipiell eine detaillierte örtliche und zeitliche Diskretisierung aller Strömungsprozesse. Die Simulation braucht eine lokale numerische Beschreibung aller Prozesse durch verschiedene Modelle (Fouriersches Wärmeleitungsgesetz, Turbulenzenmodelle usw.). Diese physikalischen Modelle sind komplex und werden durch Anwendung von empirischen Ansätzen (logarithmische Wandgesetz usw.) angenähert. Das Berechnungsnetz ist die Grundlage für die CFD Berechnungen. Heutzutage werden bei dreidimensionalen numerischen Simulationen Netze mit mehreren Millionen Volumina verwendet. Um allerdings ein Strömungsproblem berechnen zu können, müssen an den Rändern des Netzes Randbedingungen definiert werden. Fluent [30], Star-CD [10],

CFD++ [38], OpenFoam [44], Fire [4] sind Finite Volumen Programme zur Strömungsanalyse. Die einzelnen Programme sind auf bestimmte Teilgebiete spezialisiert.

3 Modellbildung und Simulation

Um effizient simulieren zu können und wertvolle Simulationsergebnisse zu erzielen, ist eine Verzahnung der Messungen und der Berechnung notwendig. Die Messung bildet eine Grundlage für verifizierte und somit aussagekräftige Simulationsmodelle. Bei der Simulation wird nach dem so genannten V-Ansatz vorgegangen [50].

Der erste Schritt beim V-Ansatz ist die hardwareseitige Unterteilung des Gesamtfahrzeuges in seine einzelnen Teilsysteme wie z. B. Antriebsstrang, Kühlkreislauf usw. Weiters werden die Subsysteme in ihre einzelnen Komponenten zerlegt. Bei einem Kühlkreislauf sind dies z. B. unterschiedliche Wärmetauscher, Wasserpumpe, Rohrleitungen, Ventile, Lüfter. Diese können nun mittels Simulationsprogrammen abgebildet werden, d. h. im V-Ansatz wird auf der untersten Ebene der Übergang von der Hardware zur Software realisiert. Um eine hohe Qualität der Simulationsergebnisse gewährleisten zu können, müssen die Simulationsmodelle der Komponenten mit Hilfe von Experimenten verifiziert oder, sofern eine physikalische Beschreibung der Komponenten zu aufwendig ist, erst erstellt werden. Die Modellvalidierung ist kein einmaliger Schritt, sondern ein iterativer Prozess, der eng mit der eigentlichen Modellierungsaufgabe verbunden ist.

Aus den Modellen der einzelnen Komponenten werden nun Modelle der Teilsysteme erstellt. Dazu können verschiedene, für die spezifische Anwendung optimierte, Programme verwendet werden. Diese bilden zusammen mit den „Hardware-Subsystemen“ die Schicht der Subsysteme im V-Ansatz. Auch auf dieser Ebene findet eine Validierung der Simulationsergebnisse mit experimentellen Untersuchungen statt. Als Ergebnis stehen validierte Simulationsmodelle zur Verfügung, die dazu genutzt werden, um die Funktionalität eines Teilsystems des Fahrzeugs (z. B. Kühlkreislauf) zu untersuchen oder zu optimieren.

Zur Simulation des Gesamtfahrzeuges müssen die Modelle der Subsysteme zu einem Gesamtmodell zusammengefügt werden. Auch auf dieser Ebene ist eine Verifizierung der Simulationsergebnisse von besonderer Bedeutung, denn nur so können verlässliche Simulationsergebnisse erzielt und dadurch Gesamtfahrzeug-Prototypentests reduziert werden.

3.1 Versuchsfahrzeug

MAGNA STEYR setzt in seinem Programm neben Fahrzeugentwicklung und Fahrzeugproduktion die Entwicklung der Hybridsysteme elektrischer Energiespeicher, elektrische Achsen, Hybridgetriebe und Hybridfahrzeugsteuerungen um. Der Aufbau eines Voll-Hybrid

SUV mit elektrischem 4 Wheel Drive Modul (4WD) erfolgt auf Basis eines Daimler Chrysler ML350. Gemeinsam mit den Systempartnern MAGNA POWERTRAIN, Siemens VDO und TYCO wird damit die Integrationskompetenz für ein Elektrohybridfahrzeug demonstriert.

Maße und Gewichte		
Leergewicht/Zuladung	2.550/330	kg
Zulässiges Gesamtgewicht	2.880	kg
cw-Wert	0,35	-

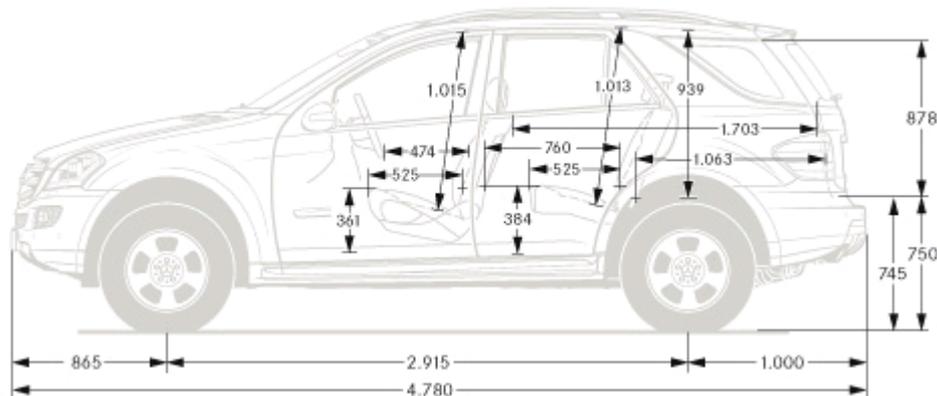


Abbildung 3.1: Fahrzeugabmessungen DC ML350

3.1.1 Antriebsstrang

Das prinzipielle Schema der Antriebsstrangtopologie ist in Abbildung 3.2 dargestellt. Der Antriebsstrang wird in Längsrichtung um das E4WD-Modul ergänzt [56]. Das integrierte Modul ist zwischen dem Verbrennungskraftmotor und dem automatisierten Schaltgetriebe eingebaut. Das E4WD-Modul besteht aus zwei Elektromaschinen (EM1 und EM2) und aus vier nasslaufenden Lamellenkupplungen (K1 - K4). Die Elektromaschine EM1 stellt gemeinsam mit den Kupplungen K1 und K2 ein Parallelhybridkonzept dar (Hinterachse). Die Elektromaschine EM2 dient als Antriebsaggregat für die Vorderachse. Der Vorderachsenantrieb erfolgt über einen Kettentrieb (KT). Aufgrund der Bauraumsituation im Vorderwagen ist die externe Unterbringung der elektrischen Antriebseinheit koaxial zur Vorderachse nicht möglich (Bauraum, Lenkung, Motoradaption, Kosten, usw.). Daher ist die elektrische Achse im E4WD-Modul enthalten und bildet gemeinsam mit der Parallelhybrid-Einheit eine hochintegrierte Lösung.

Das E4WD-Modul vereint die Funktionalität des klassischen Parallelhybrids mit Zweikupplungstopologie mit einer abkuppelbaren elektrischen Antriebseinheit für die Vorderachse. Die Anordnung mit vier Kupplungen sowie zwei Elektromaschinen und Verbrennungsmotor umfasst eine Vielzahl an Betriebszuständen, von denen insgesamt 21

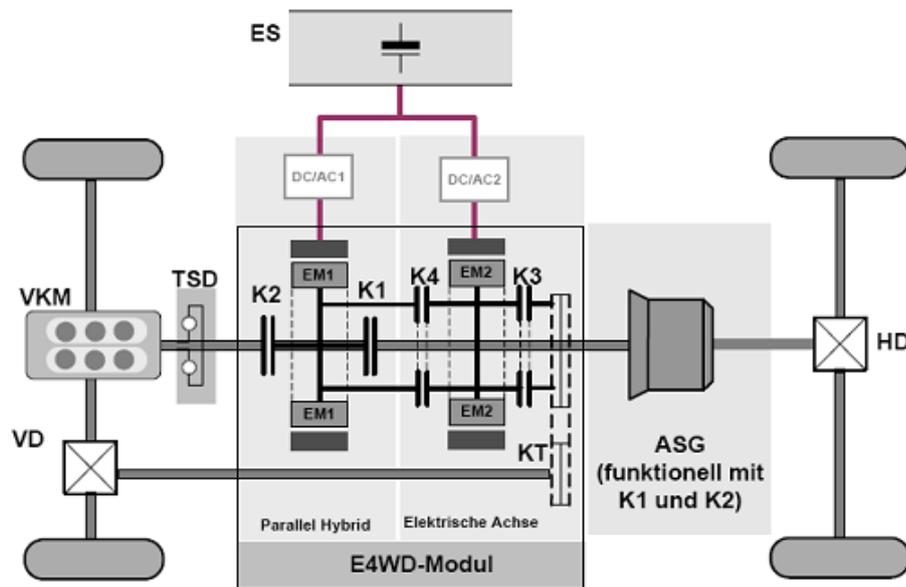


Abbildung 3.2: Antriebsstrangschemata HySUV [56]

Modi sinnvoll und funktional implementiert sind. Die wichtigsten unter ihnen sind der Serienhybrid-Modus, der Parallelhybrid-Modus und der Elektrische-Achsen-Modus, welche durch Kombination einen permanenten Allradbetrieb ermöglichen.

In Abbildung 3.3 ist der Betrieb des HySUV als Serienhybrid dargestellt. Hierbei liefert die Verbrennungskraftmaschine ihre Leistung über die Kupplung K2 zur Elektromaschine EM1, welche im Generatorbetrieb arbeitet. Die dadurch erzeugte elektrische Leistung wird der Elektromaschine EM2 zum Antreiben der Vorderachse über die Kupplung K3 und den Kettentrieb zur Verfügung gestellt.

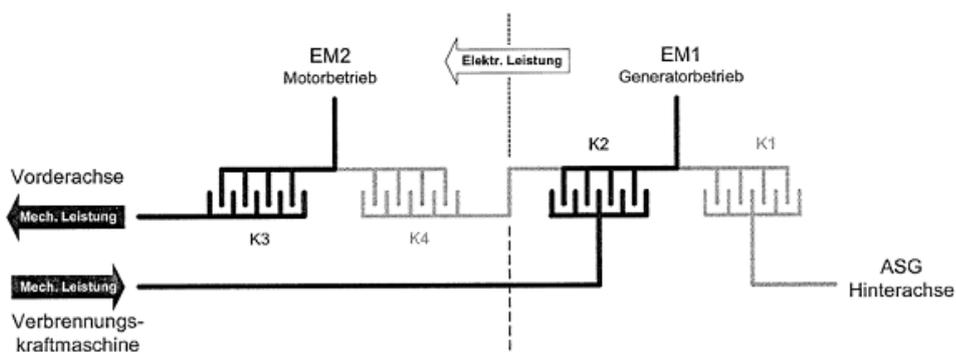


Abbildung 3.3: Serienhybrid - Modus [57]

In Abbildung 3.4 ist der Betrieb als Parallelhybrid grafisch dargestellt. Hier ist der Leistungsfluss von der Verbrennungskraftmaschine über die Kupplung K2 und K1 zum auto-

matisierten Schaltgetriebe und von dort zur Hinterachse gegeben. Weiters wird die VKM auch durch die Elektromaschine EM1 unterstützt, welche ihre Leistung über die Kupplung K1 zum automatisierten Schaltgetriebe und von dort zur Hinterachse überträgt.

Sämtliche klassische Hybridfunktionen wie Lastpunktanhebung, Start/Stop Funktion, Rekuperation und Boost (auf beide Achsen) sind implementiert, wodurch mit einer optimierten Betriebsführung eine Reduktion der Emissionen bzw. des Kraftstoffverbrauchs erreicht wurde.

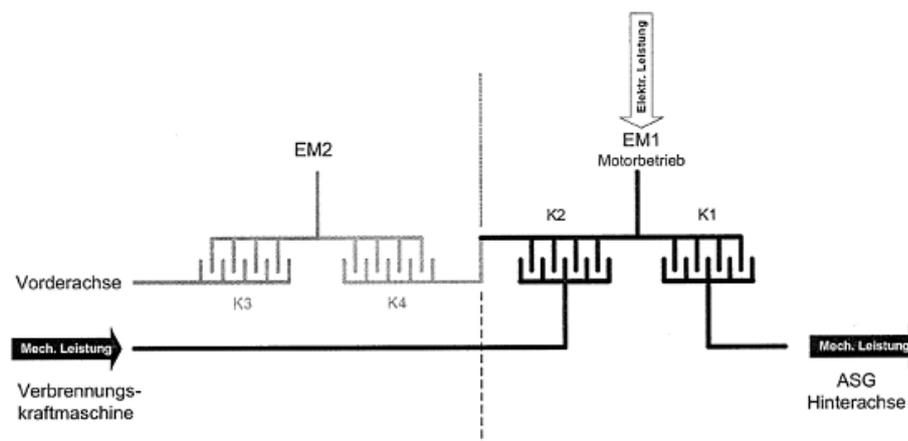


Abbildung 3.4: Parallelhybrid - Boost mit Elektromaschine EM1 [57]

Verbrennungskraftmaschine

Beim HySUV blieb der Verbrennungsmotor Mercedes M272 E35 unverändert. Bis auf die mechanische Wasserpumpe des Kühlkreislaufes I entfielen alle Nebenaggregate, die bisher per Riemen durch die Kurbelwelle angetrieben wurden. Mit den elektrischen Maschinen als Bestandteil des Antriebstranges muss der Verbrennungsmotor nicht mehr den gesamten Betriebsbereich abdecken. Dadurch konnten bezüglich Wirkungsgrad bzw. Verbrauch sowie Laufruhe Vorteile erreicht werden.

Tabelle 3.1: Motordaten

Zylinderanordnung/-anzahl	V6
Kraftstoff	Benzin
Hubraum	3.498 l
Nennleistung	200kW/272PS bei 6000U/min
Max. Moment	350Nm bei 2400U/min
Verdichtungsverhältnis	10.7 : 1

Getriebe

Das komplizierte Zusammenspiel des Antriebsstrangs konnte nur durch ein automatisiertes Getriebe realisiert werden. Das automatisierte Schaltgetriebe der Firma Getrag besitzt sieben Vorwärtsgänge und einen Rückwärtsgang. In Tabelle 3.2 sind die jeweiligen Übersetzungsverhältnisse der einzelnen Gangstufen dargestellt.

Tabelle 3.2: Übersetzungsverhältnis

Gang	Übersetzung
1	3.99
2	2.65
3	1.81
4	1.39
5	1.16
6	1
7	0.83
R	3.99

Kupplung

Die vier Kupplungen (Abbildung 3.5) finden in den Rotorträgern der beiden Elektromaschinen Platz, wobei die geometrische Zuordnung entsprechend dem Parallelhybrid und der elektrischen Achse realisiert ist. Daraus ergibt sich die Modularität auf Submodulebene, z.B. nur ein Parallelhybrid-Modul in den Antriebsstrang zu integrieren. Die Schmier- und Kühlmittelversorgung für die nasslaufenden Kupplungen und Lager wird durch eine externe elektrische Ölpumpe gewährleistet. Diese Ölpumpe kann je nach Betriebszustand die Fördermenge verändern. Dadurch können eine gezielte Schmierungsversorgung der Kupplungen gewährleistet und im Vergleich zu mechanisch angetriebenen Ölpumpen eine Wirkungsgradverbesserung erreicht werden.

Hybrid Electric Drive

Die beiden elektrischen Antriebe, auch „Hybrid-Electric-Drive-Systeme“ (HED) genannt, wurden von Siemens VDO beigestellt und bestehen aus der Leistungselektronik mit Steuereinheit, der kompletten E-Antrieb Regelungssoftware, den elektrischen Maschinen und der notwendigen Sensorik (Abbildung 3.6).

Da beide Achsen rein elektrisches Fahren unterstützen, ist der Vierquadrantenbetrieb der beiden elektrischen Maschinen notwendig. Die Leistungsdaten der Parallelhybridmaschine EM1 richten sich nach dem Kennfeld der Verbrennungskraftmaschine. Die Vorderachsmaschine EM2 hingegen ist auf die Traktionsanforderung abgestimmt und weist daher ein

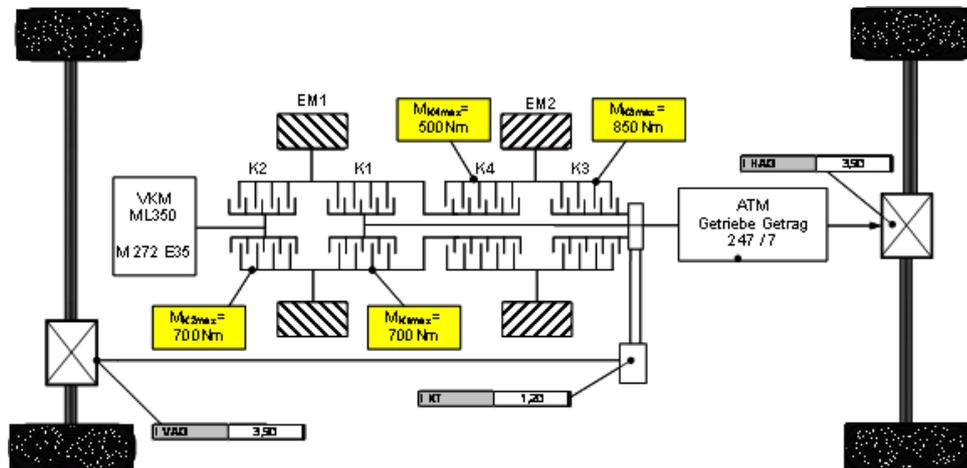


Abbildung 3.5: Kupplungsanordnung im Antriebsstrang [57]

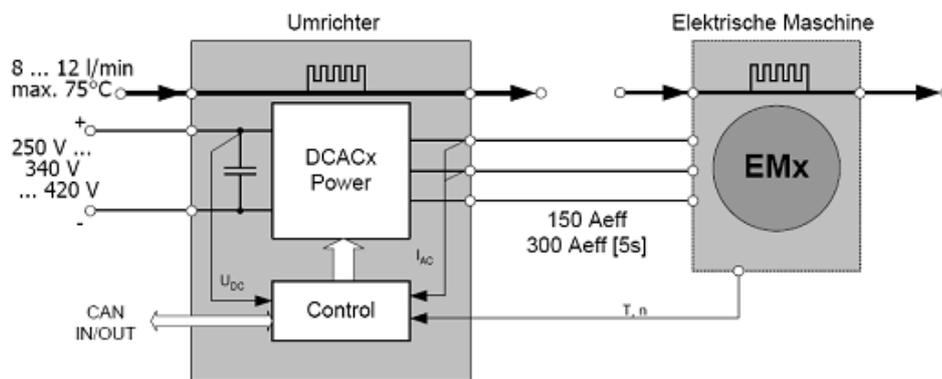


Abbildung 3.6: Hybrid Electric Drive (HED) [47]

größeres max. Moment auf. In Tabelle 3.3 sind die wesentlichen Daten der elektrischen Aggregate zusammengefasst.

Tabelle 3.3: Daten der elektrischen Maschinen

	Elektrische Maschine 1	Elektrische Maschine 2
Max. Leistung Kurzzeitbetrieb	55 kW	55 kW
Max. Leistung Dauerbetrieb	26 kW	26 kW
Max. Moment	350 Nm	500 Nm
Rotormasse	7.7 kg	10 kg
Rotor-Trägheitsmoment	0.0626 kgm^2	0.0815 kgm^2
Statorgesamtmasse	15.5 kg	19.5 kg
Masse Statorwicklung	5.5 kg	6 kg

Energiespeicher

Als elektrischer Energiespeicher wurde ein Li-Ion Batterie System entwickelt. Das Batteriemodul besteht aus zehn Li-Ionen Zellen mit je 7Ah, die mit einem CSC (Cell Supervision Circuit) verbunden sind.

Tabelle 3.4: Daten der Batteriezelle

Typ	Durchmesser	Höhe	Gewicht	Kapazität	Spez. Energie	Energiedichte
-	mm	mm	kg	Ah	Wh/kg	Wh/l
VL -7PN	41	145	0.38	6.8	71	140

Das Li-Ionen Batteriesystem selbst besteht aus zehn solcher Module und einem Batteriemangement System (BMS). Der Fokus in der Umsetzung des Systems lag auf der Maximierung der Leistungsdichte, um die Hybridanforderungen zu erfüllen. Das Batteriesystem soll auch hohe Kurzeitleistungen zur Verfügung stellen können. Die Spezifikationen des Batteriesystems sind in Tabelle 3.5 aufgelistet.

Tabelle 3.5: Spezifikation des Batteriesystems vom HySUV

Leistung	Laden 61 kW / Entladen 57 kW
Energieinhalt	2.5 kWh
Energiedichte	25 Wh/l
Spannungsbereich	200 - 400V
Abmaße	790mm / 600mm / 215 mm
Masse	80 kg

3.1.2 Hybridsteuerung

Die Betriebsstrategie des hier dargestellten Hybridkonzeptes, die vom MSF entwickelt wurde [23], verfügt über alle Funktionalitäten eines Vollhybrids. Die Hybridsteuerung (Hybrid Control Unit -HCU) soll auf einen Fahrerwunsch reagieren und einerseits den Verbrauch senken bzw. andererseits den Fahrspaß erhöhen. Die im HySUV implementierte HCU-Software erreicht dies durch folgende Hauptmodi:

- Reiner VKM-Betrieb
- Hybridbetrieb
- Rein elektrisches Fahren
- Rekuperatives Bremsen

Für den Momentenaufbau sind die Leistungselektronik (Umrichter) der elektrischen Maschinen EM1 und EM2, das Steuergerät der Verbrennungskraftmaschine und das Bremsensteuergerät verantwortlich. Der Fahrdynamikregler berechnet die fahrdynamisch optimale Momentenverteilung im Antriebsfall. Das gewünschte Moment wird nicht direkt von der Verbrennungskraftmaschine umgesetzt, sondern wird an die HCU gesendet. Das Antriebsstrangmanagement verteilt das Fahrerwunschemoment energetisch optimal auf die Antriebsmaschinen. Dieses berechnet unter Berücksichtigung der Systemzustände (Temperatur der Batterie und der elektronischen Komponenten, verfügbare Leistung in der Batterie, Ladezustand der Batterie) die physikalisch möglichen Antriebsmaschinenkonfigurationen (AMK). Die AMK werden hinsichtlich Dynamik, Verbrauch, Komfort, Ladezustand der Batterie und Komponentenverfügbarkeit bewertet (Wirkungsgradoptimierung). Das Antriebsmoment wird auf die drei Antriebsmaschinen verteilt und an den Momentenkoordinator gesendet. Der Momentenkoordinator definiert aus den Vorgaben des Hybridreglers die Antriebsstrangmaschinenkonfiguration und koordiniert die Übergänge zwischen den Konfigurationen.

3.1.3 Kühlsystem

Die zusätzlichen Komponenten Batterie, Leistungselektronik, elektrische Maschinen, die eigentlich das Fahrzeug hybridisieren, werden flüssigkeitsgekühlt. Die drei unterschiedlichen Systeme arbeiten auf unterschiedlichen optimalen Temperaturniveaus. Das VTMS des Fahrzeugs wurde in drei Teilsysteme unterteilt, weshalb das Kühlsystem für die Batterie, die elektrischen Komponenten und für den Verbrennungsmotor getrennt ausgeführt sind. Die Kühlsysteme sind voneinander nicht unabhängig und werden luftseitig gekoppelt. Die Koppelung dieser wird durch die Anordnung der entsprechenden Kühler im Luftpfad bedingt.

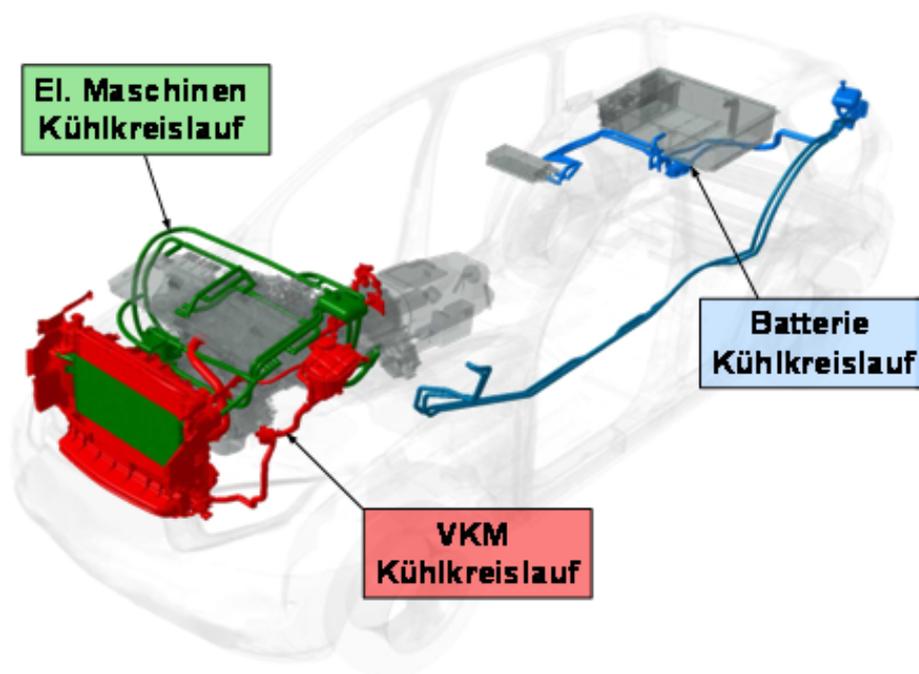


Abbildung 3.7: Anordnung der Kühlkreisläufe im Fahrzeug [40]

Kühlsystem I

In der Abbildung 3.8 ist der unveränderte Kühlkreislauf für den Verbrennungsmotor dargestellt. Der Kühlkreislauf besitzt eine mechanische Pumpe, die vom Keilriemen angetrieben wird. Sie pumpt das Kühlmittel im Hauptkreislauf durch den Motorblock und den Wasserkühler. Ein Teil des Kühlkreislaufes wird abgezweigt, um den Heizungswärmetauscher mit Kühlwasser zu versorgen. Eine andere Abzweigung geht durch den Motoröl-Wasser-Wärmetauscher.

Kühlsystem II

Aufgrund der hohen Kühlmitteltemperatur von etwa 95°C des Kühlkreislaufes I werden die elektrischen Maschinen und die Leistungselektronik durch einen eigenen Kreislauf gekühlt (Abbildung 3.9). Die Randbedingungen für die Auslegung waren:

- Kühlmittelintrittstemperatur Leistungselektronik max. 75°C
- Temperaturdifferenz Kühlmittel Leistungselektronik max. 5°C
- Temperaturdifferenz Kühlmittel E-Maschinen max. 10°C
- Kühlmittelrelativdruck aufgrund der Leistungselektronik max. 1 bar

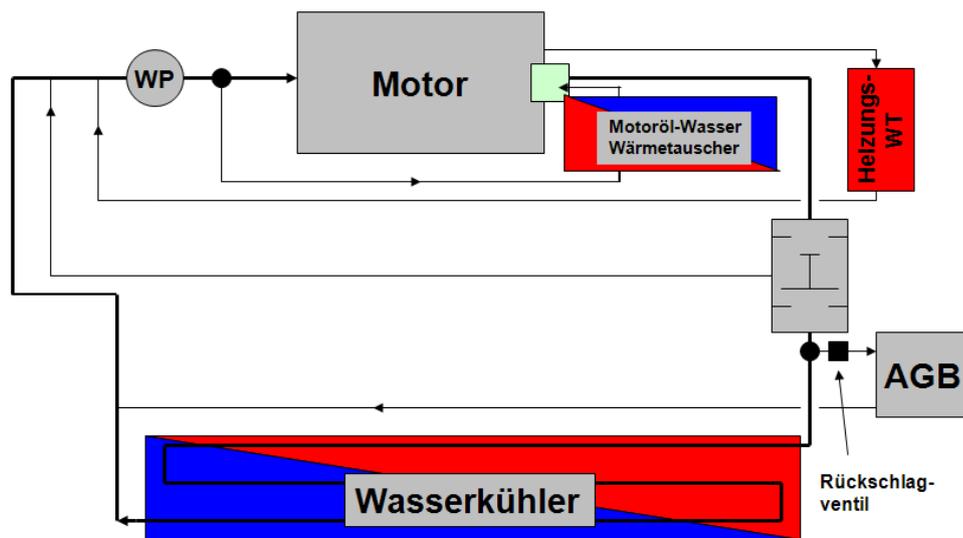


Abbildung 3.8: Motorkühlkreislauf

- Druckverlust von ELKO-Kühler gegenüber DC/AC-Kühler, um eine Zehnerpotenz größer

Die Leistungsteile für die Ansteuerung der Elektromaschinen als auch die Elektromaschinen selbst sind wassergekühlt ausgeführt. Das Kühlmittel wird mittels einer elektrisch angetriebenen Pumpe durch die Leistungselektronik (DC/AC Umrichter) gepumpt. Aufgrund von hohen Druckverlusten werden die beiden ELKOs parallel zu dem in Serie geschalteten IGBTs mit Kühlwasser durchgeströmt. Die beiden elektrischen Maschinen werden in Serie nach dem Getriebeöl-Wasser-Wärmetauscher im Kühlkreislauf geschaltet. Als zusätzlicher Wasserkühler wird ein Wasserkühler der Firma Modine implementiert. Im Kühlpaket wird dieser auf der Luftseite als erster positioniert.

Kühlsystem III

Die Batteriemodule sind flüssigkeitsgekühlt. Ein Kühlschlauch umschlingt die Zellen halbseitig in acht Lagen. Die Batterie wird mittels des so genannten Sekundärkühlkreislaufs (siehe 2.2.3) gekühlt. Der Batteriekühlkreislauf besteht aus einem Flüssigkeitskühlkreislauf, welcher durch einen Wärmetauscher (Chiller) am Fahrzeug-Klimakreislauf angekoppelt ist. Der mechanische Kältemittelverdichter wurde durch einen elektrischen Kompressor der Firma Sanden ersetzt. Für die Integration war eine zusätzliche elektrische Wasserpumpe, die das Kühlmittel im neuen Teil des Kühlkreislaufs fördert, erforderlich.

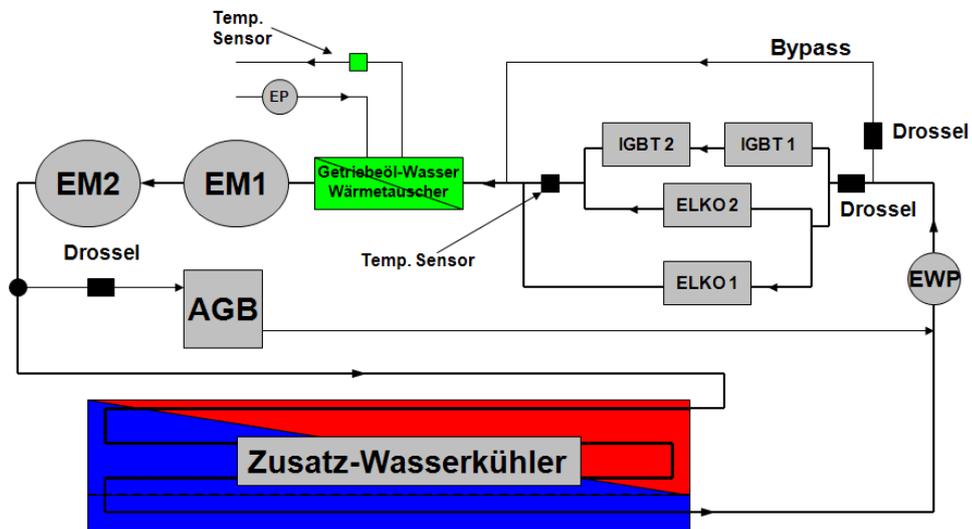


Abbildung 3.9: Prinzipschaltbild des Kühlkreislaufes II

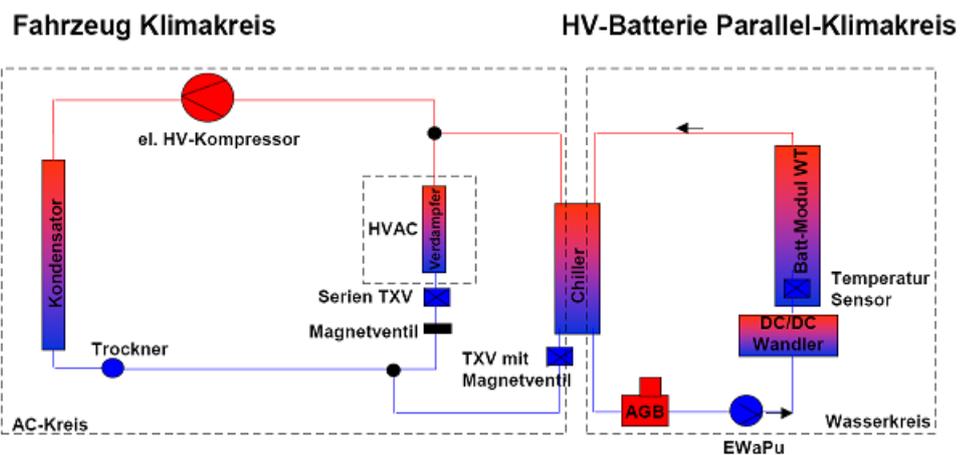


Abbildung 3.10: Prinzipschaltbild des Kühlkreislaufes III

3.2 Modellierung der Teilsysteme

Bei der Modellbildung lassen sich unterschiedliche Ansätze bzw. mathematische Modelle zur Beschreibung der einzelnen Systeme anwenden. Das betrachtete System kann durch statische oder dynamische Modelle abgebildet werden. In einem statischen Modell werden die Ausgänge nur durch algebraische Verknüpfungen der Eingänge definiert. Diese Zusammenhänge können explizit als algebraische Gleichungen vorliegen oder implizit durch Kennlinien bzw. Kennfelder gegeben sein (vor allem bei nichtlinearen Zusammenhängen). Da hier keine Differentialgleichungen gelöst werden müssen, ist der Rechenaufwand deutlich geringer. Dieser Ansatz wird hauptsächlich bei der Untersuchungen der Auswirkung einzelner Parameter auf das System verwendet. Bei den dynamischen Modellen zeigen die Ausgangsgrößen aufgrund der Speicherwirkungen kompliziertere Abhängigkeiten. Die Systeme werden durch gekoppelte Differentialgleichungen mathematisch beschrieben. Die Differentialgleichungen stellen das so genannte parametrische Modell dar; im Gegensatz dazu können bei der Modellierung Funktionsverläufe bzw. Kennfelder als nichtparametrische Modelle verwendet werden.

In diesem Abschnitt werden zunächst die einzelnen Teilmodelle des Gesamtfahrzeugmodells beschrieben. Da diese Arbeit im Rahmen eines Forschungsprojekts mit MAGNA Steyr Fahrzeugtechnik (MSF) Graz entstanden ist, wurden bei der Auswahl der Software-Produkte jene bevorzugt, die beim Projektpartner MSF im Einsatz sind. Das Fahrzeugmodell wurde mit dem Simulationswerkzeug "veDyna" abgebildet. Da veDYNA in einer Matlab/Simulink-Umgebung implementiert ist, wurden die zusätzlichen Komponenten des Antriebsstrangs auch im Matlab/Simulink modelliert. Für das thermische Modell wurde das Programm "KULI" verwendet.

3.2.1 Das Fahrzeugmodell

Das Programm veDYNA wird zur Simulation der Fahrzeugdynamik eingesetzt. veDYNA wurde sowohl für Echtzeitanwendungen als auch für offline Simulationen auf einem normalen Rechner entwickelt. Weitere Einsatzgebiete sind bei Komponententests sowie bei der Berechnung von Fahrleistungen.

Das nichtlineare parameterbasierte Fahrzeugmodell basiert auf dem Modellkonzept von Prof. Rill von der Fachhochschule Regensburg [52]. In veDYNA wurden Komponenten wie Chassis, Achsaufhängung, Lenksystem für jede Achse, Bremsen, Antriebsstrang und Reifen modelliert. Das Chassis wird als Mehrkörpersystem aus mehreren Bausteinen gebildet: starrer Fahrzeugkörper, Radkörper und zusätzliche variable Beladung. Die Achsen werden entweder durch Mehrkörperachsmodele oder durch nichtlineare Kinematiktabelle abgebildet. Die Reifenmodelle TM-Easy (semi-empirisches Reifenmodell) und Pacejka 96 (Reifenmodell in Simulink) sind auch ein Bestandteil des veDYNA-Fahrzeugmodells. Anhand von Straßenverlauf, Straßenprofil und Straßengeometrie wird das Höhenprofil der Fahrbahn für jedes Rad berechnet. Es kann zwischen mehreren verschiedenen Konfigurationen des Fahrermodells gewählt werden. In Abhängigkeit der Zeit, der Strecke sowie

der Zustände des Fahrzeuges lassen sich für die Längs- und Querdynamik unterschiedliche Manöver definieren. Die Parametrierungsdaten sind jene Daten, wie z.B. Massen- und Trägheitsmomente, die für eine dynamische transiente Rechnung notwendig sind. Zusätzlich werden Daten, wie Fahrzeugabmessungen, Bremsenkennlinien, Reifendaten, Fahrer, Streckengeometrien, Umgebungsbedingungen usw. in den verschiedenen Komponenten definiert.

In der vorliegenden Arbeit wird ausschließlich das thermische Verhalten des Systems untersucht, weshalb nur die Längsdynamik des Fahrzeugs erforderlich ist. Sowohl die Querdynamik als auch die Nickbewegungen haben keinen thermischen Einfluss und werden hier nicht betrachtet. Die Bewegungsgleichung des Fahrzeugs lautet:

$$\left(m + \sum_{j=1}^n \frac{J_{Rj}}{r_j^2} \right) \ddot{x} = \sum_{j=1}^n \frac{M_{Rj}}{r_j} - F_{St} - F_{Lx} - F_R \quad (3.1)$$

m	... Fahrzeugmasse
J_{Rj}	... Summe der Radträgheitsmomente
r_j	... Reifenradius
x	... Weg in x-Richtung
F_{St}	... Steigungswiderstand
F_{Lx}	... Luftwiderstand
F_R	... Rollwiderstand
M_{Rj}	... Drehmoment am Rad
n	... Anzahl der Räder

Die Bewegungsgleichung beinhaltet die translatorische Beschleunigung der Masse und die rotatorische Beschleunigungen der sich drehenden Teile. Das gesamte Beschleunigungsmoment setzt sich aus den Beschleunigungsmomenten der Vorder- und Hinterachse ($J_{RVA} \ddot{\phi}_{RVA} + J_{RHA} \ddot{\phi}_{RHA}$) zusammen. Das Trägheitsmoment der einzelnen Achsen ergibt sich aus den einzelnen Teilen (Reifen, Räder, Bremsen), die sich mit der gleichen Winkelgeschwindigkeit drehen. Bei einem konventionellen Fahrzeug gehören noch die Trägheitsmomente der Verbrennungskraftmaschine und der Triebwerksteile dazu. Sie drehen sich mit einer von den Übersetzungsverhältnissen der Getriebe bzw. der Achsgetriebe abhängigen Winkelgeschwindigkeit. In einem hybriden Antriebsrang befinden sich noch eine oder zwei elektrische Maschinen, deren Trägheitsmoment den rotatorischen Anteil des Beschleunigungswiderstandes erhöhen.

Der Steigungswiderstand, der Luftwiderstand und der Rollwiderstand hängen von der Fahrzeuggeschwindigkeit, der Steigung der Straße sowie von der Bauform des Fahrzeugs ab [39].

Die Gleichung 3.2 stellt den Steigungswiderstand dar. Dieser Widerstand wird durch die Steigung der Straße hervorgerufen.

$$F_{St} = G \sin \alpha \quad (3.2)$$

G ... Fahrzeuggewicht
 α ... Steigungswinkel der Straße

Die Luftwiderstandskraft ist proportional zum Staudruck $\frac{\rho}{2}v^2$. Die Proportionalitätskonstanten in der Gleichung 3.3 sind die angeströmte Fläche A und der dazugehörige Luftwiderstandsbeiwert c_x . Die Größe dieser Beiwerte ist fahrzeugspezifisch und hängt stark von der Bauform des Fahrzeugs ab.

$$F_{Lx} = c_x A \frac{\rho}{2} v^2 \quad (3.3)$$

c_x ... Luftwiderstandsbeiwert
 A ... Anströmfläche
 ρ ... Luftdichte
 v ... Anströmgeschwindigkeit

In der Simulation wird üblicherweise von einer trockenen Straße ausgegangen und häufig wird auch angenommen, dass der Rollwiderstandsbeiwert an allen Räder gleich ist. Durch diese Annahmen lässt sich der Rollwiderstand durch die Gleichung 3.4 berechnen. Der Rollwiderstand hängt stark von den Straßenverhältnissen und der Fahrgeschwindigkeit ab.

$$F_R = f_R G \cos \alpha \quad (3.4)$$

f_R ... Rollwiderstandsbeiwert
 G ... Fahrzeuggewicht
 α ... Steigungswinkel der Straße

3.2.2 Das Antriebsstrangmodell

Im Antriebsstrang werden die (primären) chemischen Energien, die im Kraftstoff und in der Batterie gespeichert sind, in kinetische Energie umgewandelt und an die Räder übertragen. Verfolgt man den V-Ansatz wird der Hybridantriebsstrang in seine Hauptbestandteile unterteilt:

- Verbrennungskraftmaschine
- Getriebe
- Kupplung
- Elektrische Maschinen
- Speichersystem

Das veDYNA-Antriebsstrangmodell ist für Fahrzeuge mit konventionellem Antrieb aufgebaut. VeDyna bietet zur Einbindung externer Modellkomponenten Schnittstellen zu Simulink an. Für die Berechnung des hybridisierten Antriebsstrangs war es notwendig, die Komponenten, die kein Teil des veDYNA-Modells waren, in Matlab/Simulink zu modellieren und deren Einfluss auf den gesamten Antriebsstrang zu betrachten. Das Matlab/Simulink-Modell verwendet die Zustände von veDYNA als Eingang und berechnet seine Ausgänge, die dann wieder in veDYNA gespeichert werden. Die Abbildung 3.11 zeigt den Datenfluss und die Erweiterungen im Simulink.

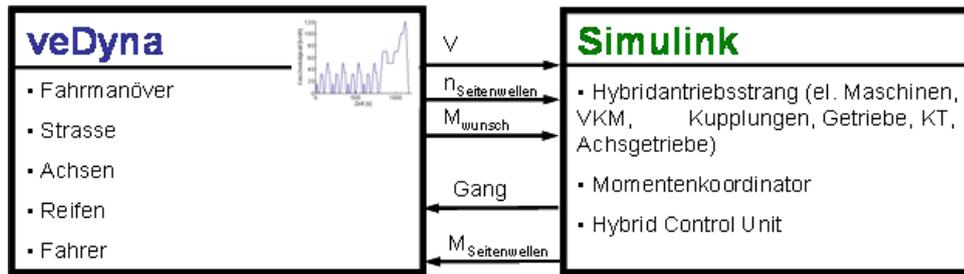


Abbildung 3.11: Wechselwirkung von veDYNA mit den neuen, in Simulink implementierten Komponenten

Modell der Verbrennungskraftmaschine

Zur Modellierung der Verbrennungskraftmaschine gibt es viele Ansätze mit unterschiedlichem Detaillierungsgrad. Die Gas- und Thermodynamik eines Verbrennungsmotors wird entsprechend mit 3D bzw. 1D-Modellen hochgenau nachgebildet, sie kann aber auch stark vereinfacht mit Mittelwertbetrachtungen für die Motordrehzahl bzw. Motormoment beschrieben werden [4], [2], [61]. Für die hier vorliegende Anwendung reicht ein einfaches Motormodell, welches nicht auf das thermodynamische Verhalten der VKM eingeht.

Das Antriebsmoment der Verbrennungskraftmaschine (VKM) wird beim HySUV durch die Hybrid Control Unit (HCU) bestimmt und an das Motorsteuergerät weitergegeben, welches unter Berücksichtigung seiner Eingangsgrößen (Wunschloment, Geschwindigkeit, Drehzahlanforderung usw.) versucht, dieses Moment an der VKM darzustellen. In der Simulation wird das Motorsteuergerät nicht abgebildet. Vom Moment, welches die HCU vorgibt, werden das Massenträgheitsmoment und das Reibmoment der VKM selbst abgezogen und dem Fahrzeug ein Antriebsmoment über die Kupplung zur Verfügung gestellt. Das Reibmoment der VKM wird als lineare Funktion der Winkelgeschwindigkeit angenähert. Das Moment, das die Kupplung überträgt, wird aus dem Kupplungsmodell an das VKM-Modell weitergeschickt.

$$J_{vkm}\dot{\omega}_{vkm} = M_{vkm} - M_{kupp} - b_{vkm}\omega_{vkm} \quad (3.5)$$

J_{vkm}	... Trägheitsmoment der VKM
$\dot{\omega}_{vkm}$... Winkelbeschleunigung der VKM
M_{vkm}	... Motormoment
M_{kupp}	... Kupplungsmoment
b_{vkm}	... Reibungswiderstandsbeiwert der VKM
ω_{vkm}	... Winkelgeschwindigkeit der VKM

Mit den Gleichungen 3.6 bis 3.9 wird der Kraftstoffverbrauch ermittelt. Über das Wirkungsgradkennfeld, welches den Wirkungsgrad des Motors als Funktion der Motordrehzahl und des Motormoments angibt, wird der Gesamtenergiebedarf berechnet. Dieser muss dem Motor durch den Kraftstoff zugeführt werden, um die von der HCU geforderte Arbeit bereitstellen zu können. Um den volumetrischen Kraftstoffverbrauch ermitteln zu können, wird die Arbeit durch den unteren Heizwert des Kraftstoffes, der bei 32600 kJ/Liter für Superbenzin mit 95 Oktan liegt, dividiert.

$$\eta_{vkm} = f(\omega_{vkm}, M_{vkm}) \quad (3.6)$$

$$P_{vkm} = M_{vkm}\omega_{vkm} \quad (3.7)$$

$$W_{vkm} = \int \frac{1}{\eta_{vkm}} P_{vkm} dt \quad (3.8)$$

$$V_{95okt} = \frac{W_{vkm}}{w_{vkm}} \quad (3.9)$$

η_{vkm}	... Wirkungsgrad der VKM
ω_{vkm}	... Winkelgeschwindigkeit der VKM
M_{vkm}	... Motormoment
P_{vkm}	... Motorleistung
W_{vkm}	... Gesamtenergiebedarf der Verbrennungskraftmaschine
V_{95okt}	... Kraftstoffverbrauch
w_{vkm}	... Volumetrische Energiemenge von Benzin mit 95 Oktan

Modell des Getriebes

Die Kupplungsbetätigung und die Gangschaltung bzw. der Gang werden von der HCU gesteuert. Die Verluste, die im Getriebe auftreten, hängen von mehreren Zustandsgrößen (Temperatur, Last, Drehzahl, usw.) ab. Da im Rahmen dieser Arbeit auf das thermische Modell der Getriebe verzichtet wurde, ist der Getriebewirkungsgrad im Modell nur von Last und Drehzahl abhängig. Der Wirkungsgrad jeder Gangstufe des betriebswarmen Getriebes bei 90°C wurde in das Modell implementiert.

Die Drehzahl und das Moment am Getriebeeingang bzw. Getriebeausgang werden mit den algebraischen Gleichungen 3.10 und 3.11 bestimmt.

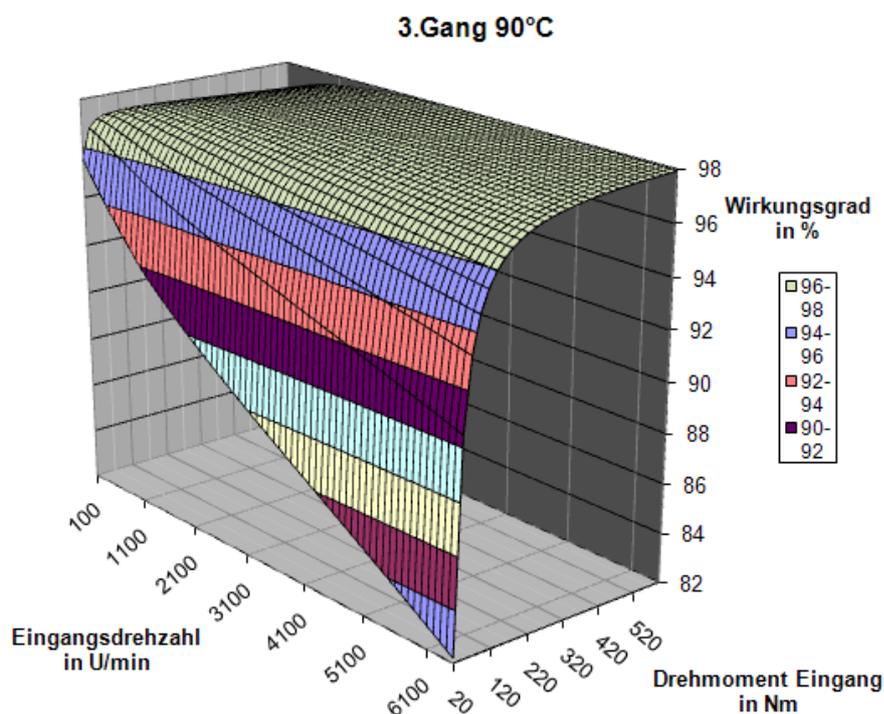


Abbildung 3.12: Wirkungsgrad des Getriebes im 3. Gang bei 90°C

$$M_{ausgang} = i_g \eta_g M_{eingang} \quad (3.10)$$

$$\omega_{ausgang} = \frac{1}{i_g} \omega_{eingang} \quad (3.11)$$

- $M_{ausgang}$... Moment auf der Getriebeausgangsseite
 i_g ... Übersetzungsverhältnis
 η_g ... Getriebewirkungsgrad
 $M_{eingang}$... Moment auf der Getriebeeingangsseite
 $\omega_{ausgang}$... Winkelgeschwindigkeit auf der Getriebeausgangsseite
 $\omega_{eingang}$... Winkelgeschwindigkeit auf der Getriebeeingangsseite

Modell der elektrischen Maschinen

Wie beim Verbrennungsmotor wird das Antriebsollmoment der E-Maschinen von der HCU bestimmt. Die Änderung der Drehzahl der Elektromaschinen (EM1 und EM2) wird durch die Differentialgleichungen 3.12 und 3.13 berechnet.

$$J_{em_1} \dot{\omega}_{em_1} = M_{em_1} + M_{kupp2} - M_{kupp1} - b_{em_1} \omega_{em_1} \quad (3.12)$$

$$J_{em_2} \dot{\omega}_{em_2} = M_{em_2} - M_{kupp3} - b_{em_2} \omega_{em_2} \quad (3.13)$$

- J_{em_1} ... Trägheitsmoment der EM1
- $\dot{\omega}_{em_1}$... Winkelbeschleunigung der EM1
- M_{em_1} ... Moment der EM1
- M_{kupp1} ... Moment der Kupplung 1
- M_{kupp2} ... Moment der Kupplung 2
- b_{em_1} ... Reibungswiderstandsbeiwert der EM1
- ω_{em_1} ... Winkelgeschwindigkeit der EM1
- J_{em_2} ... Trägheitsmoment der EM2
- $\dot{\omega}_{em_2}$... Winkelbeschleunigung der EM2
- M_{em_2} ... Moment der EM2
- M_{kupp3} ... Moment der Kupplung 3
- b_{em_2} ... Reibungswiderstandsbeiwert der EM2
- ω_{em_2} ... Winkelgeschwindigkeit der EM2

Zur Annäherung an das reale Verhalten der E-Maschine kommt ein Wirkungsgrad zum Einsatz. Die Zusammenhänge zwischen Wirkungsgrad, Drehzahl und Drehmoment werden durch ein Kennfeld (Abbildung 3.13), welches zur Berechnung der effektiven Leistung und der Verlustwärme benötigt wird, vorgegeben. Das Kennfeld soll den Anteil der Verluste, die an die Umgebung bzw. den Kühlkreislauf als Wärme abgegeben werden, abbilden. Es handelt sich dabei um Linien konstanten Wirkungsgrades, die durch die maximale Dauerleistung begrenzt sind.

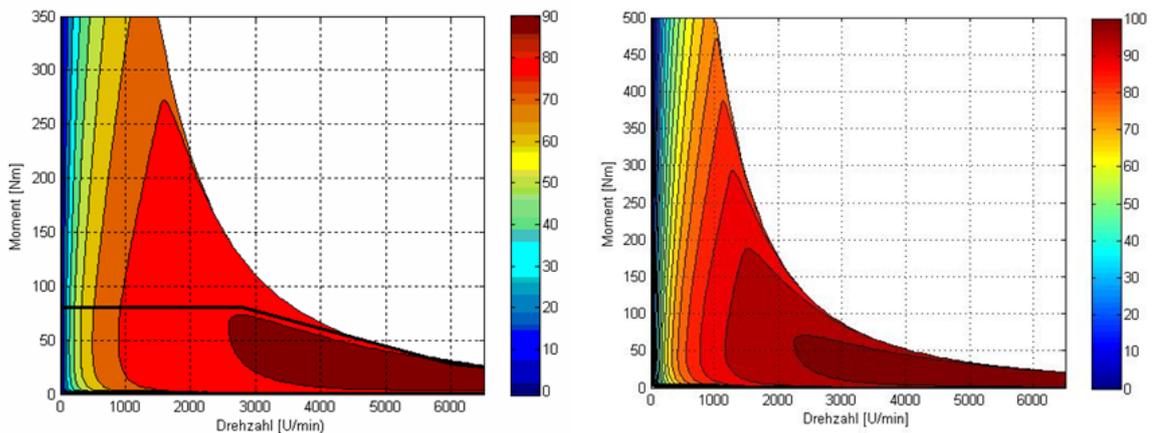


Abbildung 3.13: Wirkungsgradkennfeld der elektrischen Maschinen [57]

Auch die Rekuperation der kinetischen Energie ist verlustbehaftet, d.h. die verfügbare elektrische Leistung ist geringer als der Betrag der Bremsleistung. Aus diesem Grund wird

bei der Modellierung zwischen Motor- und Generatorbetrieb unterschieden. Die Daten für einen vom Bremsmoment und der Motordrehzahl abhängigen Wirkungsgrad werden in einem separaten Kennfeld hinterlegt. Das Produkt aus Bremsleistung und Wirkungsgrad soll hier einer verminderten rekuperativen Bremsleistung infolge elektromechanischer Verluste entsprechen. Die rekuperierte Leistung sowie das aktuelle Moment werden ausgegeben. Vor der Nutzung, der zum Antrieb der Motorgeneratoren benötigten elektrischen Energie, steht eine Wechselrichtung der Batteriespannung durch den Inverter. Da auch dieser Vorgang verlustbehaftet ist, wird er im Modell auch durch ein Kennfeld abgebildet.

$$\eta_{EM_{1,2}} = f(n_{1,2}, M_{1,2}) \quad (3.14)$$

$$P_{EM_{1,2}} = \frac{M_{1,2}\omega_{EM_{1,2}}}{\eta_{EM_{1,2}}} \quad (3.15)$$

$\eta_{EM_{1,2}}$... Wirkungsgrad der EM1 bzw. EM2
$n_{1,2}$... Drehzahl der EM1 bzw. EM2
$M_{1,2}$... Moment der EM1 bzw. EM2
$P_{EM_{1,2}}$... Leistung der EM1 bzw. EM2
$\omega_{EM_{1,2}}$... Winkelgeschwindigkeit der EM1 bzw. EM2

Modell der Batterie

Das Batteriemodell beinhaltet mehrere Submodelle.

- Submodell Strom- Spannung
- Submodell zur Berechnung des Batterieladezustands (State of Charge - SOC)
- Submodell Wirkungsgrad / Verluste

Das Verhalten der Batterie wird mit einem idealisierten Batteriemodell abgebildet. Das Ersatzschaltbild dieses Batteriemodells ist in Abbildung 3.14 dargestellt. Die Klemmenspannung und der Strom der Batterie können als Funktion der Ruhespannung, des Innenwiderstandes der Batterie und der Last mit den Gleichungen 3.18 und 3.19 berechnet werden. Sowohl die Ruhespannung als auch der Innenwiderstand sind von der Temperatur und vom Ladezustand der Batterie abhängig und lassen sich über gemessene Kennfelder abbilden. Der Innenwiderstand der Batterie verhält sich beim Laden anders als beim Entladen. Aus diesem Grund wurden für das Laden bzw. Entladen separate Kennfelder ermittelt.

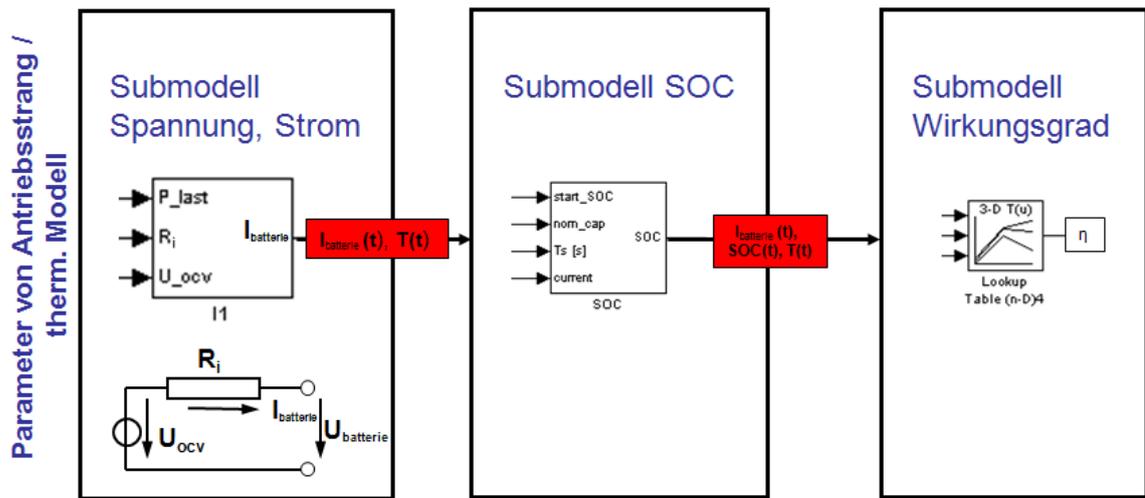


Abbildung 3.14: Aufbau des Batteriemodells

$$R_i = f(T, SOC) \quad (3.16)$$

$$U_{OCV} = f(T, SOC) \quad (3.17)$$

$$I_{Batterie} = \frac{U_{OCV}}{2R_i} - \sqrt{\left(\frac{U_{OCV}}{2R_i}\right)^2 - \frac{P_{Last}}{R_i}} \quad (3.18)$$

$$U_{Batterie} = \frac{P_{Last}}{I_{Batterie}} \quad (3.19)$$

Unter der Bedingung: $P_{Last} \leq \frac{U_{OCV}^2}{4R_i}$

- $I_{Batterie}$... Batteriestrom
- U_{OCV} ... Ruhespannung
- R_i ... Innenwiderstand
- P_{Last} ... Last an der Klemmen
- $U_{Batterie}$... Batteriespannung

Das anschließende Submodell "SOC" bestimmt den Ladezustand der Batterie und modelliert die Speicherwirkung der Batterie. Je nach Betriebssituation wird der Batterie Energie entnommen oder zugeführt. In diesem Subsystem wird der elektrische Strom über der Zeit integriert. So kann auf Grundlage der Nennkapazität und des Ausgangsladezustands der Batterie der Ladezustand zu jedem Zeitpunkt ermittelt werden.

Der Wirkungsgrad der Batterie wurde mittels eines bei MSF erstellten Kennfelds, das die Abhängigkeit des Wirkungsgrades von Ladezustand, Temperatur und Strom der Batterie vorgibt, ermittelt. Damit wurde die Verlustleistung der Batterie bestimmt und an das thermische Modell weitergeleitet.

3.2.3 Das Kühlsystem

Im Rahmen einer Gesamtfahrzeugsimulation werden die Strömung und der Wärmeübergang anhand von 1-D Modellen berechnet. Dabei werden die physikalischen Vorgänge nur in einer Dimension in Rohrlängsrichtung betrachtet. Da der Aufwand für 3D-Berechnungen sehr hoch ist und die 1D-Simulation bereits brauchbare Ergebnisse liefert, ist ihr Einsatz zur Kühlungssimulation zweckmäßig und gerechtfertigt. Zwischen den einzelnen Komponenten im Netzwerk wird die Strömung gemäß der Stromfadentheorie mit Hilfe der Bernoulli'schen Gleichung [5] für dichtebeständige Fluide berechnet:

$$p_1 + \rho g z_1 + \frac{\rho}{2} v_1^2 = p_2 + \rho g z_2 + \frac{\rho}{2} v_2^2 \quad (3.20)$$

- p_i ... Druck
- ρ ... Dichte
- v_i ... Geschwindigkeit
- z_i ... geodätische Höhe
- g ... Erdbeschleunigung
- i ... Stellen zwischen zwei Komponenten im Netzwerk

Wasserkühlermodell

Der Wasserkühler ist eines der Hauptelemente eines PKW-Kühlkreislaufes. Bei seiner Einbindung in das Kühlsystem eines Kraftfahrzeuges bewirkt er drei Effekte. Erstens erfährt das Kühlmittel bei der Durchströmung der Wasserkästen und der Kühlerrohre einen Druckverlust, der sich auf die Druckniveaus am Ein- und Austritt des Wasserkühlers auswirkt. Als zweiten Effekt verursacht der Wasserkühler auch einen luftseitigen Druckverlust, der einen Anteil der treibenden Druckdifferenz über den Kühlluftpfad abbaut. Damit hat dieser Effekt einen wichtigen Einfluss auf die Kühlluftdurchsätze und damit die übertragbare Kühlleistung. Der dritte und wichtigste Effekt des Wasserkühlers ist der Wärmeübergang zwischen den Medien Kühlmittel und Luft. Die Modellierung dieser Effekte kann entweder durch physikalische Modelle oder mittels gemessener stationärer Kennfelder abgebildet werden.

Der Vorteil der physikalischen Modelle liegt in der Möglichkeit der Parametrierung in frühen Entwicklungsphasen, wo noch keine Messungen vorhanden sind. Die Parametrierung basiert auf geometrischen Größen der Komponenten. Wie in [46] beschrieben wird als Basis für die physikalische Modellierung beispielsweise ein Rohrbündel-Wärmetauscher eingesetzt. Auf der Kühlmittelseite wird der Ansatz des sogenannten Einrohrmodells (Abbildung 3.15) für Wärmeübertrager gewählt. Die parallel durchströmten Kanäle und Flachrohre werden durch ein einzelnes Rohr modelliert. Voraussetzung für diesen Ansatz ist eine homogene Fluidverteilung, wodurch sichergestellt wird, dass alle parallelen Rohre den gleichen Durchfluss haben. Neben örtlichen Schiefen bleiben bei diesem Ansatz auch die Umlenkungen der Strömungen in den Sammlern und Verteilern unberücksichtigt.

Die wärmeübertragende Fläche bestimmt sich in weiterer Folge aus der inneren Oberfläche aller Rohre des Wärmetauschers. Wärmeübergangskoeffizient und Reibungsdruckverlust werden hingegen aus dem tatsächlichen Massenstrom sowie der Geometrie eines Kanals ermittelt.

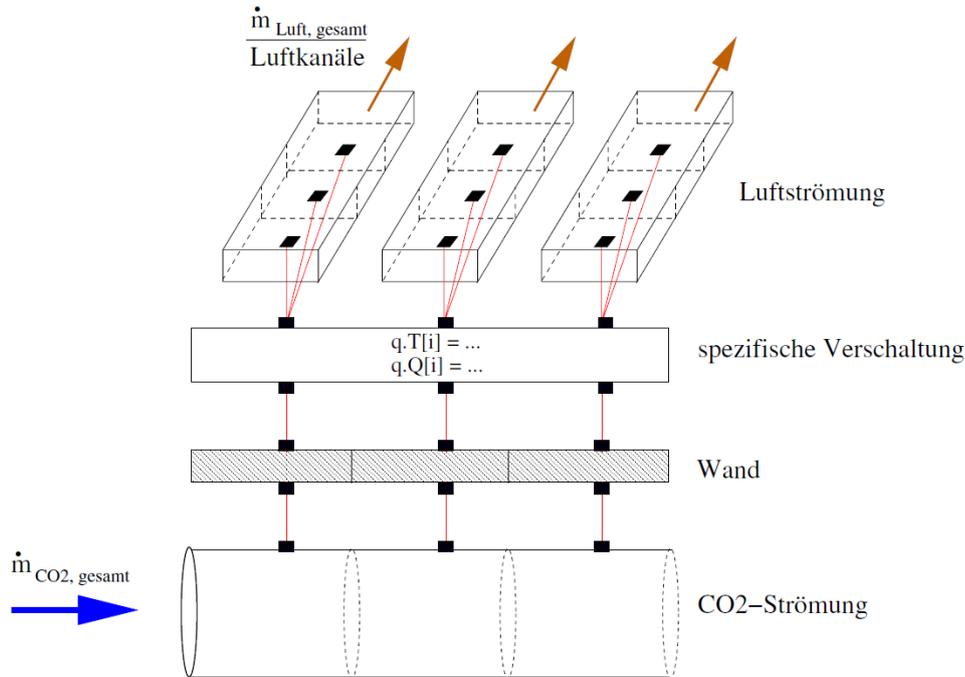


Abbildung 3.15: Prinzipdarstellung der Modellierung eines CO₂ - Luft - Wärmeübertragers [46]

Der so durch ein repräsentatives Einzelrohr abgebildete Wärmeübertrager kann für die Simulation entsprechend der Finite-Volumen-Methode (FVM) nach Patankar [45] in n Segmente diskretisiert werden. Dabei wird in der Modellvorstellung von Teilvolumina mit räumlich konstanten aber zeitlich veränderlichen Zuständen ausgegangen.

Für das sich aus der Diskretisierung ergebende Kontrollvolumen werden die Bilanzgleichungen berechnet. Die so entstehenden Lösungen sind durch die definierten Grenzen (w , e) des Kontrollvolumens exakt bestimmt. Es ist also jedes diskretisierte Volumen exakt bestimmt, wodurch auch das gesamte System bestimmt ist (Abbildung 3.16). Die Zustandsgrößen Druck p und Enthalpie h werden in der Mitte des Kontrollvolumens angenommen. Die notwendige Größe des Massenstroms \dot{m} wird auf die Kontrollraumgrenzen gesetzt. Sollen mehrere Kontrollvolumina betrachtet werden, ist es notwendig, den Verlauf der Zustandsgrößen innerhalb eines Kontrollvolumens und damit die Werte an den Kontrollraumgrenzen festzulegen. Hierfür wird das so genannte Aufwindverfahren (upwind scheme) [45] eingesetzt. Angenommen wird, dass die Werte der Zustandsgrößen auf der Kontrollvolumengrenze gleich denen sind, die im stromaufwärts liegenden Gitterpunkt berechnet werden. Diese Vorgehensweise ist dadurch begründet, dass jede Größe, die in einer Strömung transportiert wird, wie z.B. der Impuls oder die Enthalpie, an die Masse gebun-

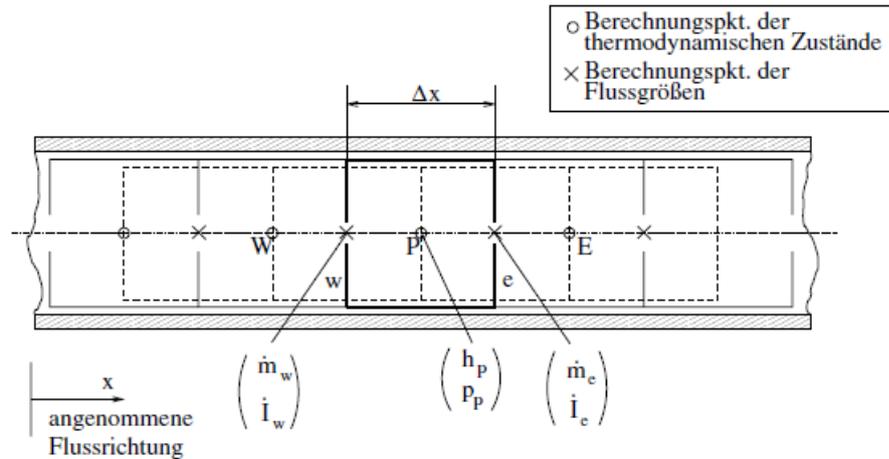


Abbildung 3.16: Örtliche Diskretisierung in Kontrollvolumina [45]

den ist. Die Masse mit den daran gebundenen (Transport-)Größen bewegt sich mit einer bestimmten Geschwindigkeit in Strömungsrichtung. Damit hängt der Wert der Transportgröße in einem Volumen hauptsächlich vom Wert des stromaufwärtigen Volumens ab. Die Gleichungen für das Kontrollvolumen P lauten:

$$\frac{dM_P}{dt} = \dot{m}_w - \dot{m}_e \quad (3.21)$$

$$\frac{dU_P}{dt} = \dot{m}_w h_w - \dot{m}_e h_e + \dot{Q}_P \quad (3.22)$$

- M_P ... Masse des Kontrollvolumens P
- \dot{m}_w ... Kühlmittelmassenstrom an der Grenzfläche w
- \dot{m}_e ... Kühlmittelmassenstrom an der Grenzfläche e
- U_P ... Innere Energie des Kontrollvolumens P
- h_w ... Enthalpie an der Grenzfläche w
- h_e ... Enthalpie an der Grenzfläche e
- \dot{Q}_P ... Wärmeleistung über die Systemgrenzen

Zur Berechnung des Wärmeübergangs einphasiger Rohrströmungen gibt es mehrere Ansätze. Bei der Berechnung werden eine konstante Wandtemperatur und eine hydrodynamisch ausgebildete Strömung angenommen. Diese Annahmen sind sowohl für ein Kontrollvolumen als auch für einen Zeitschritt stets erfüllt. Die Nusselt-Zahl einer hydrodynamisch ausgebildeten, laminaren Strömung wird durch Gleichung 3.23 definiert [63].

$$Nu_{lam} = \left(3.66^3 + 0.7^3 + \left(1.615 \left(RePr \frac{d_{hyd}}{L} \right)^{1/3} - 0.7 \right)^3 \right)^{1/3} \quad (3.23)$$

gültig für: $2300 \leq Re$ und $0 \leq \frac{Re Pr d_{hyd}}{L} \leq \infty$ mit

- Nu ... Nusselt-Zahl
- Re ... Reynolds-Zahl
- Pr ... Prandtl-Zahl
- d_{hyd} ... Hydraulischer Durchmesser (Rohrdurchmesser)
- L ... Charakteristische Länge (Rohrlänge)

Da für den Wärmeübergang bei turbulenten Strömungen keine exakten analytischen Lösungen möglich sind, bestehen zur Ermittlung des Wärmeübergangs verschiedene, in Versuchen empirisch ermittelte, Gleichungen.

- Gnielinski [63]
- Hausen [63]
- Petuhkov [63]

Als bewährt nach *VDI - Wärmeatlas* [63] hat sich der Ansatz nach *Gnielinski* herausgestellt, weshalb dieser auch am häufigsten eingesetzt wird:

$$Nu_{turb} = \frac{\frac{\zeta}{8} (Re - 1000) Pr}{1 + 12.7 \sqrt{\frac{\zeta}{8}} (Pr^{2/3} - 1)} \left[1 + \left(\frac{D}{L} \right)^{2/3} \right] \quad (3.24)$$

mit einem Widerstandsbeiwert ζ für technisch raue Rohre nach *Filonenko* [63]:

$$\zeta = (0.79 \ln(Re) - 1.64)^{-2} \quad (3.25)$$

gültig für : $10^4 \leq Re \leq 10^6$ und $0.6 \leq Pr \leq 1000$ und $\frac{d_{hyd}}{L} \leq 1$

Für die Berechnung der Nusseltzahl im Übergangsbereich zwischen laminarer und voll ausgebildeter, turbulenter Strömung wird zwischen der Nußelt-Zahl der laminaren und der Nußelt-Zahl der turbulenten Strömung eine Interpolation durchgeführt.

Für die Modellierung der Luftseite wird ein ähnlicher Ansatz gewählt. Es wird hierbei ebenfalls eine homogene Anströmung des Wärmeübertragers bezüglich Massenstrom und Temperatur angenommen. Es wird also ein Luftkanal durch einen dreieckförmigen Kanal abgebildet, bei dem der Massenstrom aus dem gesamten Luftmassenstrom und der Anzahl der Kanäle bestimmt wird (siehe Abbildung 3.17). Mit dem Teilmassenstrom und den Geometriedaten der einzelnen Lamellen wird der Wärmeübergang unter Verwendung der dimensionslosen Stanton-Zahl St in Abhängigkeit von der dimensionslosen Reynolds-Zahl Re , Prandtl-Zahl Pr und Nußelt-Zahl Nu sowie des dimensionslosen Colburn-Faktors j ausgewertet.

$$St = \frac{Nu}{RePr} = \frac{\alpha}{v\rho c} \quad (3.26)$$

$$j = StPr^{2/3} = \frac{Nu}{RePr^{1/3}} \quad (3.27)$$

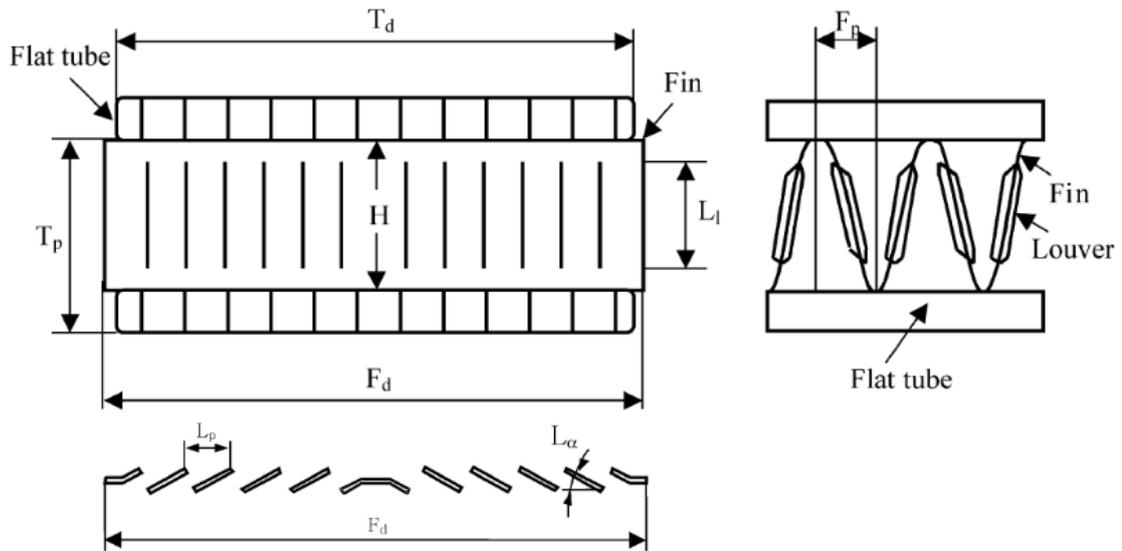


Abbildung 3.17: Struktur eines Wärmeübertragers [12]

Eine besondere Bedeutung kommt hierbei der Bestimmung des Colburn-Faktors zu. Im Colburn-Faktor sind die Geometriedaten der Lamelle berücksichtigt (Abbildung 3.17). Zur Bestimmung des Colburn-Faktors wird zum einen der empirische Ansatz von Chang und Wang [12] verwendet:

$$j = Re_{L_p}^{-0.49} \left(\frac{L_\alpha}{90} \right)^{0.27} \left(\frac{F_p}{L_p} \right)^{-0.14} \left(\frac{H}{L_p} \right)^{-0.23} \left(\frac{L_I}{L_p} \right)^{0.68} \left(\frac{T_p}{L_p} \right)^{-0.28} \left(\frac{F_d}{L_p} \right)^{-0.05} \quad (3.28)$$

Als weiterer Ansatz wird die empirische Berechnung nach Davenport [14] angewendet:

$$j = 0.249 Re_{L_p}^{-0.42} L_h^{0.33} H^{0.26} \left(\frac{L_I}{H} \right)^{1.1} \quad (3.29)$$

Bei diesen Ansätzen wird zur Ermittlung der α -Zahl mit einer konstanten Prandtl-Zahl $Pr = 0.72$ gerechnet und für die Reynolds-Zahl Re_{L_p} wird als charakteristische Länge die Louver-Pitch-Abmessungen herangezogen. Aufgrund der Temperaturänderung des Kühlmittels im Wärmeübertrager ändert sich auch die Temperatur der Struktur und somit

auch die mit Luft umströmte Oberfläche. Diese wird zur Berechnung des Wärmeübergangs auf der Luftseite herangezogen. Zur genauen Ermittlung dieser treibenden Temperaturdifferenz wird der Luftkanal auch in n Segmente diskretisiert. Jedem Kontrollvolumen der Kühlmittel-Seite wird ein Strukturelement und ein Kontrollvolumen zugeordnet (Abbildung 3.15). Jeder Luftkanal wird für sich diskretisiert und ergibt aufsummiert den übertragenen Wärmestrom im Wärmeübertrager.

Um mit den eben beschriebenen Ansätzen rechnen zu können, müssen vom Anwender genaue, typspezifische Angaben über die Dimensionen des Wärmetauschers, den Aufbau des Wärmetauschers, die Abmessungen der Lamellen für die luftseitige Wärmeübertragung usw. gemacht werden.

Die physikalischen Effekte eines Wärmetauschers werden in *KULI* mittels gemessener stationärer Kennfelder abgebildet. Dabei wird versucht, aus Messergebnissen an einem bestimmten Wasserkühler unter bestimmten Bedingungen Informationen zu gewinnen, die es ermöglichen, das Verhalten von Wasserkühlern gleicher Bauart unter verschiedensten Bedingungen nachzubilden. Dies wird durch die Umwandlung in dimensionslose Kenngrößen ermöglicht, durch welche die Messergebnisse von den absoluten Abmessungen der Wasserkühler und den Temperaturen der beteiligten Fluide unabhängig gemacht werden. Es sind mehrere Kennfelder, die aus Untersuchungen am Komponentenprüfstand stammen, erforderlich. Sowohl luftseitig als auch fluidseitig soll der resultierende Druckverlust in Abhängigkeit des Massenstroms hinterlegt werden. Als dimensionslose Kenngröße für den Druckverlust wird die Widerstandszahl ζ ermittelt, welche wie folgt definiert ist:

$$\zeta = \frac{2\Delta p}{\rho u^2} \quad (3.30)$$

- ζ ... Dimensionslose Widerstandszahl
- Δp ... Druckverlust
- ρ ... Dichte des Mediums
- u ... Strömungsgeschwindigkeits des Mediums

Daraus werden jeweils die Zeta-Reynolds Charakteristiken abgeleitet (Abbildung 3.18).

Weiters wird definiert, wie groß die luftseitige Temperaturdifferenz zwischen Kühlerein- und Kühleraustritt in Abhängigkeit der Kühlwassereintrittstemperatur und der beiden Massenströme ist. Schließlich können der dem Wasser entzogene Wärmestrom und die fluidseitige Temperaturdifferenz zwischen Kühlerein- und Kühleraustritt zugeordnet werden. Im Inneren des Elements werden die eingegebenen dimensionsbehafteten und betriebszustandsabhängigen Größen automatisch in dimensionslose Größen (Reynolds-Zahl und Nusselt-Zahl) übergeführt.

Hierzu ist es erforderlich, auf die dimensionslose Betriebscharakteristik (Gleichung 3.31), welche als Aufheiz- bzw. Abkühlrate des geringeren Wärmekapazitätsstroms interpretiert

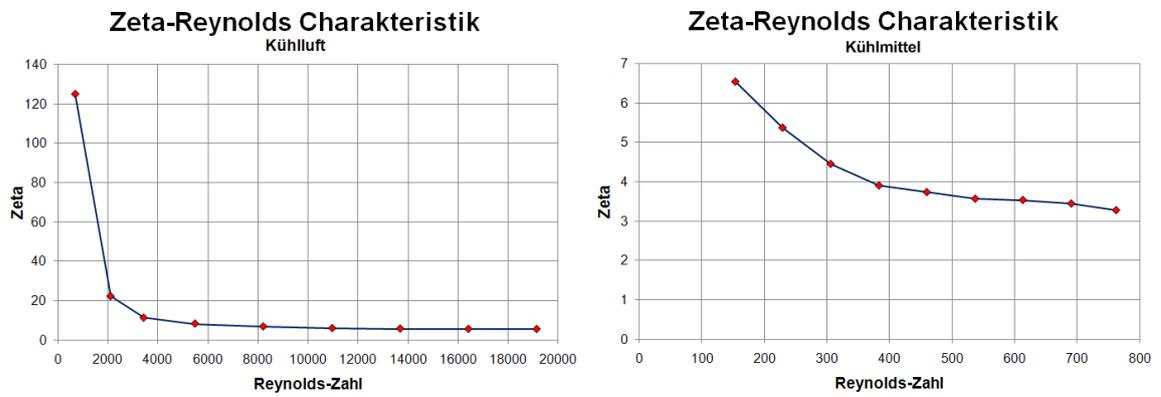


Abbildung 3.18: Zeta-Reynolds Charakteristik der beiden Betriebsmedien

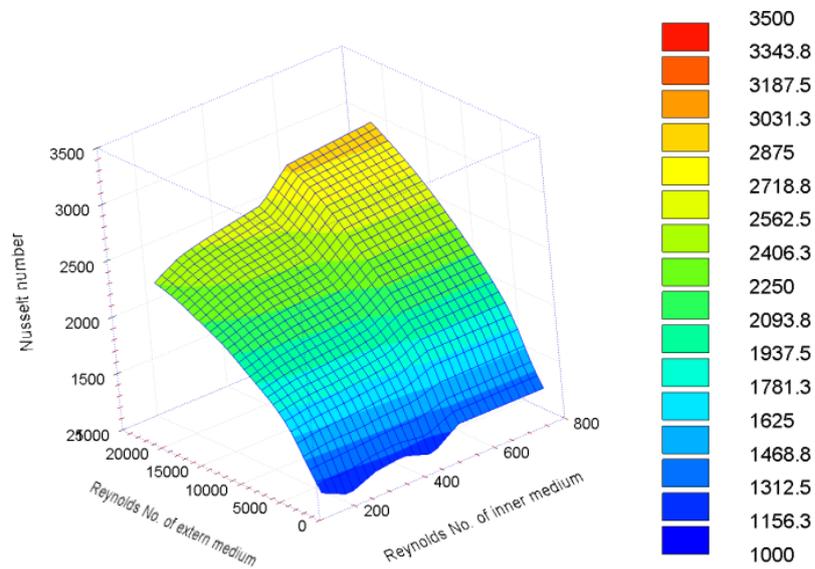


Abbildung 3.19: Nusseltzahl in Abhängigkeit der Reynoldszahlen

werden kann, umzurechnen. Die Betriebscharakteristik beschreibt damit den Wärmeübergang zwischen den zwei beteiligten Medien in Abhängigkeit von der Differenz ihrer Eintrittstemperaturen. Die Betriebscharakteristik ist eine Funktion der Wärmeübergangszahl, der Enthalpieströme und der Anzahl der Rohre [5]. Aus der Nusselt-Zahl wird die Wärmeübergangszahl k bestimmt und somit stehen alle Berechnungsgrößen zur Verfügung, um die Austrittstemperatur ermitteln zu können. Die Betriebscharakteristik ermöglicht nun als letzten Schritt der Simulation die Ermittlung der Austrittstemperaturen der Medien bei gegebenen Eintrittstemperaturen.

$$\Phi = f(N, \dot{H}_{km}, \dot{H}_{kl}, A_{kl}, k_A) \quad (3.31)$$

$$Nu^* = f(Re_{km}, Re_{kl}) \quad (3.32)$$

$$\dot{H}_{km,kl} = \dot{m}_{km,kl} \cdot c_{p_{km,kl}} \quad (3.33)$$

$$k_A = \frac{Nu^* \lambda}{L_{char}} \quad (3.34)$$

$$\dot{H}_k = \min(\dot{H}_{km}, \dot{H}_{kl}) \quad (3.35)$$

$$T_{kl_{aus}} = T_{kl_{ein}} - (T_{kl_{ein}} - T_{km_{ein}}) \Phi \frac{\dot{H}_k}{\dot{H}_{kl}} \quad (3.36)$$

$$T_{km_{aus}} = T_{km_{ein}} + (T_{kl_{ein}} - T_{km_{ein}}) \Phi \frac{\dot{H}_k}{\dot{H}_{km}} \quad (3.37)$$

Φ	... Betriebscharakteristik
N	... Anzahl der Rohre
$\dot{H}_{km,kl}$... Enthalpiestrom des Kühlmittels bzw. der Kühlluft
A_{kl}	... Kühlfläche
k_A	... Wärmedurchgangszahl
Nu^*	... Nusselt-Zahl
$Re_{km,kl}$... Reynolds-Zahl des Kühlmittels bzw. der Kühlluft
$\dot{m}_{km,kl}$... Massenstrom des Kühlmittels bzw. der Kühlluft
$c_{p_{km,kl}}$... Wärmekapazität des Kühlmittels bzw. der Kühlluft
λ	... Wärmeleitfähigkeit
$T_{kl_{aus}}$... Austrittstemperatur der Kühlluft
$T_{km_{aus}}$... Austrittstemperatur des Kühlmittels

Pumpe

Die Modellierung der Wasserpumpe erfolgt mittels Hinterlegung des entsprechenden Kennfeldes (Abbildung 3.20), das die Druckerhöhung der Pumpe in Abhängigkeit von der konstanten Pumpendrehzahl über den realisierten Volumenstrom abbildet. Zur Modellierung der Wasserpumpe werden diese Daten mit Hilfe der folgenden Gleichungen in dimensionslose Kennlinien umgerechnet.

$$\varphi = \frac{4\dot{V}}{D^2\pi u} \quad (3.38)$$

$$\psi = \frac{2\Delta p_{stat}}{\rho u^2} \quad (3.39)$$

$$\eta = \frac{\dot{V}\Delta p_{stat}}{P} \quad (3.40)$$

φ	... Durchflusszahl
\dot{V}	... Kühlmittelvolumenstrom
D	... Pumpendurchmesser
u	... Umfangsgeschwindigkeit
ψ	... Druckzahl
Δp_{stat}	... Anhebung des statischen Druckes durch die Pumpe
ρ	... Kühlmitteldichte
η	... Wirkungsgrad
P	... Antriebsleistung

Diese Umrechnung liefert ein dimensionsloses Pumpenkennfeld mit den beiden Kennlinien Druckzahl ψ über Durchflusszahl φ und Wirkungsgrad η über Durchflusszahl. In der Simulation wird aus der herrschenden Kühlmitteldichte der entsprechende Zusammenhang zwischen Kühlmitteldurchsatz und der Drucksteigerung über die Pumpe hergestellt. Mit dem Durchsatz der vorigen Iteration oder des vorigen Zeitschrittes wird die Durchflusszahl φ ermittelt. Die hinterlegte dimensionslose Kennlinie liefert die dazugehörige Druckzahl ψ . Mit Gleichung 3.39 kann die Druckerhöhung Δp_{stat} über die Wasserpumpe ermittelt werden. Diese ermittelte Druckerhöhung ergibt im Zusammenhang mit den Strömungswiderständen des Kühlkreislaufes einen Durchsatz, der für einen neuen Durchlauf der Berechnung als Eingang dient. Der aktuelle Durchsatz wird so iterativ ermittelt.

Die Umwandlung der elektrischen Antriebsleistung in hydraulische Leistung wird durch ein stationär gemessenes Wirkungsgradkennfeld gegeben. Die Dynamik der Drehbewegung der Wasserpumpe wurde im Modell nicht berücksichtigt.

Lüfter

Die Abbildung des Lüfterverhaltens erfolgt auf dieselbe Weise wie bei der Pumpe. Die gemessenen Lüfterdaten werden in dimensionslose Kenngrößen übergeführt, um die Modellierung von der Luftdichte und im Falle geometrischer Ähnlichkeit vom Durchmesser unabhängig zu machen. Diese Umrechnung liefert ein dimensionsloses Lüfterdiagramm mit den beiden Kennlinien Druckzahl ψ über Durchflusszahl φ und Wirkungsgrad η über Durchflusszahl φ . Iterativ wird dann der Lüftdurchsatz berechnet. Das gemessene Lüfterkennfeld beinhaltet die Antriebsleistungen der jeweiligen Betriebspunkte des Lüfters. Auch hier ist die Dynamik der Drehbewegungen der Lüfter nicht von Interesse und somit auch nicht modelliert.

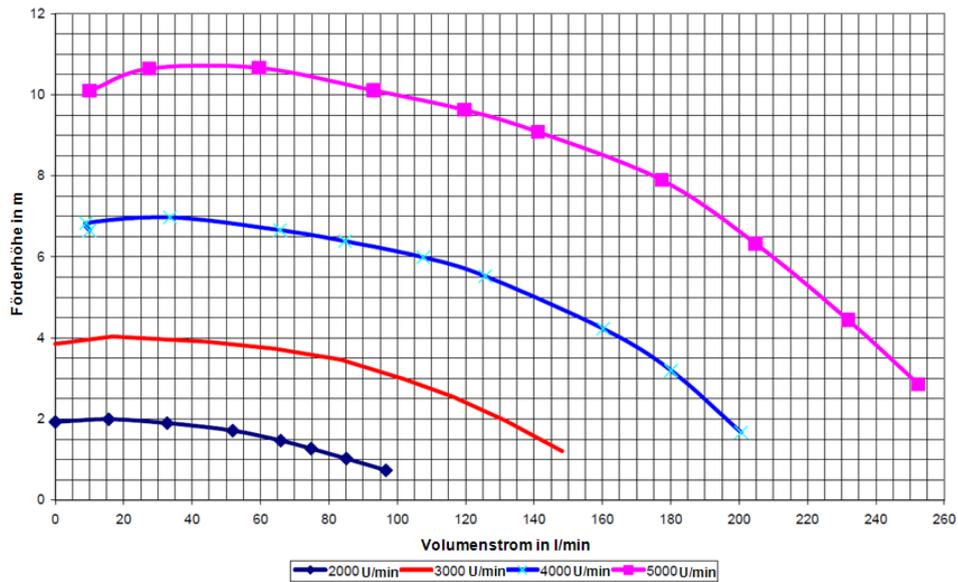


Abbildung 3.20: Pumpenkennfeld

Punktmasse

Zur Beschreibung des thermischen Verhaltens von Bauteilen sind die Berücksichtigung der Wärmeübertragung zwischen den Bauteilen und den beteiligten Medien sowie die Wärmespeicherung in den Bauteilen selbst notwendig. Inwieweit dieses Verhalten bei einer Bauteilmodellierung betrachtet werden soll, hängt von verschiedenen Aspekten, wie z.B. dem angestrebten Detaillierungsgrad des Modelles, der thermischen Kapazität der Bauteile bzw. der Wärmeübergangszahl, ab. Es werden daher im Folgenden sowohl die physikalischen Grundlagen der Wärmespeicherung in der Struktur als auch die Wärmeübertragung zwischen Fluid und Bauteil dargestellt. Die Änderung der Temperatur einer Punktmasse wird mathematisch durch die Energieerhaltungsgleichung 3.41 beschrieben. Hierbei wird die zeitliche Änderung der inneren Energie des Bauteils gleich der Summe der über Konvektion und Wärmeleitung zu- und abgeführten Wärmeströme gesetzt.

$$m_{PM} c_{pPM} \frac{dT_{PM}}{dt} = \sum_i^n \dot{Q}_i \quad (3.41)$$

- m_{PM} ... Masse der Punktmasse
- c_{pPM} ... spezifische Wärmekapazität
- T_{PM} ... Temperatur der Punktmasse
- \dot{Q}_i ... Wärmestrom

Bei der Berechnung des konvektiven Wärmeübergangs wird davon ausgegangen, dass sich an der Wand ein laminar fließender Film (Grenzschicht) ausbildet, im angrenzenden Turbulenzgebiet hingegen eine gute Durchmischung stattfindet. Die an der Grenzschicht

übertragene Wärmemenge folgt aus einer, dem Fourierischen Gesetz analogen, Beziehung (Gleichung 3.42).

$$\dot{Q} = \alpha A (T_{solid} - T_{fluid}) \quad (3.42)$$

\dot{Q}	... Wärmestrom
α	... Wärmeübergangskoeffizient
A	... Austauschfläche
T_{solid}	... Temperatur des festen Körpers
T_{fluid}	... Temperatur des Fluids

Eine besondere Bedeutung kommt dabei dem Wärmeübergangskoeffizienten α zu, der eine Funktion der physikalischen Eigenschaften des Fluids und des Strömungszustandes ist. Zur Ermittlung des Wärmeübergangskoeffizienten werden Ähnlichkeitstheorien angewendet, die durch den Vergleich mit geometrisch ähnlichen Körpern und ähnlichen Fluiden eine Ermittlung des Koeffizienten ermöglichen. Hierzu existieren eine Reihe von Kennzahlen und empirisch ermittelten Gleichungen, die für feste Randbedingungen gelten (Abschnitt 3.2.3).

Wärmeleitkomponente

Wenn in einem Körper ein Temperaturgefälle besteht, wird die Wärme von einem Gebiet höherer Temperatur zu einem Gebiet niedriger Temperatur transportiert. Der auf die Fläche bezogene Wärmestrom ist dabei dem Temperaturgefälle proportional (Gleichung 3.43). Der Proportionalitätsfaktor ist die Wärmeleitfähigkeit λ , die eine stoffspezifische Größe ist. Die durch Wärmeleitung übertragene Wärmeleistung wird durch das Fourierische Gesetz beschrieben:

$$\dot{q} = -\lambda \nabla T \quad (3.43)$$

\dot{q}	... Wärmestromdichte
λ	... Wärmeleitfähigkeit
∇T	... Temperaturgradient

Für quantitative Angaben des Wärmestroms muss die Wärmeleitfähigkeit bekannt sein. Da die Austauschfläche sich nicht ändert und die Wärmeleitfähigkeit konstant bleibt, ergibt sich ein konstanter Temperaturgradient in der Wand. Wenn sich zwei Systeme mit unterschiedlicher Temperatur in einem direkten Kontakt befinden wird auch Wärme übertragen. Zur Modellierung des Wärmedurchgangs durch mehrere Schichten verschiedener Dicken und Materialien muss man die Gleichung 3.43 für jede Schicht aufstellen und unter die Berücksichtigung des Energierhaltung erhält man:

$$\dot{Q} = kA\Delta T \quad (3.44)$$

$$\frac{1}{k} = \sum_i^n \frac{s_i}{\lambda_i} \quad (3.45)$$

\dot{Q}	... Wärmestrom
k	... Wärmedurchgangszahl
A	... Austauschfläche
ΔT	... Temperaturunterschied zwischen den Körpern
s_i	... Wanddicke
λ_i	... Wärmeleitfähigkeit

In der technischen Anwendung werden die von der Form und dem Stoff abhängigen Faktoren A , s_i und λ_i häufig zu einer Größe, dem Wärmeleitwiderstand R_λ , zusammengefasst. Bei mehrschichtigen Wänden addieren sich die einzelnen Widerstände analog zur Serienschaltung von elektrischen Widerständen zu einem Gesamtwiderstand.

$$R_\lambda = \frac{s}{\lambda A} \quad (3.46)$$

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R_\lambda} \quad (3.47)$$

Um diese physikalischen Vorgänge abbilden zu können, werden in *KULI* die Wärmeleitkomponenten eingesetzt. Angaben, wie z.B. spezifische Stoffdaten, Geometriedaten der Schichten, die in Kontakt sind, müssen vom Anwender gemacht werden.

Modell des Kühlkreislaufs I

Da der bestehende Kühlkreislauf für die Verbrennungskraftmaschine unverändert geblieben ist, hat hier keine Modellierung stattgefunden. Auch liegt der Wasserkühler im Kühlpaket stromab der anderen Wärmetauscher, weshalb es, abgesehen vom Druckverlust, keine Rückwirkung auf die anderen beiden Kühlkreisläufe gibt.

Modell des Kühlkreislaufs II

Das Modell des Kühlkreislaufes II wird in Abbildung 3.21 gezeigt. Der Kühlkreislauf wurde detailliert abgebildet, um die Temperaturen des Kühlmediums und die Temperatur der einzelnen Komponenten berechnen zu können. Das thermische Verhalten der elektrischen Maschinen wurde mit drei Punktmassen modelliert. Damit ist es möglich, z.B. die im Kurzzeitbetrieb (Überlastbetrieb) auftretende Wickelkopftemperatur zu berechnen.

Der Wärmeübergang zwischen den Punktmassen wird durch Wärmeleitkomponenten abgebildet. Die Rotor-Punktmasse sitzt im Ölkühlkreislauf und wird ölgekühlt. Die durch Konvektion über Luft getauschte Wärme zwischen Stator und Rotor konnte auch durch die Wärmeleitkomponente in KULI abgebildet werden. Die Stator-Punktmasse stellt den Rest des Stators (Statorblech, Stahl) und jenen Teil der Wicklung dar, der sich in den Nuten des Stators befindet. Die Wickelkopf-Punktmasse tauscht durch Wärmeleitung mit der Stator-Punktmasse Wärme aus. Dazu werden die zwei Punktmassen mittels Wärmeleitkomponente verknüpft. Die Stator-Punktmasse wird im Kühlkreislauf gekühlt. Der Wärmetauscher bzw. die elektrische Kühlmittelpumpe wurden anhand von Messdaten parametrisiert. Über den Getriebeöl-Kühlwasserwärmetauscher sind der Kühlwasserkreislauf und der Ölkühlkreislauf gekoppelt.

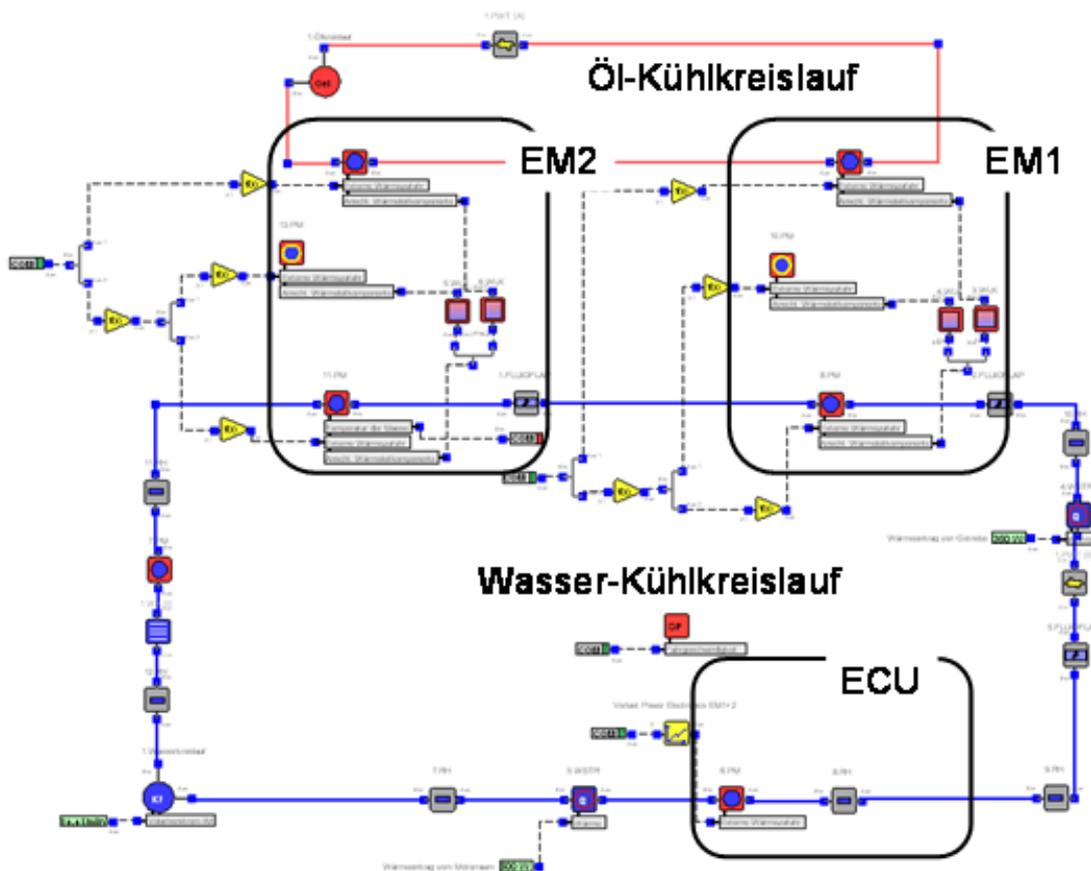


Abbildung 3.21: Modell des Kühlkreislauf II in KULI

Die Eingangsparameter für das Modell sind die Verlustleistungen, die in Matlab/Simulink berechnet wurden. Diese werden über die COM-Schnittstelle in KULI zur Verfügung gestellt. Am Ausgang stehen die Temperaturen der einzelnen Punktmassen, sowie die Kühlwassertemperatur für die Weiterverwendung bereit.

Modell des Kühlkreislaufs III

Für die Performance der gesamten Traktionseinheit ist die Energiespeicherauslegung von entscheidender Bedeutung. Die Lebensdauer jeder einzelnen Zelle hängt stark vom Temperaturniveau während des Lade- und Entladevorgangs ab. Die Thermalsimulation des Energiespeichers ist ein zentrales Beispiel für die virtuelle Komponentenentwicklung und soll hier näher beschrieben werden.

Ausgehend von der Auflösung auf Zellniveau wird eine Methodik angewandt, die eine Kopplung von 1D und 3D Tools beinhaltet. Die Simulation mittels 3D-CFD liefert den für die 1D-Wärmebilanz notwendigen Wärmeübergangskoeffizienten. Die 1D-Berechnung mit dem detaillierten Modell entsprechend Abbildung 3.23 liefert wiederum die Zellentemperaturen, die als Startwerte für einen neuerlichen 3D-CFD Durchlauf zur Aktualisierung des Wärmeübergangskoeffizienten dienen. Dieser iterative Prozess führt nach einigen Schleifen und entsprechender Approximation zu einer hinreichenden Genauigkeit bei deutlich reduzierter Simulationszeit [48]. Die 3D-CFD Simulationen wurden bei Magna Steyr Fahrzeugtechnik gemacht. In Abbildung 3.22 sind die Temperaturverläufe einer Batteriezelle, das 1D und 3D-Verfahren einander gegenübergestellt.

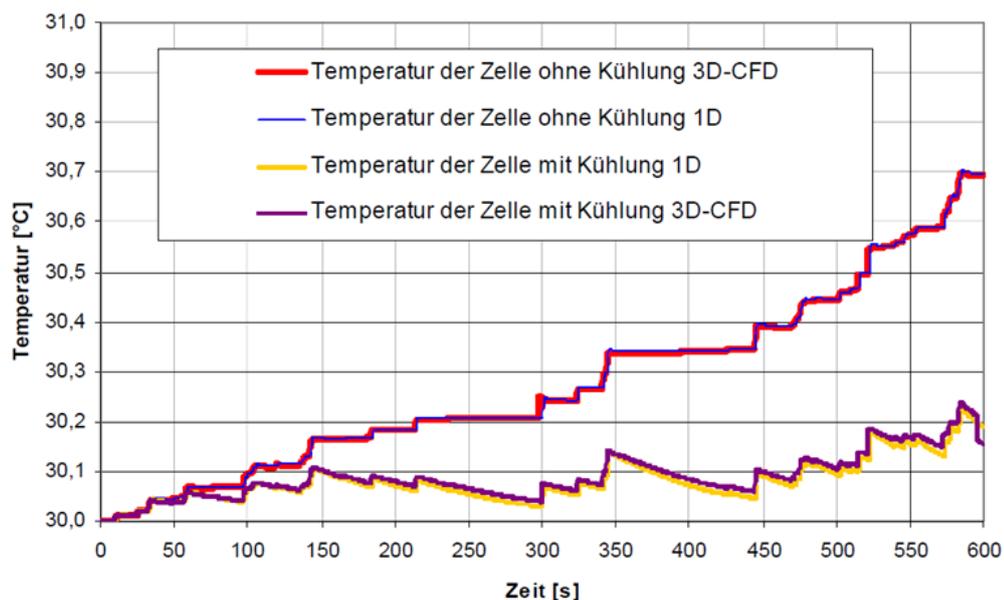


Abbildung 3.22: Gegenüberstellung 1D und 3D-Simulation [48]

Im Anschluss daran wurde das detaillierte KULI-Modell vereinfacht, indem die Strömungswiderstände und die thermischen Massen zusammengefasst wurden. Mit der Reduzierung auf eine direkt gekühlte Punktmasse und eine indirekt gekühlte Punktmasse steht ein schnell rechnendes Modell (Abbildung 3.24) zur Verfügung, mit dem dennoch die Zellentemperatur gut simuliert werden kann. Allerdings verliert man dadurch die Information über die Temperaturspreizung der Module bzw. der Batteriezellen. Die Verifikation des

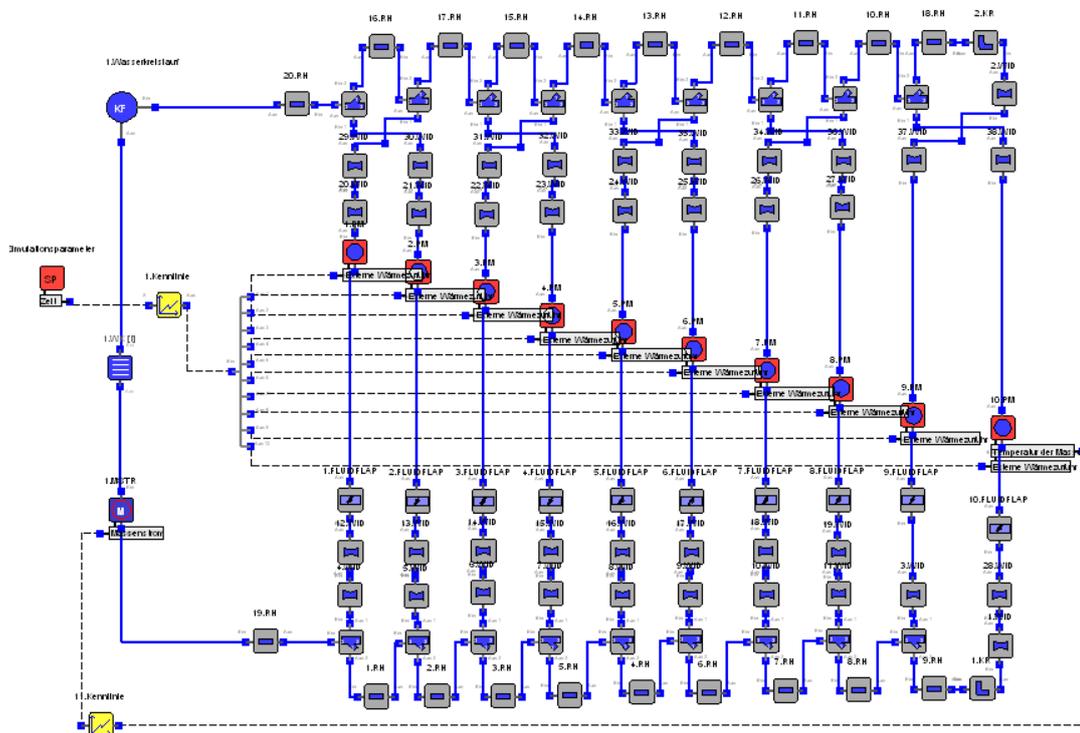


Abbildung 3.23: Detailliertes KULI-Modell zur Berechnung der Strömungsverteilung und Zelltemperaturen

vereinfachtes Modell ist in Abbildung 3.34 im Abschnitt 3.3.2 dargestellt. Im Rahmen dieser Arbeit wurde der Klimakreislauf vereinfacht abgebildet, mit dem Ziel, das Temperaturniveau des Kühlsystems der Batterie zu bestimmen.

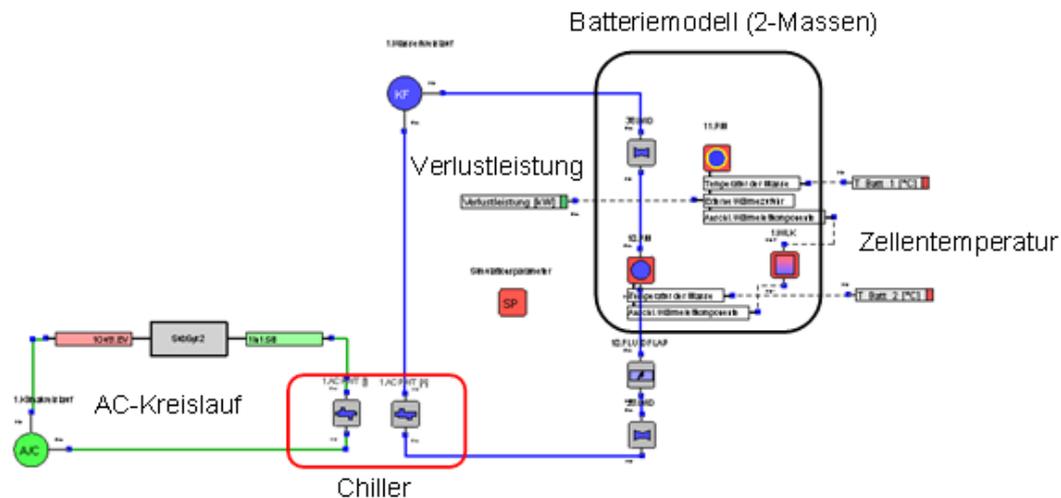


Abbildung 3.24: Vereinfachtes KULI-Modell zur Berechnung der Zelltemperatur

Kühlluftpfad

Parallel zur fluidseitigen Modellierung des Kühlsystems werden auf der Luftseite die relevanten Komponenten abgebildet:

- Wasserkühler (Verbrennungskraftmaschine)
- Wasserkühler (EM1, EM2 und Leistungselektronik)
- Klimakondensator
- Elektrischer Lüfter

Diese Komponenten werden entsprechend der Anordnung im Versuchsfahrzeug gemäß der real auftretenden Reihenfolge ihrer Luftdurchströmung im Modell räumlich angeordnet und logisch miteinander verknüpft. Auf diese Weise wird im Modell der entsprechende Kühlluftpfad nachgebildet. Dabei können einzelne Bauelemente (hier Klimakondensator und die Motorwasserkühler) zu Gruppen bzw. Blöcken zusammengefasst werden. Diese entsprechen dem s.g. Kühlpaket des Kühlsystems. Der luftseitige Druckverlust der einzelnen Komponenten wird durch ein stationär gemessenes Kennfeld gerechnet. Es handelt sich um die Korrelation zwischen durchgesetztem Luftmassenstrom und dem von der Komponente bewirkten Druckverlust (siehe 3.2.3). Die luftseitigen Randbedingungen werden durch Cp-Werte und die dazugehörigen Ein- und Austrittsflächen vorgegeben. Diese dimensionslosen Drücke bzw. die Differenz dieser Bedingungen zwischen Ein- und

Austritt stellen somit die treibende Kraft dar, die den Kühlluftstrom über den Luftpfad bestimmt. Die C_p -Werte sind für die Modellierung vor allem deshalb sehr gut geeignet, da sie weitgehend von der Fahrgeschwindigkeit unabhängig sind. Die Ermittlung dieser C_p -Werte kann prinzipiell aus der Messung oder aus einer CFD-Simulation erfolgen. Da im Fahrzeug das gesamte Kühlmodul schon eingebaut wurde, wurden Messungen auf der Straße durchgeführt, um die C_p -Werte zu ermitteln. Das Modell des Kühlluftpfades ist in Abbildung 3.25 dargestellt. Die numerierten Punkte kennzeichnen die Knoten, an denen die Zustandsgrößen der Kühlluft von KULI berechnet werden. Der Knotenpunkt 1 kommt am Beginn und am Ende des Kühlluftpfades doppelt vor und repräsentiert die jeweiligen Umgebungsbedingungen.

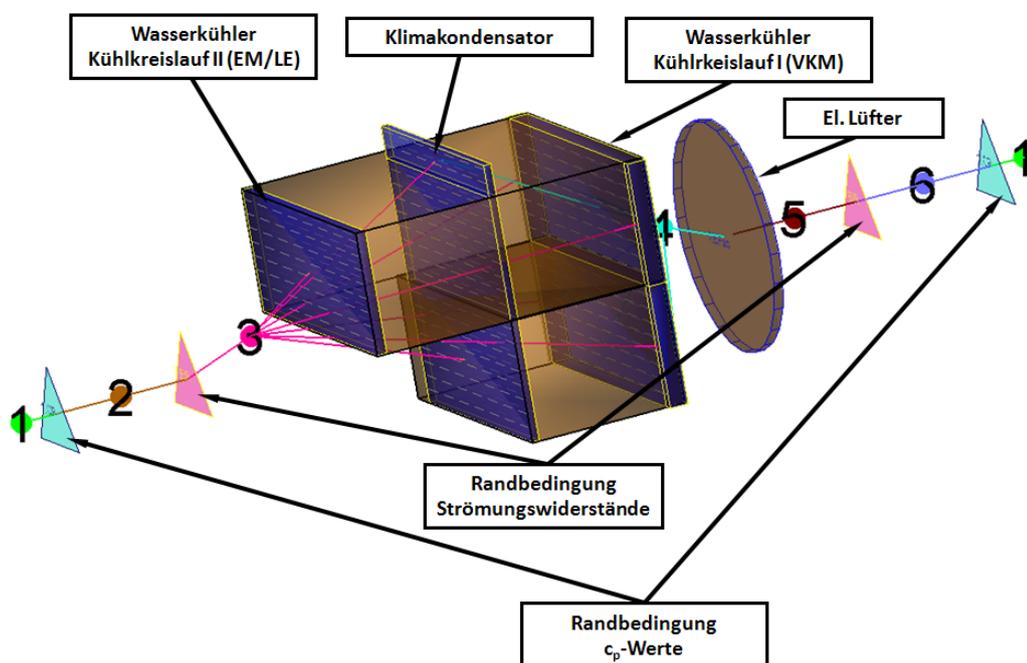


Abbildung 3.25: Modell des Kühlluftpfades in KULI

3.3 Messungen am Fahrzeug

Für die Verifikation eines Simulationsmodells ist es nötig, auf Messdaten zurückgreifen zu können, um diese mit den Simulationsergebnissen vergleichen zu können. Etwaige Abweichungen zwischen den Messergebnissen und den Simulationsergebnissen werden interpretiert, mögliche Fehlerquellen aufgespürt und das Modell angepasst, um dadurch das gesamte Simulationsmodell der Realität näher bringen zu können. Zu diesem Zweck wurden im Rahmen des Projektes für diese Arbeit Messungen am Rollen- und Komponentenprüfstand aber auch bei Straßenfahrten durchgeführt.

3.3.1 Messtechnik im Fahrzeug

Das Fahrzeug war mit umfangreicher Messtechnik ausgerüstet, um die Wärmeströme und Bauteiltemperaturen zu erfassen. Die Applikation der Messsensorik wurde im Hause des Projektpartners Magna Steyr Fahrzeugtechnik durchgeführt. Tabelle 3.6 gibt eine Übersicht über die aufgenommenen Messsignale entsprechend den Anforderungen der Gesamtfahrzeugsimulation.

Tabelle 3.6: Liste der aufgenommenen Messgrößen am Versuchsträger

Messsignal	Komponente
Geschwindigkeit	Fahrzeug
Gang	Getriebe
Drehmoment	Hinter- und Vorderachse
Drehzahl	Hinter- und Vorderachse
Drehzahl	alle 4 Räder
Drehmoment	Elektrische Maschinen + AC/DC
Drehzahl	Elektrische Maschinen
Strom	Elektrische Maschinen
Spannung	Elektrische Maschinen
Temperatur	Elektrische Maschinen
Strom	Batterie
Spannung	Batterie
Temperatur	Batterie
Temperatur	Kühlkreisläufe I, II, III
Druck	Kühlkreisläufe I, II, III
Volumenströme	Kühlkreisläufe I, II, III
Strom	DC/DC Umrichter HV(400V)
Spannung	DC/DC Umrichter HV(400V)
Strom	DC/DC Umrichter LV(12V)
Spannung	DC/DC Umrichter LV(12V)
Temperatur	DC/DC Umrichter

Einige Messsignale wurden direkt dem Fahrzeug CAN-Bus entnommen und mittels der Software Vector CANape visualisiert. Die restlichen Messsignale wurden mittels eines Dewetron DEWE Book mit eingebautem Analog/Digital - Wandler aufgezeichnet und mit der dazugehörigen Software DEWE Soft visualisiert. Zur Aufzeichnung des Momentes direkt an den Antriebsrädern wurden Momentenmesswellen mit aufgeklebten DMS verwendet. Zur Messwerterfassung an rotierenden Teilen ist es notwendig, die Signale über einen Schleifring dem A/D - Wandler zuzuführen. Die dafür am Fahrzeug außen angebrachte Konstruktion ist in Abbildung 3.26 an den Rädern zu erkennen.

Es muss an dieser Stelle betont werden, dass die Aufnahme der Eingangs- bzw. Ausgangssignale der „Hybrid Control Unit“ von großer Bedeutung ist, denn im Verlauf des

Projektes wurde auch die Betriebsstrategie mitentwickelt und die HCU musste öfters auf den neuesten Datenstand gebracht werden.



Abbildung 3.26: Der Versuchsträger mit Schleifringabnehmern

Abbildung 3.27 und Abbildung 3.28 zeigen die schematische Darstellung des Kühlkreislaufes II bzw. des Batteriekühlkreislaufes mit den Positionen der applizierten Messstellen. Es sind alle Parallelzweige mit mindestens einem Durchflusssensor, alle wärmeübertragenden Komponenten mit Temperaturlaufnehmern am Ein- und Austritt sowie alle für einen Strömungswiderstand relevanten Bauteile mit Drucksensoren vorgesehen. Der Messaufbau und die Positionierung der Messstellen sind wichtig, um die resultierende Massenstromaufteilung über die diversen Teilkreisläufe sowie alle relevanten Wärmeströme im System messtechnisch sinnvoll stationär und instationär erfassen zu können.

3.3.2 Verifikation der Teilmodelle

Für die Analyse des Antriebsstranges ist es entscheidend, das Lastprofil, das dem Antrieb durch das Fahrermodell aufgeprägt wird, mit einzubeziehen. Das Lastprofil wird durch die Vorgabe eines Geschwindigkeitsprofils definiert, wobei die Geschwindigkeit als Funktion der Zeit hinterlegt wird. Das Geschwindigkeitsprofil beruht auf Daten einer Messfahrt oder auf einem standardisierten Zyklus.

Für den Modellabgleich beziehungsweise für die Modellverifikation dienten mehrere Messfahrten mit dem Versuchsfahrzeug auf der Strasse. In Abbildung 3.29 ist eine dieser Messfahrten dargestellt. Die Messfahrt ist durch eine Beschleunigungsphase auf 60 km/h und

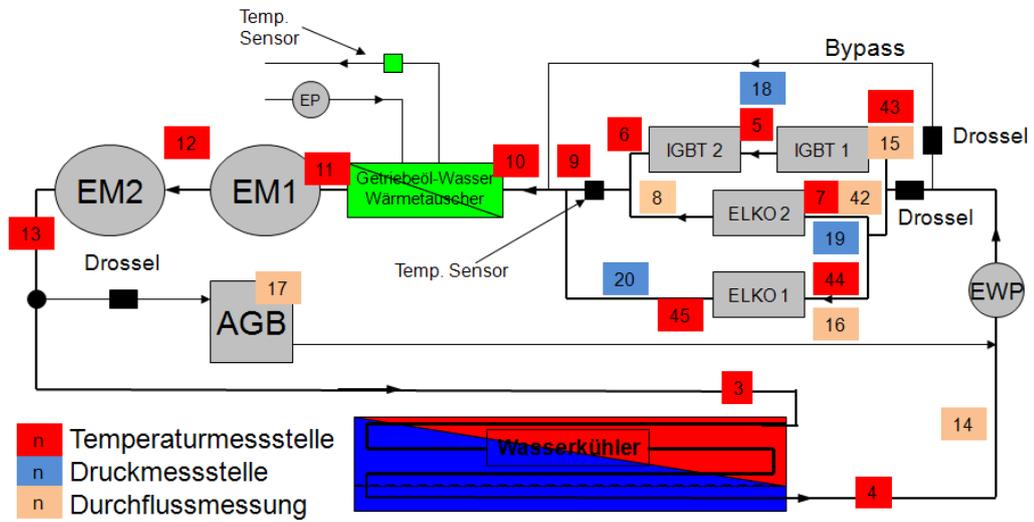


Abbildung 3.27: Messstellen im Kühlkreislauf II

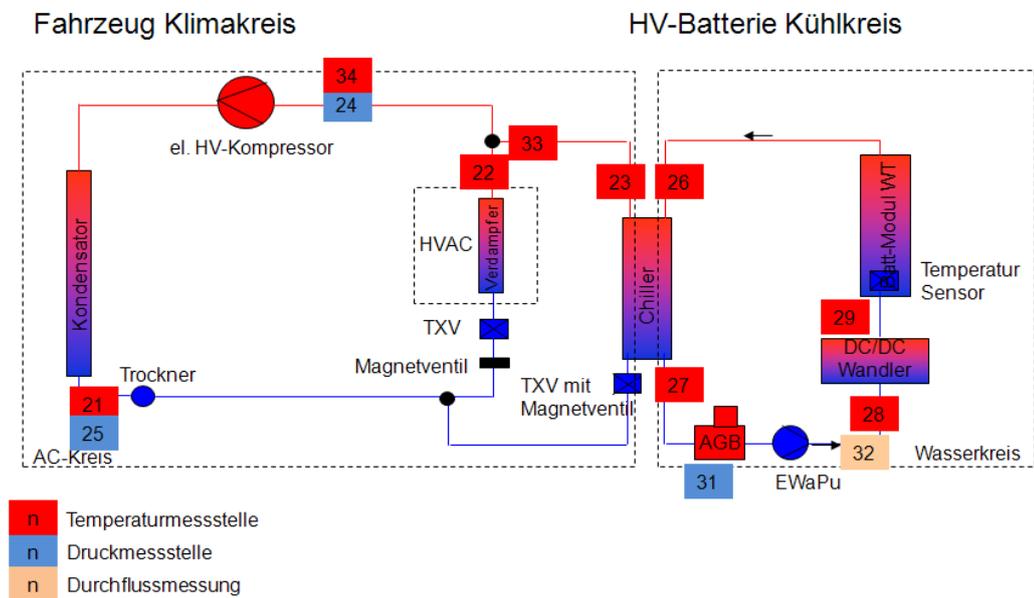


Abbildung 3.28: Messstellen im Kühlkreislauf III

eine anschließend lange Phase mit annähernd konstanter Geschwindigkeit charakterisiert. Die Fahrt fand bei einer Umgebungstemperatur von 20°C statt.

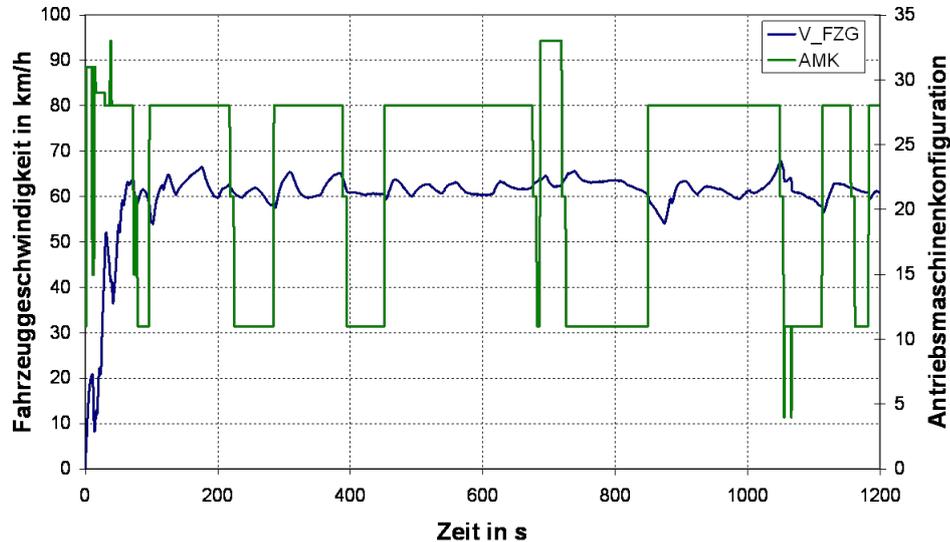


Abbildung 3.29: Geschwindigkeitsverlauf und Antriebsmaschinenkonfiguration

In der Beschleunigungsphase wird das Fahrzeug im Allrad-Betrieb mit Kombination der drei Antriebsaggregate angetrieben. Die Bedeutung der unterschiedlichen Zahlenwerte der AMKs in Abbildung 3.29 stellen unterschiedliche Kombinationen des Einsatzes der Antriebsmaschinen dar. Die Kombinationen sind durch die unterschiedliche Schaltung der Kupplungen bzw. unterschiedliche Nutzung der Antriebsmaschinen (Generator- oder Motorbetrieb) definiert. Die Aufteilung des Lastmoments auf die Antriebsmaschinen wird in Abbildung 3.30 dargestellt. Der Verbrennungsmotor läuft während der Fahrt mit und treibt das Fahrzeug an. Aus der Abbildung kann entnommen werden, dass die elektrische Maschine 1 sich immer im Generatorbetrieb befindet und die Batterie lädt. Die elektrische Maschine 2 wird nur bei der Beschleunigung zur Unterstützung eingesetzt. Aus dem Drehzahlverlauf der elektrischen Maschine 2 ist sichtbar, dass die Fahrt mit möglichst wenig Schlupf in den Kupplungen gefahren wird. Daher bleibt die Kupplung während der gesamten Fahrt geschlossen und die elektrische Maschine 2 läuft permanent mit.

Die im Anschluss präsentierten Diagramme zeigen einen detaillierten Messungs-Rechnungs-Vergleich für die antriebsstrangrelevanten Größen. Eine der wohl entscheidendsten Grundlagen für die Modellabstimmung und somit für die Qualität der Berechnungsergebnisse stellt die Antriebsleistung dar. Diese beeinflusst über den Wärmeeintrag auch den gesamten Prozess der Bauteil- und Betriebsmittelerwärmung.

Abgesehen von der Beschleunigungsphase zeigt sich eine gute Übereinstimmung zwischen gemessenem und berechnetem Verlauf (Abbildung 3.31). Die Abweichungen in der Beschleunigungsphase könnten mit einem Unterschied in den gefahrenen AMKs erklärt werden. Die Funktionalität des HCU konnte in der Simulation nicht genau abgebildet wer-

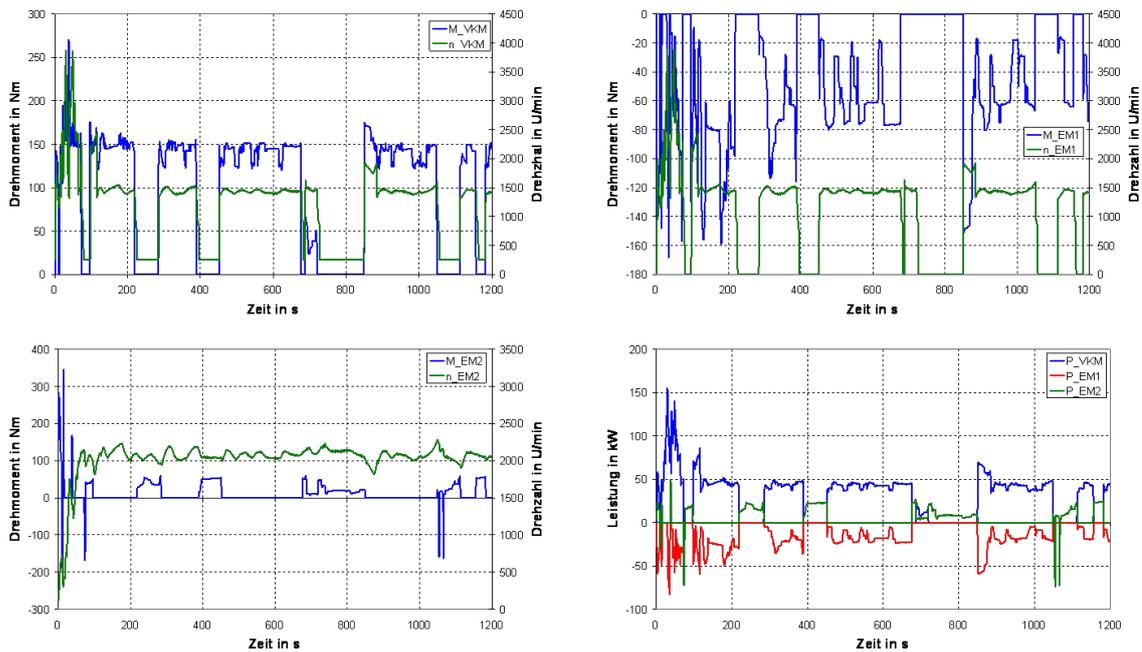


Abbildung 3.30: Moment- und Drehzahlverlauf der Antriebe

den. In den Bereichen, in denen die AMKs übereinstimmen, zeigt sich auch eine sehr gute Übereinstimmung der Messwerte.

Der Hauptschwerpunkt des thermischen Modells lag in der Berechnung der Kühlmittel- und Strukturtemperaturen, insbesondere auch unter transienten Bedingungen. Die physikalischen Parameter der Komponenten wie Masse und Wärmekapazität wurden entsprechend den Informationen des Herstellers gesetzt. Die Parameter der Wärmeleitkomponenten zwischen den Punktmassen sowie die Wärmeübergangskoeffizienten zwischen Kühlmittel und Struktur wurden teilweise aus CFD-Rechnungen bzw. durch die Anpassung an Messdaten ermittelt.

Zur thermischen Abstimmung der Modelle wurden einzelne Komponenten auf dem Prüfstand (Abbildung 3.32) gemessen. Es wurden Versuche am Prüfstand durchgeführt, bei denen die beiden E-Maschinen auf eine bestimmte Temperatur vorkonditioniert wurden. Ausgehend von diesem Ausgangszustand wurden die elektrischen Maschinen so lange in einem konstanten Betriebspunkt betrieben, bis sich konstante Temperaturverhältnisse einstellten. Während der Versuchsdauer wurden alle Messsignale der applizierten Messfühler aufgezeichnet. Auf diesem Weg konnten das Aufwärmverhalten der elektrischen Maschinen sowie das Verhalten des Kühlsystems untersucht werden. Von zentralem Interesse waren dabei die zeitlich veränderlichen Werte für Bauteiltemperaturen und Kühlmittelmassenströme an verschiedenen Stellen des E4WD-Moduls und des Kühlsystems.

Am E4WD-Prüfstand wurden folgende Betriebspunkte bis zur thermischen Beharrung aufgenommen:

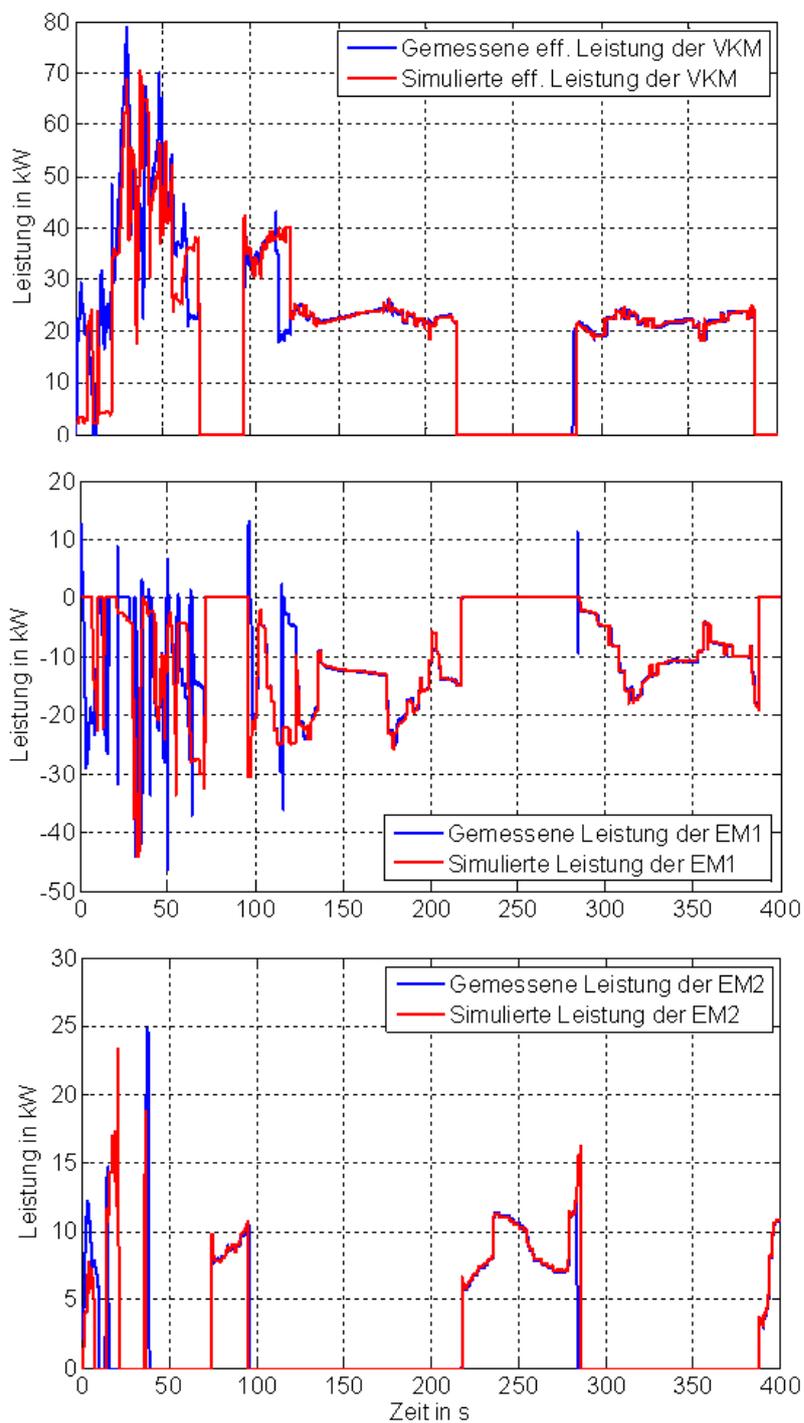


Abbildung 3.31: Leistung der Antriebe - Messungs/Rechnungsvergleich

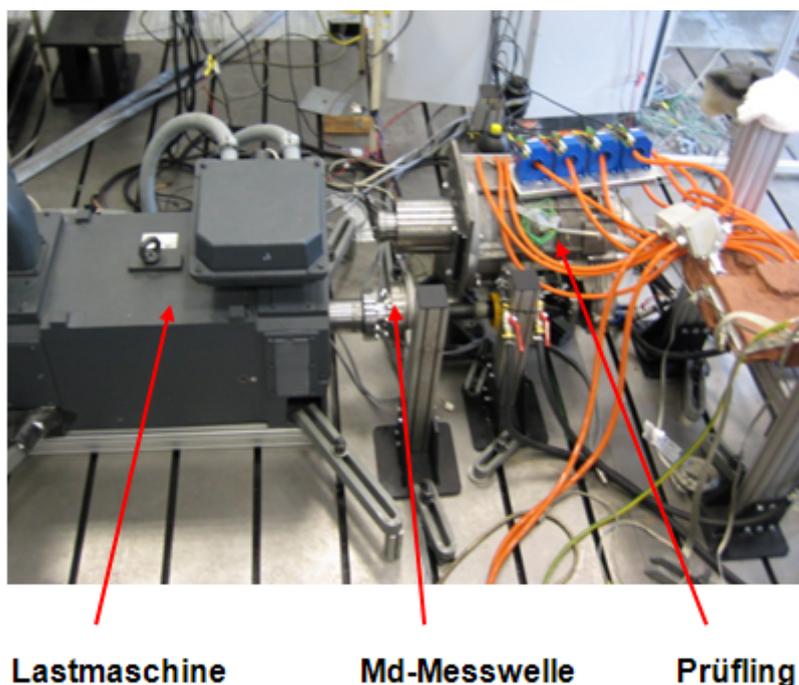


Abbildung 3.32: Prüfaufbau für die elektrischen Maschinen

Abbildung 3.33 zeigt die berechnete Statortemperatur im Vergleich zur Messung für einen transienten Lastzyklus. Dabei wurde die elektrische Maschine 1 als Generator mit einer Leistung von etwa 20 kW konstant belastet. Mit dem vorgestellten 3-Massenmodell konnte eine gute Übereinstimmung zwischen gemessener und simulierter Temperatur erzielt werden.

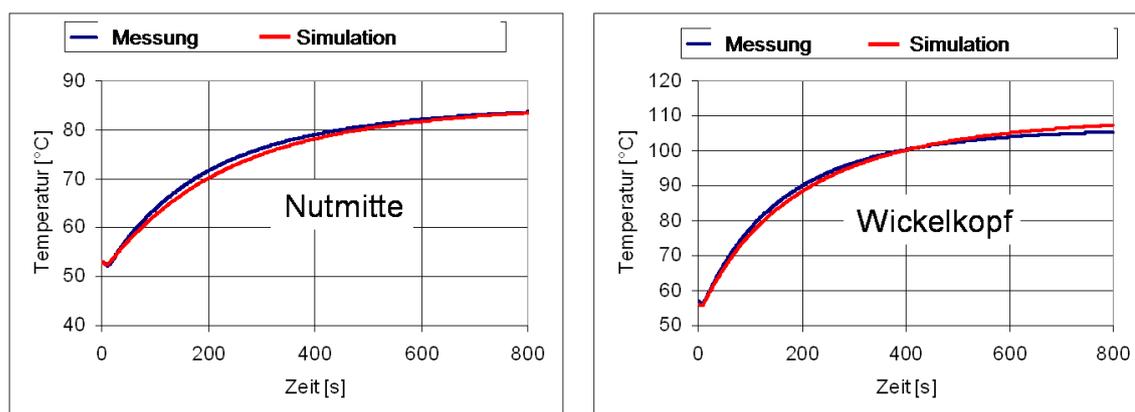


Abbildung 3.33: Statortemperaturen - Messungs/Rechnungsvergleich

Die Verifikation des thermischen Verhaltens der Batterie wird im Folgenden dargestellt. Die mit dem reduzierten Thermalmodell der Batterie (Abschnitt 3.2.3) simulierten Zellentemperaturen sind in Abbildung 3.34 dargestellt. Die grüne Linie entspricht der simu-

Tabelle 3.7: Gefahrene Betriebspunkte am E4WD-Prüfstand

	Elektrische Maschine 1	Elektrische Maschine 2
1.	100Nm bei 2000rpm	Aus
2.	200Nm bei 1500rpm	Aus
3.	250Nm bei 1500rpm	Aus
4.	300Nm bei 1500rpm	Aus
5.	Aus	100 Nm bei 2000 rpm
6.	Aus	300 Nm bei 2000 rpm
7.	Aus	450 Nm bei 1000 rpm
8.	Aus	450 Nm bei 500 rpm

lierten mittleren Zelltemperatur. Ihr Verlauf zeigt eine außerordentlich gute Übereinstimmung mit der Messung (rote Linie).

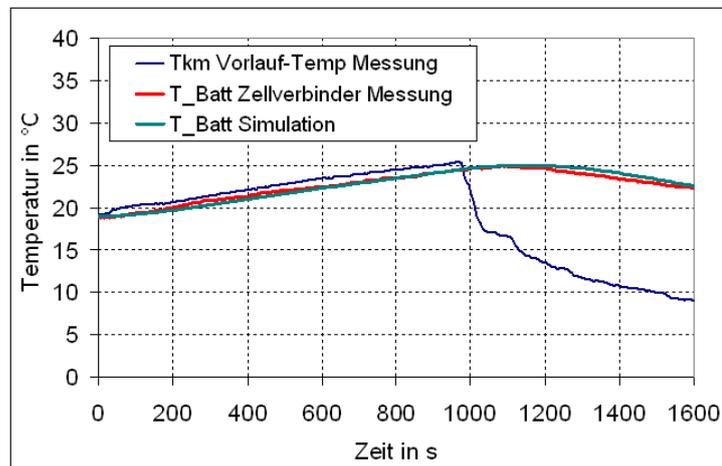


Abbildung 3.34: Modellabgleich Batterie

3.4 Gesamtfahrzeugsimulation und Verifikation

Wie bereits erwähnt, kommen zur Modellierung der Subsysteme Softwarepakete mit unterschiedlichem Detaillierungsgrad zum Einsatz. In der Simulation sollen die einzelnen Teilsysteme zusammen betrachtet werden, um die Energieflüsse und die Rückwirkungen zwischen den einzelnen Teilsystemen korrekt zu erfassen. Um dies zu ermöglichen, werden die einzelnen Simulationswerkzeuge gekoppelt. Dadurch kann das instationäre Verhalten des gesamten thermischen Systems durch die Kopplung der in Kapitel 3.2 beschriebenen Modelle abgebildet werden.

3.4.1 Kopplungsmethodik

Um den Datenaustausch zwischen den einzelnen Programmen zu ermöglichen, ist eine Kopplungsmethodik erforderlich. Diese soll auch die Steuerung bzw. die Kommunikation zwischen den Teilnehmern übernehmen. Zur Kopplung der Teilmodelle wurden in diesem Projekt zwei unterschiedliche Ansätze untersucht, die im Folgenden beschrieben werden.

Starre Kopplung

Die in diesem Projekt eingesetzten Simulationswerkzeuge bieten fest integrierte Schnittstellen, die zur Kommunikation zwischen den Simulationswerkzeugen dienen, wodurch die Programme zumindest teilweise koppelbar sind. Die Kopplung von veDYNA und KULI erfolgt über die COM-Schnittstelle unter Verwendung von drei Simulink-Methoden:

- Callback Function
- S-Functions
- Triggered Subsystems

Matlab/Simulink wirkt hier als Master und übernimmt die Steuerung der Koppelung. Beim Starten des veDYNA Modells, das in der Simulink Umgebung entwickelt wurde, wird durch die Callback-Eigenschaft „Simulation start function“ die Funktion StartKULI ausgeführt. Diese Funktion initialisiert das KULI-Modell. Der Datenaustausch erfolgt über die COM-Schnittstelle mittels einer S-Function. Um KULI nur zu gezielten Zeitpunkten aufzurufen wird ein getriggertes Subsystem verwendet. Der Pulse-Generator generiert die Zeitpunkte, zu denen KULI aufgerufen wird. Das passiert immer dann, wenn sich der Wert des Impulses ändert. Man kann also mit dem Discrete Pulse Generator steuern, wie lange veDYNA selbst rechnet, bevor wieder ein Datenaustausch mit KULI erfolgt. Das Subsystem „to KULI“ enthält die S-Function, die den Datenaustausch ausführt. In Simulink werden aus der COM-Schnittstelle die von KULI gelieferten Werte ausgelesen und veDYNA zur Verfügung gestellt. Die Anfangswerte der auszutauschenden Parameter werden in der StartKULI Funktion angegeben. KULI benötigt für die thermische Simulation Parameter, die in veDYNA berechnet werden. Die Signale werden mit einem Multiplexer (Mux) in einem Vektor gebündelt. Der Vektor wird als Eingangsgröße für jene S-Function, welche die Werte an KULI weitergibt, verwendet. Wenn die Simulation endet, wird die Funktion QuitKuli, die das Verlassen von KULI und das Schreiben von Ergebnissen veranlasst, aufgerufen.

Independent Co-Simulation Environment (ICOS)

Im Gegensatz zu starrer Kopplung bietet sich der partitionierte Ansatz zur Koppelung an. Die Methode geht davon aus, dass das Gesamtsystem sich in partitionierte Subsysteme, die in verschiedenen Simulationstools abgebildet sind, einteilen lässt. Die einzelnen

Modelle tauschen über eine physikalische Schnittstelle Daten untereinander aus. Die Integration der einzelnen Modellierungstools wird durch ICOS, eine am Virtuellen Fahrzeug entwickelte unabhängige Simulationsplattform, ermöglicht. [49]. ICOS überwacht die fahrzeugrelevanten Funktionen, ermöglicht den Datenaustausch zwischen den Simulationsteilnehmern und über geeignete Schnittstellen steuert es die Simulationstools. Die Simulationsplattform gewährleistet eine adäquate Zeitsynchronisation und durch entsprechende Synchronisationsmechanismen werden die einzelnen Subsysteme gesteuert.

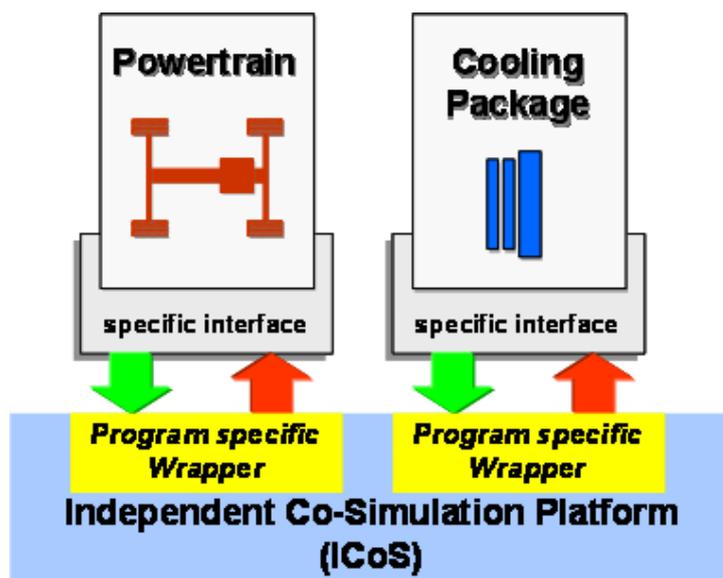


Abbildung 3.35: Die Integrationsplattform ICOS

Das Design für die Simulationsplattform, die die Kopplung der beiden Programme ermöglicht, ist in Abbildung 3.35 skizziert. Jedes Modellierungswerkzeug wird mit Hilfe von einem Wrapper (Kommunikationsschicht) an einen Datenbus gekoppelt. Die Wrapper werden in einer Open-Source Scriptsprache - PYTHON implementiert. Die Kommunikationsschichten werden um eine Kontrolleinheit, welche die Zeitsynchronisation sicherstellt, erweitert. Diese Kontrolleinheit übernimmt den transienten Datenaustausch und ist für die zeitliche Synchronisierung der Subsysteme verantwortlich. Im Vergleich zur fixen Schnittstelle übernimmt mit diesem Konzept keines der Simulationsprogramme die Steuerung, sondern ICOS selbst verwaltet den Datenaustausch zwischen den gleichberechtigten Simulationsteilnehmern. Dadurch ist dieses Konzept unabhängig von den verwendeten Modellierungswerkzeugen bzw. Modellen.

Der Ablauf des Datenaustausches zwischen den Simulationsprogrammen ist in Abbildung 3.36 dargestellt. In den ersten neun Sekunden werden beide Programme initialisiert und die Schnittstellendefinition ausgelesen. Anschließend werden die Initialwerte für die Simulation vom ICOS mittels VarGet den einzelnen Programmen übergeben und die Simulation gestartet. ServerSimulates zeigt, dass KULI die Simulationsschritte viel schneller ausführt als veDYNA. Während veDYNA rechnet, wird die GetStatus Variable von KULI gesetzt und KULI wartet auf die Eingangsdaten für den nächsten Simulationsschritt.

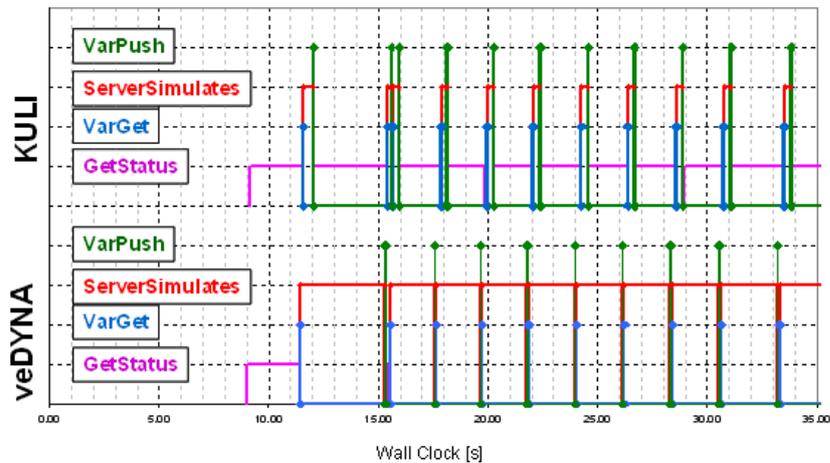


Abbildung 3.36: Ablauf des Datenaustausches bei der Co-Simulation mit ICOS

Bei der Rechenzeit der beiden Kopplungsmethoden ist kaum ein Unterschied zu bemerken. Die Bewertung der Simulationsergebnisse zeigt einen leichten Vorteil für die Kopplung über die Integrationsplattform. Dieser Vorteil kann auf die gesteigerte Transparenz bei der Verwendung dieser Methodik zurückgeführt werden. Die zwischen den einzelnen Teilmodellen ausgetauschten Parameter werden von ICOS protokolliert. Somit sind Fehler, die durch den Datenaustausch bedingt sind (Einheiten, Fehler durch Interpolation bzw. Extrapolations) zu erkennen. Dieser Vorteil relativiert sich insbesondere durch den zusätzlichen Aufwand für die Parameterverknüpfung in ICOS. Die erforderlichen Änderungen an den Modellen selbst ist in beiden Fällen gering. In Hinblick auf die Erweiterbarkeit für zukünftige Anwendungen liegt der partitionierte Ansatz aufgrund des offenen Konzepts klar im Vorteil und stellt nahezu das denkbare Optimum dar. Außer der Entwicklung einer programmspezifischen Schnittstelle, gibt es keine weiteren Aufwände. Im Gegensatz dazu, bei der starren Kopplung, muss das Simulationsprogramm eine Matlab/Simulink Schnittstelle beinhalten. Falls die Schnittstelle nicht vorhanden ist, ist die Kopplung nicht möglich. In diesem Fall müssen die zusätzlichen Modelle in Matlab/Simulink neu erstellt und parametrisiert werden.

3.4.2 Verifikation des Gesamtmodells

Am Beispiel eines Fahrzyklus, im speziellen Fall des neuen europäischen Fahrzyklus (NEFZ), soll das Verhalten des Gesamtfahrzeugsmodells unter Beweis gestellt werden. Zu diesem Zweck wurden am Rollenprüfstand mehrere Fahrzyklen vermessen und ausgewertet [66]. Der Prüfstand besitzt einen Rollensatz für zwei Achsen und ist somit auch für den HySUV, der je nach Betriebsstrategie sowohl die Vorder-, als auch die Hinterachse antreibt, geeignet. Die Messungen wurden unter unterschiedlichen Randbedingungen (kalt, warm) durchgeführt.

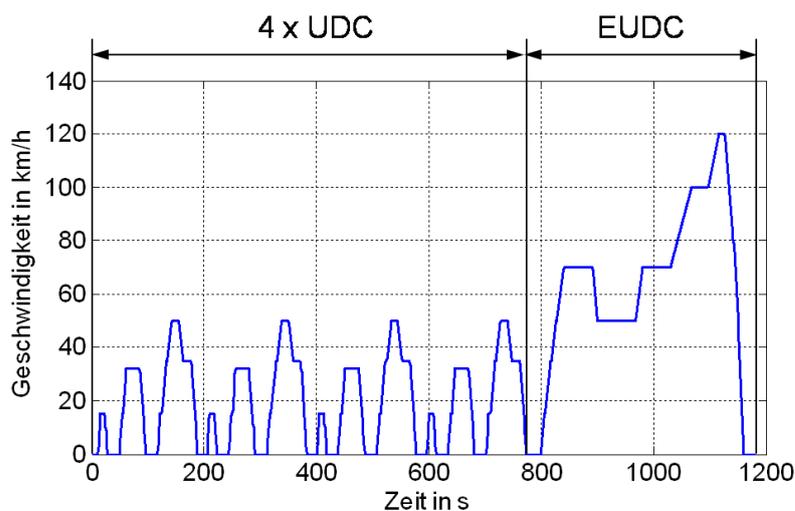


Abbildung 3.37: Abgasemissionstestzyklus NEDC

Der NEFZ besteht aus einem Grundstadtfahrzyklus (UDC), welcher 195 s dauert und viermal hintereinander durchgeführt wird. Er ist durch niedrige Fahrzeuggeschwindigkeit, niedrige Last und niedrige Abgastemperaturen charakterisiert. Anschließend wird ein außerstädtischer Fahrzyklus (EUDC) mit einer Zeitdauer von 400 s gefahren, womit sich eine Gesamtdauer des Fahrzyklus von 1180 s und eine Gesamtwegstrecke von 11,007 km ergeben. Davon werden 6,995 km im zweiten Teil des NEFZ Zykluses gefahren und dabei eine Höchstgeschwindigkeit von 120 km/h erreicht. Beim Durchlaufen dürfen die Emissionsgrenzwerte der Gesetzgebung nicht überschritten werden, da sonst die Genehmigung zur Zulassung nicht erteilt wird.

Als Eingangsgrößen für die Simulation waren das Streckenprofil (Geschwindigkeit, Fahrstrecke) und die Umgebungsbedingungen definiert. Aus dem Streckenprofil ergibt sich das Fahrerwunschloment für die Simulation. Das veDYNA-Modell berechnet aus den Verlusten im Antriebsstrang und den Reibungsverlusten des Fahrzeugs das Lastmoment auf Antriebsebene (Motorebene). Das Lastmoment wird auf Achsebene umgerechnet und der HCU weitergeleitet. Die HCU verteilt die Momente auf die Antriebe, die über Getriebe, Kettentrieb, Achsgetrieben und Räder das KFZ antreiben bzw. bremsen. Die Abbildungen 3.38 und 3.39 zeigen die Gegenüberstellung der berechneten und gemessenen Leistungsverläufe der Aggregate und der Batterie.

Aus der von veDyna zeitabhängig berechneten Lastanforderung werden die zum jeweiligen Betriebspunkt gehörenden Wärmeströme, welche in die Struktur der Antriebe eingeleitet werden, bestimmt. Die Wärmeverluste, die im elektrischen Teil des Antriebsstranges (elektrische Maschinen, Leistungselektronik, Batterie) entstehen, werden dem KULI-Modell übergeben. Im Verlauf der Simulation erwärmen sich die Struktur sowie die Betriebsmedien. Die Abbildungen 3.40 und 3.41 zeigen die Temperaturverläufe der elektrischen Maschinen. In Abbildung 3.42 sind die Temperaturen am Wasserkühlereintritt und Wasserkühlerausstritt des Kühlsystem II dargestellt. Schließlich sind die Verläufe der middle-

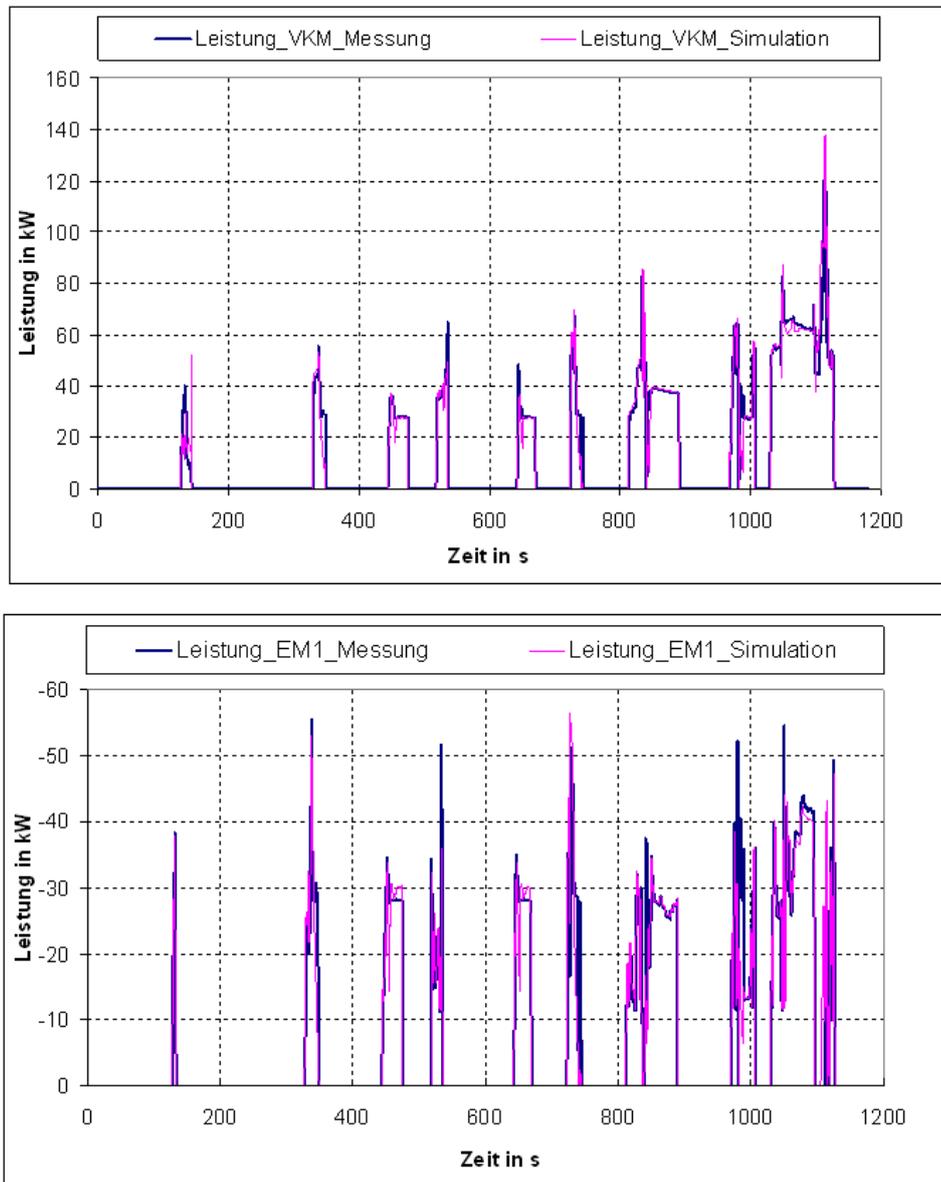


Abbildung 3.38: Rechnungs-/Messungsvergleich - VKM und EM1

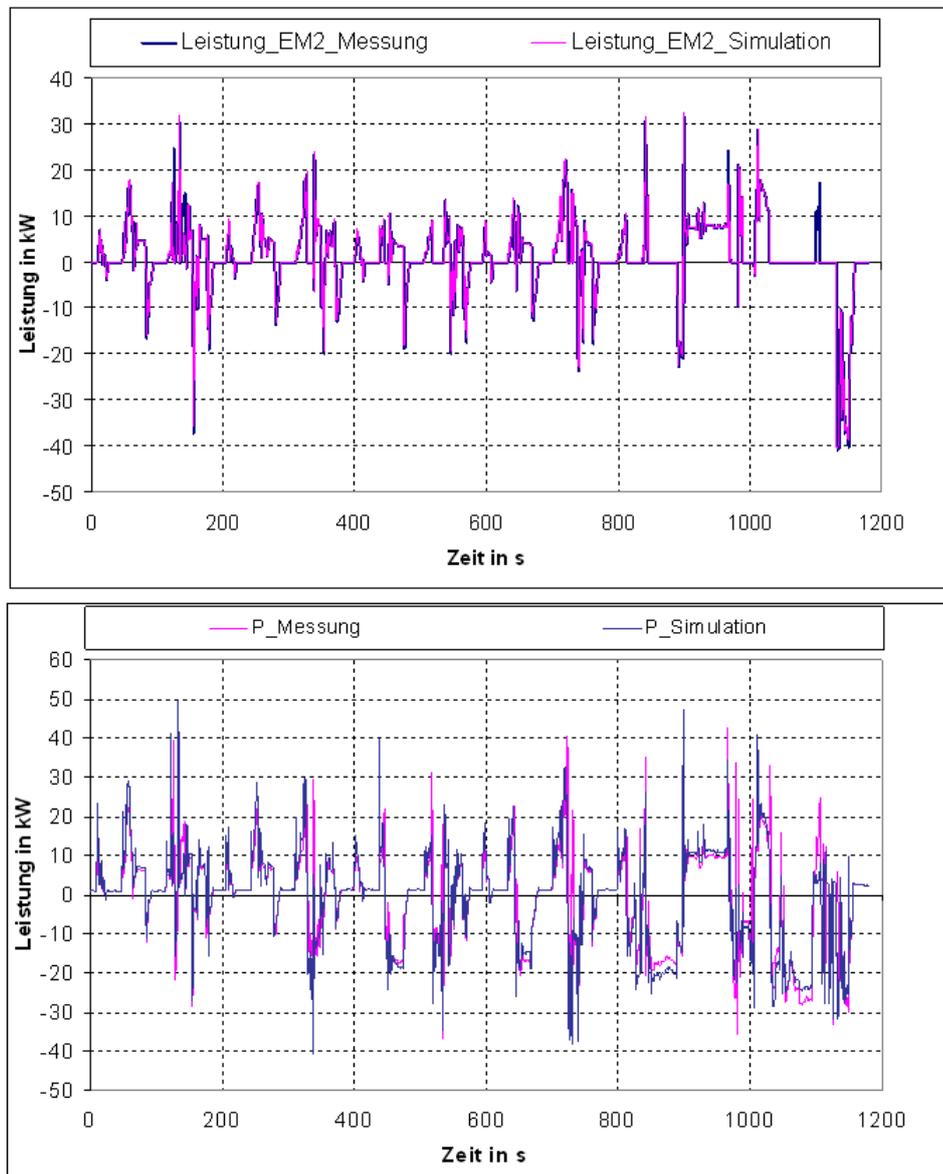


Abbildung 3.39: Rechnungs-/Messungsvergleich - EM2 und Batterie

ren Batteriezellentemperatur (Abbildung 3.43) dem experimentell gemessenen Verlauf auf gleiche Weise gegenübergestellt. Mit den vorgestellten Modellen und Methodiken konnte zwischen den Simulationsergebnissen und der Messung eine gute Übereinstimmung erzielt werden. Die Abweichungen lagen bei höchstens 2K und damit im Bereich der Reproduzierbarkeit der Messungen am Versuchsfahrzeug. Anhand dieser Ergebnisse können die Kühlkreisläufe neu ausgelegt werden, sodass die Bauteiltemperaturen für verschiedene Fahrzyklen innerhalb der gegebenen Grenzen bleiben. Die ausreichend validierten und verifizierten Simulationsmodelle sind eine verlässliche Ausgangsbasis für die Entwicklung eines energetisch optimierten Kühlsystems.

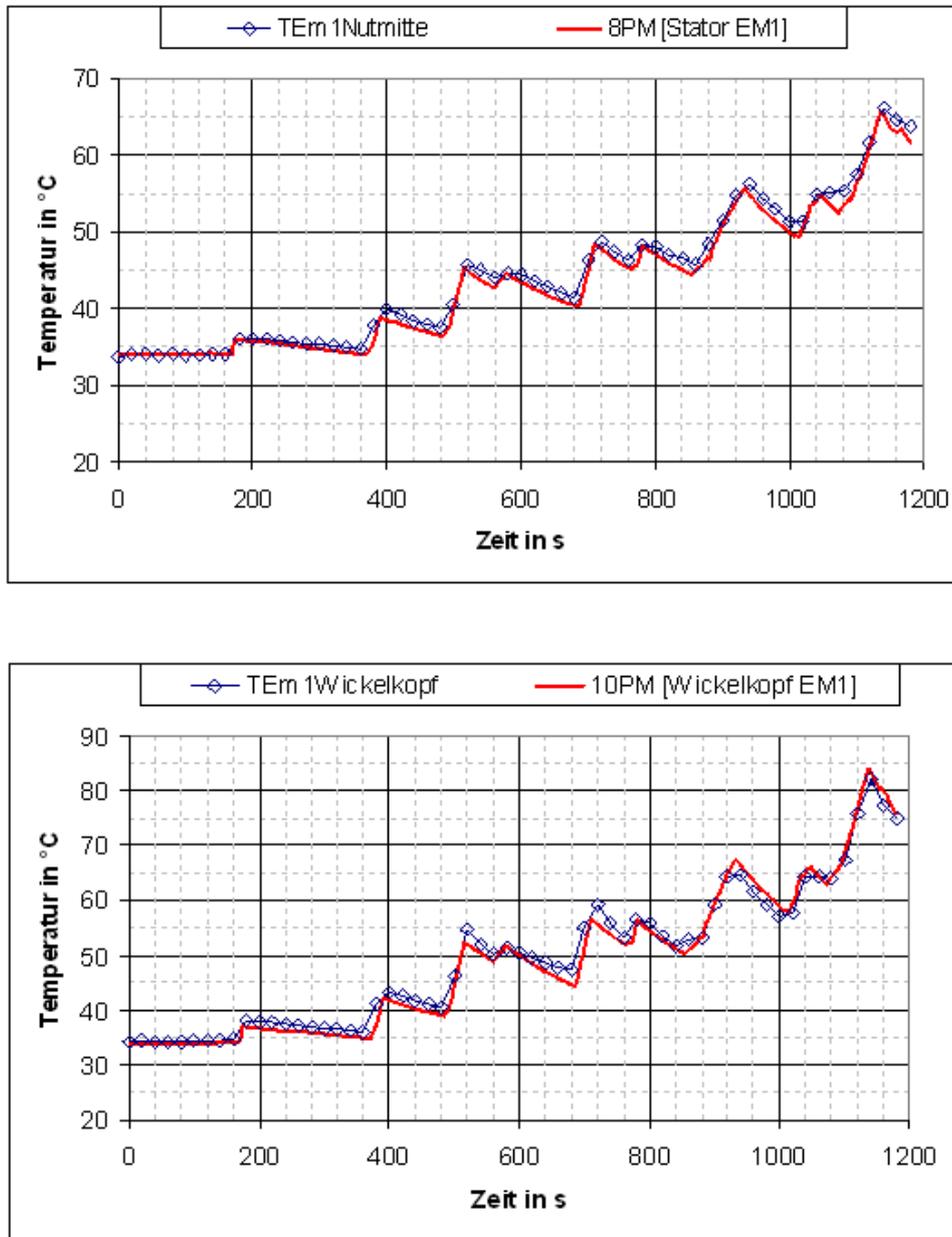


Abbildung 3.40: Rechnungs-/Messungsvergleich - Temperaturverläufe der EM1

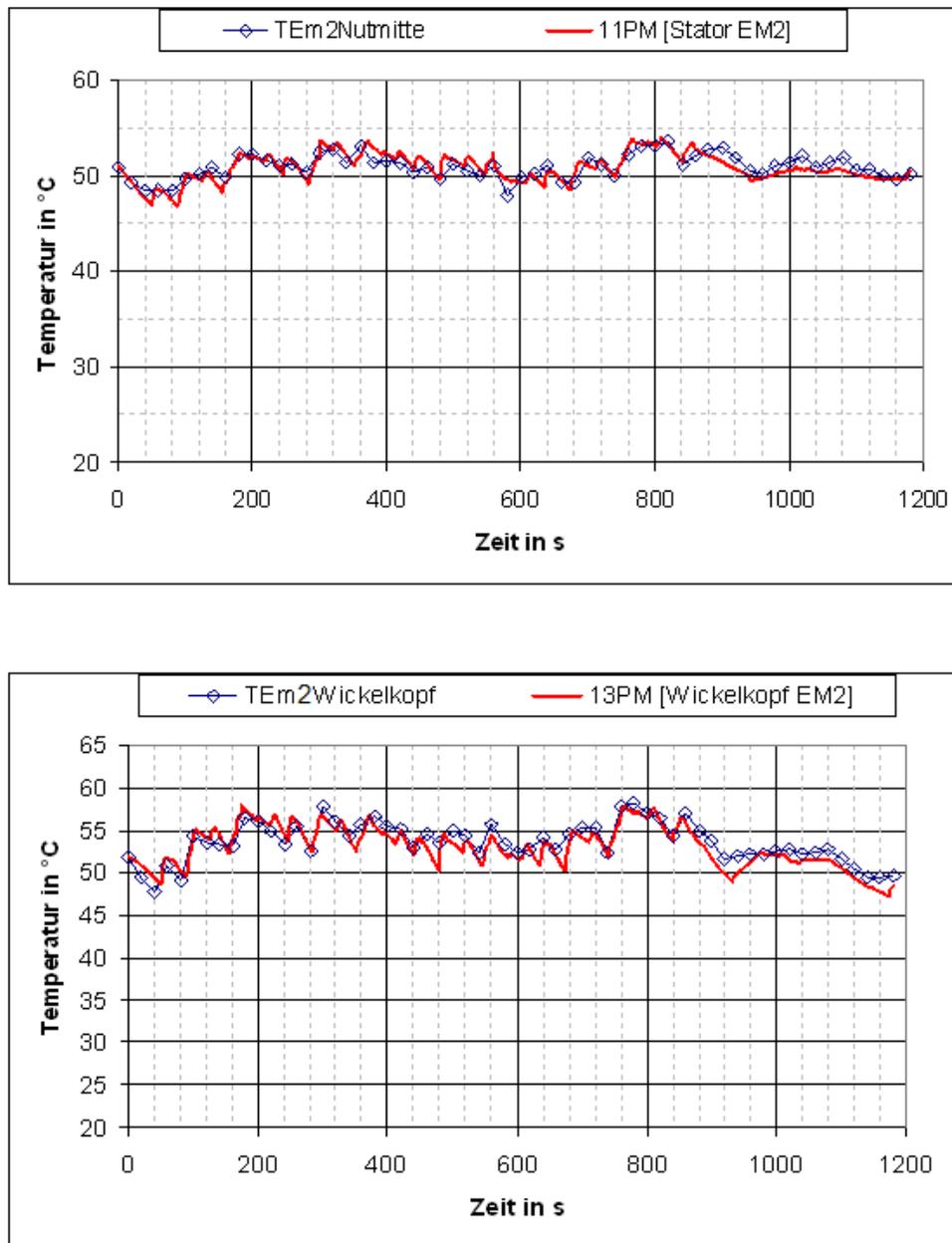


Abbildung 3.41: Rechnungs-/Messungsvergleich - Temperaturverläufe EM2

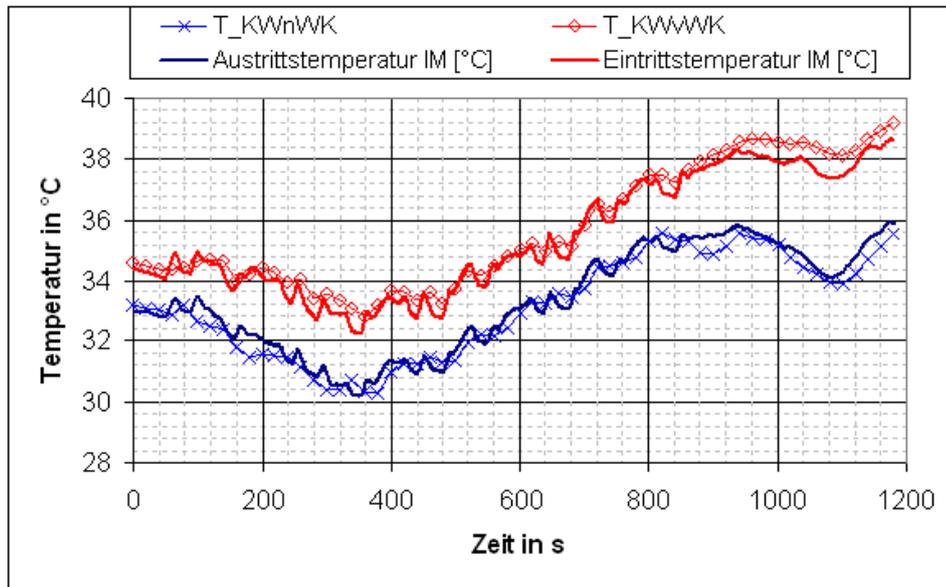


Abbildung 3.42: Rechnungs-/Messungsvergleich - Temperaturen am Wasserkühler des Kühlkreislaufer II

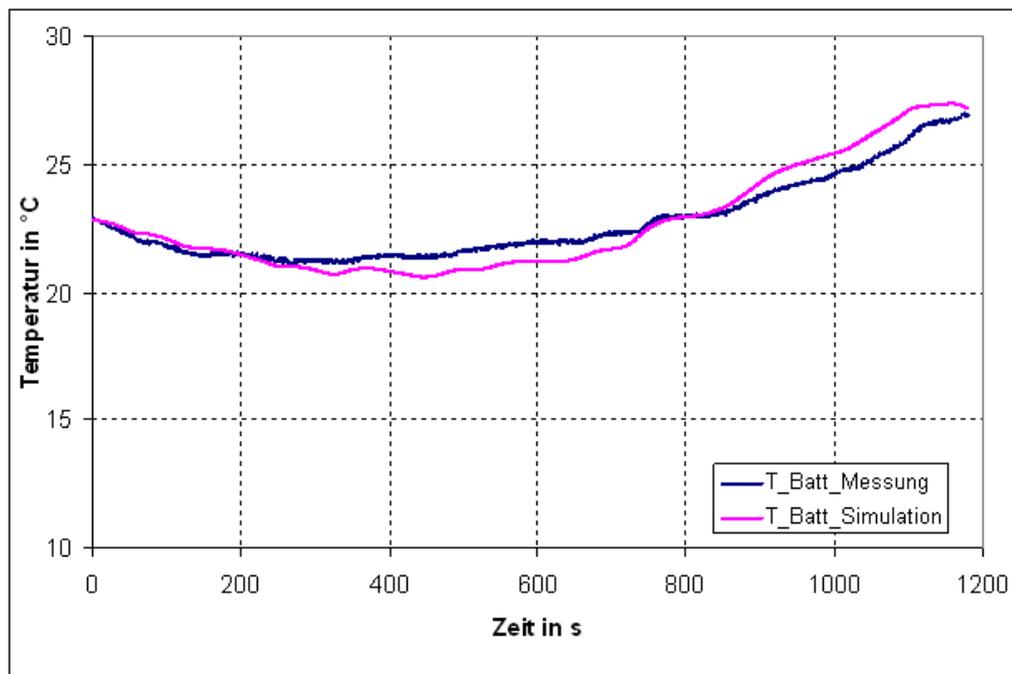


Abbildung 3.43: Rechnungs-/Messungsvergleich - Zelltemperatur der Batterie

4 Optimierung des Kühlsystems

Die steigenden Anforderungen in der Fahrzeugentwicklung resultieren in konsequenten Strategien zur Verbrauchs- und Emissionsreduzierung. Unterschiedlichste Maßnahmen (siehe Abschnitt 2.2) wurden untersucht und angewendet. Allerdings wurden nur wenige Untersuchungen durchgeführt, um den Verbrauchsanteil der Nebenaggregate zu bewerten. Um die gestellten Anforderungen zu erfüllen ist es erforderlich, auch kleine Potenziale auszunutzen. Bedingt durch die große Anzahl an Nebenaggregaten können daraus erhebliche Energieeinsparungen erzielt werden.

Entscheidende Rolle bei der Auslegung des Kühlsystems eines Hybridfahrzeugs spielen die Dimensionierung der Komponenten und die Auswahl der Betriebsstrategie, welche zu einer optimalen Funktion des Kühlsystems bzw. des Fahrzeugs führen. Die Elektrifizierung der Nebenaggregate soll die parasitären Verluste der Kühlmittelpumpe, der Ölpumpe bzw. des Klimakompressors minimieren. Durch die Entkoppelung dieser von der Verbrennungskraftmaschine kann eine bedarfsgeregelte Kühlung erzielt werden, was zu einer Effizienzsteigerung des Kühlsystems führt. Bei den konventionellen Fahrzeugen kann durch die Elektrifizierung der mechanischen Kühlmittelpumpe in Verbindung mit einer intelligenten Regelung der Kraftstoffverbrauch bis zu 4% ([24], [18]) reduziert werden. Da die Kühlsysteme der Hybridfahrzeuge komplexer gestaltet sind und die Anzahl der Nebenaggregate höher ist als bei den konventionellen Fahrzeugen, kann eine zusätzlicher Reduzierung des Energieverbrauchs erzielt werden.

4.1 Bedarfsgerechte Kühlung

Die Kühlkreisläufe eines Fahrzeuges werden üblicherweise für kritische Betriebspunkte ausgelegt. Diese sind der Höchstgeschwindigkeit-Lastfall (V_{max}) und die Bergfahrt mit Anhänger. In beiden Lastfällen ist eine maximale Wärmeabfuhr erforderlich. Um eine ausreichende Kühlung zu gewährleisten, muss eine Kühlmittelpumpe in diesen Betriebspunkten ein Maximum an Kühlmittelvolumenstrom bei hohen Druckdifferenzen fördern. Allerdings betragen diese Betriebspunkte nur 3-5% des gesamten Fahrzeugbetriebs [53]. Somit wird das System in den restlichen Betriebspunkten bzw. im Teillastbereich überkühlt. Durch einen gezielten Einsatz der Kühlmittelpumpe wird eine bedarfsorientierte Regelung von Stoff- bzw. Wärmeströmen ermöglicht. Somit kann auch im Teillastbereich eine effiziente Kühlung des Systems realisiert werden.

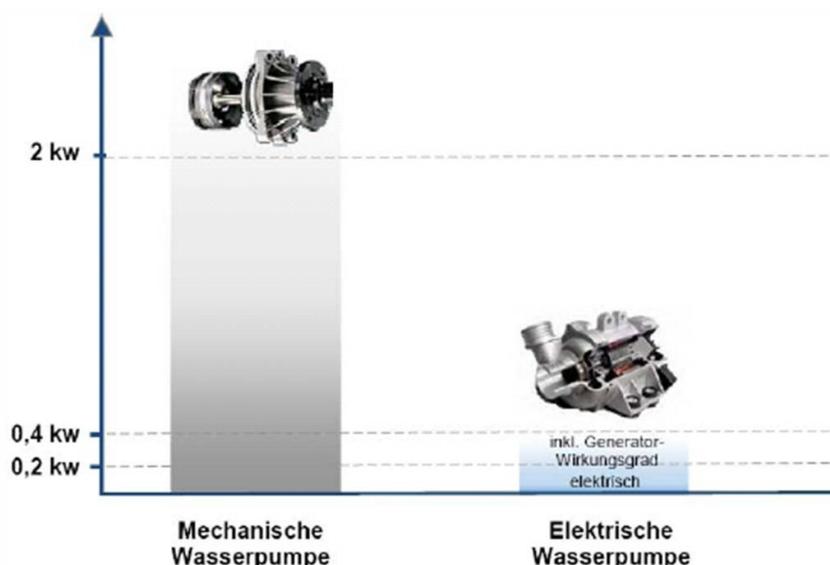


Abbildung 4.1: Energieeinsparungspotenzial durch die Elektrifizierung der Kühlmittelpumpe (bezogen auf kundenrelevanten Zyklus) [24]

Das Optimierungspotenzial beschränkt sich nicht ausschließlich auf die elektrische Kühlmittelpumpe. Eine ganzheitliche Betrachtung des Kühlsystems ist erforderlich. Eine wichtige Rolle spielt dabei das Zusammenspiel der Nebenaggregate des Kühlsystems.

4.1.1 Elektrische Kühlmittelpumpe

Die konventionellen mechanischen Kühlmittelpumpen werden über die Kurbelwelle angetrieben. Sie sind direkt an die Motordrehzahl gekoppelt, weshalb es unmöglich ist, sie zu regeln. Die größte Herausforderung stellt dabei die Wärmeabfuhr bei hohen Lasten und niedrigen Drehzahlen (Bergfahrt mit Anhänger) dar. Für den Normalbetrieb sind diese Pumpen überdimensioniert und nehmen überschüssige Leistung auf.

Durch den Einsatz einer elektrisch angetriebenen Kühlmittelpumpe wird die Antriebsdrehzahl der Pumpe von der Drehzahl des Motors entkoppelt. Dadurch können ein bedarfsgerechter Einsatz der Pumpe erzielt und in Verbindung mit einem Regelungssystem eine deutliche Energieeinsparung erreicht werden. In Abhängigkeit von Kühlmitteltemperatur, Fahrzeuggeschwindigkeit und Umgebungstemperatur kann ein optimaler Kühlmittelvolumenstrom ermittelt und mit der Pumpe erzeugt werden.

Elektrische Kühlmittelpumpen bieten aber noch weitere Vorteile:

- Die Kühlmittelpumpe kann innerhalb des Motorraums an beliebiger Stelle positioniert werden. Dadurch wird auch eine Integration der Pumpe in andere Bestandteile des Kühlmittelsystems ermöglicht.

- Durch die Einbaufreiheit können starke Umlenkungen der Strömung vermieden werden und somit der Druckverlust reduziert werden.
- Nach dem Abstellen des Fahrzeugmotors ist eine Nachheizphase zur Restwärmenutzung realisierbar. Gleichzeitig kann der Einsatz des Lüfters, der nach Abstellen eines heißen Motors auftritt, vermieden werden.

Als Nachteile sind die Baugröße, Gewicht und die anfallenden Kosten zu erwähnen.

4.1.2 Elektrolüfter

Nahezu die gesamte im Fahrzeug entstehende Wärme wird durch die Kühlluft, welche durch das Kühlpaket geleitet wird, abgeführt. Der Kühlluftstrom in den Kühlluftpfaden muss daher in allen Betriebspunkten des Fahrzeuges ausreichend groß sein, um eine Wasserkühlerleistung zu ermöglichen, mit der die Mediengrenztemperaturen eingehalten werden. Unter gewissen Betriebsbedingungen wie hoher Last und niedriger Geschwindigkeit reicht die durch den Fahrtwind erzeugte Luftbewegung nicht aus. Diese Forderung kann nur durch den Einsatz von Lüftern im Kühlluftpfad, welche die Strömungswiderstände im Kühlluftpfad überwinden, erfüllt werden. Jedoch kann der Lüfter bei höheren Fahrzeuggeschwindigkeiten überblasen werden, wodurch er zu einem Strömungswiderstand wird, der einen Druckverlust bewirkt.

In der Vergangenheit wurde der Lüfter von der VKM direkt über einen Keilriemen angetrieben und war somit an die Motordrehzahl gekoppelt. Heutzutage besitzen die Kühlmodule einen temperaturgesteuerten Antrieb, wie die Viscokupplung, der elektrische oder der hydraulische Antrieb. Elektrolüfter werden in Abhängigkeit der Kühlmitteltemperatur oder Aggregatentemperatur gesteuert, wobei üblicherweise mehrere Stufen durch Veränderung der Spannung vorgesehen sind. Im Rahmen einer Optimierung des Kühlsystems ist die Steuerung der Lüfter zu berücksichtigen. Aus der bedarfsorientierten Regelung der Lüfter resultiert eine verminderte Leistungsaufnahme, die im Vergleich zum starren Antrieb um 25 bis 50% geringer ausfällt [19].

4.1.3 Elektronisch geregelter Thermostat

Über einen Thermostat kann der Durchfluss durch einzelne Stränge des Kühlkreislaufes geregelt werden. Die Reaktionszeit und die Genauigkeit eines Wachsthermostat hängen stark von der Einbauposition ab. Der Wachsthermostat öffnet bei gegebener Temperatur des Kühlmittels, welches durch den Thermostat durchströmt. Eine elektronisch geregelte Kühlung ermöglicht die Betriebstemperatur je nach Betriebspunkt auf einen vorgegebenen Wert zu regeln. Durch stationäre Kennfelder, die im Steuergerät abgelegt sind, wird über den elektrisch geregelten Thermostat eine optimale Kühlmitteltemperatur eingestellt. Die Kühlung kann so dem gesamten Leistungs- und Lastzustand angepasst werden.

4.1.4 Regelungsstrategien

Energieeinsparungen können nicht allein durch den Einsatz der elektrifizierten Aggregate erreicht werden. Eine optimale Steuerung sollte zur Minimierung des Energieverbrauchs im Kühlsystem führen. Xu et al [68] entwickelten ein Regelungsschema, das eine Lüfterkupplung, eine elektrische Kühlmittelpumpe und einen Thermostat steuert. Ein weiteres Regelungssystem wurde von Melzer et al. [37] dargestellt, um die Anforderungen ans Kühlsystem zu erfüllen, wobei die Struktur des Reglers nicht beschrieben wurde. Choukroun et al [13] untersuchten den Einsatz von PI-Reglern für ein Kühlkonzept, das aus einem Thermostat und einem Elektrolüfter besteht. In der Arbeit von Wagner et al [64] wurden Kennfelder generiert, die das Zusammenspiel von Kühlmittelpumpe und einem elektronisch geregelten Ventil steuern. Mit der kennfeldbasierten Steuerung von Chanfreu [11] soll die Kühlleistung des Kühlsystems maximiert werden, bei gleichzeitiger Minimierung der elektrischen Leistungsaufnahme des Kühlsystems. Der Steuerungsalgorithmus wurde anhand von Simulationsmodellen in Flowmaster entwickelt. Eine ähnliche Strategie stellte Reveréault in [51] vor. Setlur et al [58] präsentierten einen nicht linearen Lyapunov-basierten Regler, der einem vorgegeben Temperaturverlauf folgen soll. Basierend auf der Arbeit von Setlur entwickelten Salah et al [55] ein komplexes thermisches Regelungssystem, das mehrere Kühlkreisläufe regelt. Alle Strategien basieren hauptsächlich auf „Temperatur-Tracking Techniken“ oder Fuzzy-Regelung. Meist wird mit den Techniken eine Energie- bzw. Verbrauchsreduzierung erzielt, aber es werden keine Aussagen darüber getroffen, ob diese Strategien zum globalen Optimum des Systems führen.

4.2 Entwurf einer optimalen Steuerung

Die Grundproblematik des thermischen Managements ist im vorangegangenen Kapitel ausführlich diskutiert worden. Nun sollen Methoden vorgestellt werden, die eine optimale Steuerung der Nebenaggregate eines Kühlsystems, unter Berücksichtigung der maximal zulässigen Temperaturen im Kühlkreislauf, ermöglichen. Mit einer angepassten Problemstellung und einem geeigneten mathematischen Modell ist es möglich, die optimale Steuertrajektorie der Aktuatoren für einen gegebenen Fahrzyklus zu berechnen. Dabei kann der minimale Energieverbrauch des Kühlsystems bestimmt werden. Schwerpunkte bilden die Modellreduktion und die Problemformulierung für das Kühlsystem.

Ein Basismodell wurde erstellt, um die Vorgangsweise darzustellen, die zur optimalen Steuerung eines Kühlsystems führt. Hier stehen die Anwendbarkeit und der Rechenaufwand im Vordergrund. Die Struktur des Kühlkreislaufmodells ist in Abbildung 4.2 dargestellt. Der Kühlkreislauf bezieht sich auf eine elektrische Maschine, die gekühlt werden soll. Die elektrische Maschine stellt die Wärmequelle des Systems dar. Eine elektrische Kühlmittelpumpe fördert das Kühlmittel im Kreislauf. Die Wärme wird über einen Luft/Kühlmittel-Wärmetauscher an die Umgebung abgegeben. Das Kühlsystem beinhaltet noch einen Elektrolüfter, der die Kühlluft durch den Luftpfad fördert. Da die Opti-

mierungsrechnungen aufgrund der hohen Iterationenanzahl rechenzeitkritisch sind, muss das Modell so kompakt wie möglich formuliert werden.

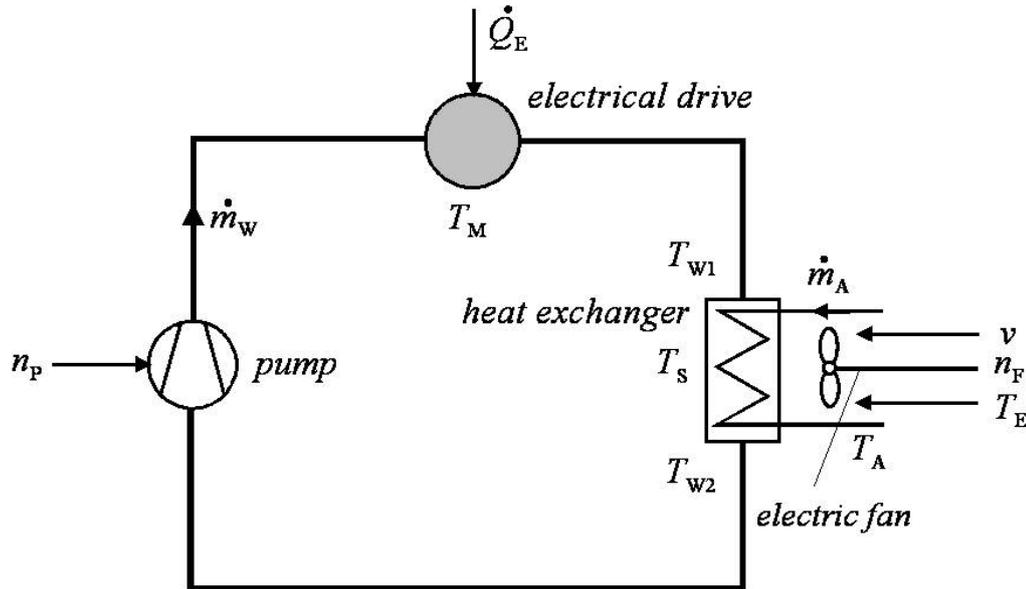


Abbildung 4.2: Schematische Darstellung des Kühlsystems

Bei der Bestimmung der optimalen Steuerung sollen noch zusätzliche Nebenbedingungen eingehalten werden. Die Temperatur der Punktmasse wird durch eine maximal zulässige Temperatur T_{max} begrenzt. Eine zusätzliche Bedingung stellt die Anforderung dar, dass die Kühlmitteltemperaturdifferenz am Wasserkühler einen Schwellenwert ΔT_{max} nicht überschreiten darf. Um die angeführten Einschränkungen zu berücksichtigen, werden geeignete mathematische Methoden eingesetzt. In anderen Arbeiten wurden ähnliche Problemformulierungen (andere physikalische Domäne) mit den Methoden der dynamischen Optimierung [32], [40] bzw. mit der Strategie der prädiktiven Regelung gelöst [64]. Da im Rahmen dieser Arbeit eine *globale optimale Steuerung* über einen vorgegebenen Zyklus gesucht wird, wird eine neue Methode entwickelt.

Dieses Verfahren erfordert die Vorgabe eines gegebenen Lastzyklus. Der Fahrzyklus ist durch die Vorgabe der Fahrzeuggeschwindigkeit v bzw. der Umgebungsbedingungen T_E definiert. Vorab soll auch die Wärmezufuhr \dot{Q}_E im Kühlsystem berechnet werden. Diese Optimierung erfolgt „offline“ und das Ergebnis ist auf eine reale Fahrt, bei der das Fahrprofil bzw. die Last im Voraus nicht bekannt sind, daher nicht unmittelbar anwendbar. Die Ergebnisse dieser optimalen Steuerung sollen vielmehr als Referenz für einsetzbare Steuerverfahren bzw. für den Reglerentwurf dienen. Zum anderen kann die Methode eingesetzt werden, um die optimale Auslegung des Kühlsystems zu untersuchen (vor allem die Größe der elektrischen Kühlmittelpumpe und des Elektrolüfters).

4.2.1 Das mathematische Modell

Im Folgenden wird die Umsetzung des Modells in eine Problemformulierung im Zustandsraum beschrieben. Das thermische Verhalten der Punktmasse wird, wie im Abschnitt 3.2.3 beschrieben, modelliert. Um die Ordnung des Modells zu reduzieren, wurde die Struktur durch eine kapazitive Punktmasse abgebildet. Der Wärmeübergang wurde anhand von Messdaten abgestimmt (Abbildung 4.3). Die Abstimmung der Wärmeübergangskoeffizienten erfolgte bei konstantem Kühlmittelvolumenstrom. Eine Skalierung des Wärmeübergangs für andere Volumenströme mittels Dittus-Boelter Korrelation [63] war erforderlich. Für die später angegebene Lösungsmethode ist es erforderlich, diese Zusammenhänge anschließend zu linearisieren (Gleichung 4.1).

$$\alpha_{W1} = f(\dot{m}_W) = \alpha_{W10} + \alpha_{W11}\dot{m}_W \quad (4.1)$$

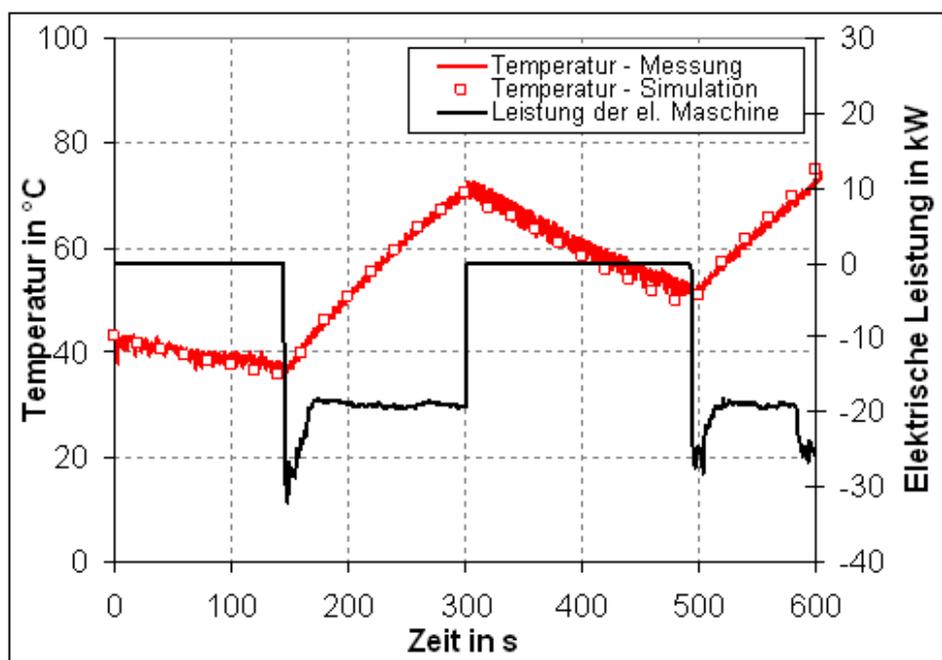


Abbildung 4.3: Vergleich des abgestimmten Wärmeübergangs mit der Messung

Die physikalische Modellierung des Wasserkühlers wurde im Kapitel 3.2.3 ausführlich behandelt. Die Kühlmittelströmung und die Kühlluftströmung wurden jeweils mit einem Rohr abgebildet. Zwecks Optimierung wurden die Kühlmittelkanäle und die Luftkanäle jeweils in einem Kontrollvolumen diskretisiert. Der Wärmeübergang auf der Kühlmittel-seite wurde nach dem Ansatz von Gnielinski berechnet. Die wärmeübertragende Fläche wurde aus den Geometriedaten und der Anzahl aller Rohre des Wärmetauschers bestimmt. Der luftseitige Wärmeübergang wurde mit der Beziehung nach Chang/Wang modelliert.

Auch hier wurde die Fläche aus den Abmessungen und der Anzahl der Kühlerlamellen errechnet. Anschließend wurden sowohl der kühlmittelseitige Wärmeübergangskoeffizient als auch der luftseitige Wärmeübergangskoeffizient durch lineare Beziehungen (4.2, 4.3) approximiert (Abbildung 4.4). Die thermische Trägheit der Struktur des Wärmeübertragers wurde durch eine kapazitive Punktmasse berücksichtigt.

$$\alpha_{W2} = f(\dot{m}_W) = \alpha_{W20} + \alpha_{W21}\dot{m}_W \quad (4.2)$$

$$\alpha_A = f(\dot{m}_A) = \alpha_{A0} + \alpha_{A1}\dot{m}_A \quad (4.3)$$

Abbildung 4.5 zeigt die Verifikation des vereinfachten Wasserkühlermodells unter folgenden Randbedingungen:

- $T_E = 26^\circ C$
- $T_{W1} = 80^\circ C$
- $\dot{m}_W = 36$ bis $1800 kg/h$
- $\dot{m}_A = 36$ bis $7200 kg/h$

Die Verifikation erfolgte anhand von Messdaten, die vom Wasserkühlerhersteller zur Verfügung gestellt wurden. Eine gute Übereinstimmung zwischen gemessener und simulierter Wärmeleistung konnte erzielt werden. Die Abweichungen der simulierten Leistungen liegen im Bereich von 5%. Die Vereinfachungen und die Annahmen bei der Modellierung beeinflussen die Kühlmittel- und die Luftaustrittstemperatur am Wasserkühler. Die Abweichungen im Vergleich zu den Messdaten sind kleiner als $1.5K$. Hier ist aber zu berücksichtigen, dass die simulierten Temperaturen im Rahmen der Messunsicherheit liegen. Somit kann das Modell für die Optimierungsaufgaben eingesetzt werden.

Bei der hydraulischen Abstimmung des Modells muss im Wesentlichen sichergestellt werden, dass die Kühlmittelmassenströme im Kühlkreislauf bei verschiedenen stationären Betriebspunkten richtig abgebildet werden. Die hydraulische Abstimmung des Kühlkreislaufes wurde mit dem Simulationswerkzeug KULI durchgeführt. Zur Abstimmung der Strömungswiderstände des Kühlkreislaufes wurden stationäre Berechnungen bei konstanten Drehzahlen der Wasserpumpe durchgeführt. Die Kurve in Abbildung 4.6 zeigt den jeweils herrschenden Kühlmittelmassenstrom in Abhängigkeit der Pumpendrehzahl. Somit wurden der Betriebspunkt der Kühlmittelpumpe definiert und die Leistungsaufnahme der Pumpe für den jeweiligen Kühlmittelmassenstrom im Kühlkreislauf berechnet.

Der Luftpfad wurde ebenfalls in KULI modelliert und abgestimmt. Der Wasserkühler wurde durch einen Zellenblock mit definierter Porosität, welche der vom Hersteller gelieferten kühlluftseitigen Drosselkennlinie entspricht, nachgebildet. Die Rechnung wurde mit einer Anströmgeschwindigkeit von $100 km/h$ durchgeführt, was bedeutet, dass die gefundenen C_p -Werte bei der Simulation im Modell auch für niedrigere Geschwindigkeiten zuverlässig sind. Die Ergebnisse dieser Simulationen sind aus Abbildung 4.7 ersichtlich.

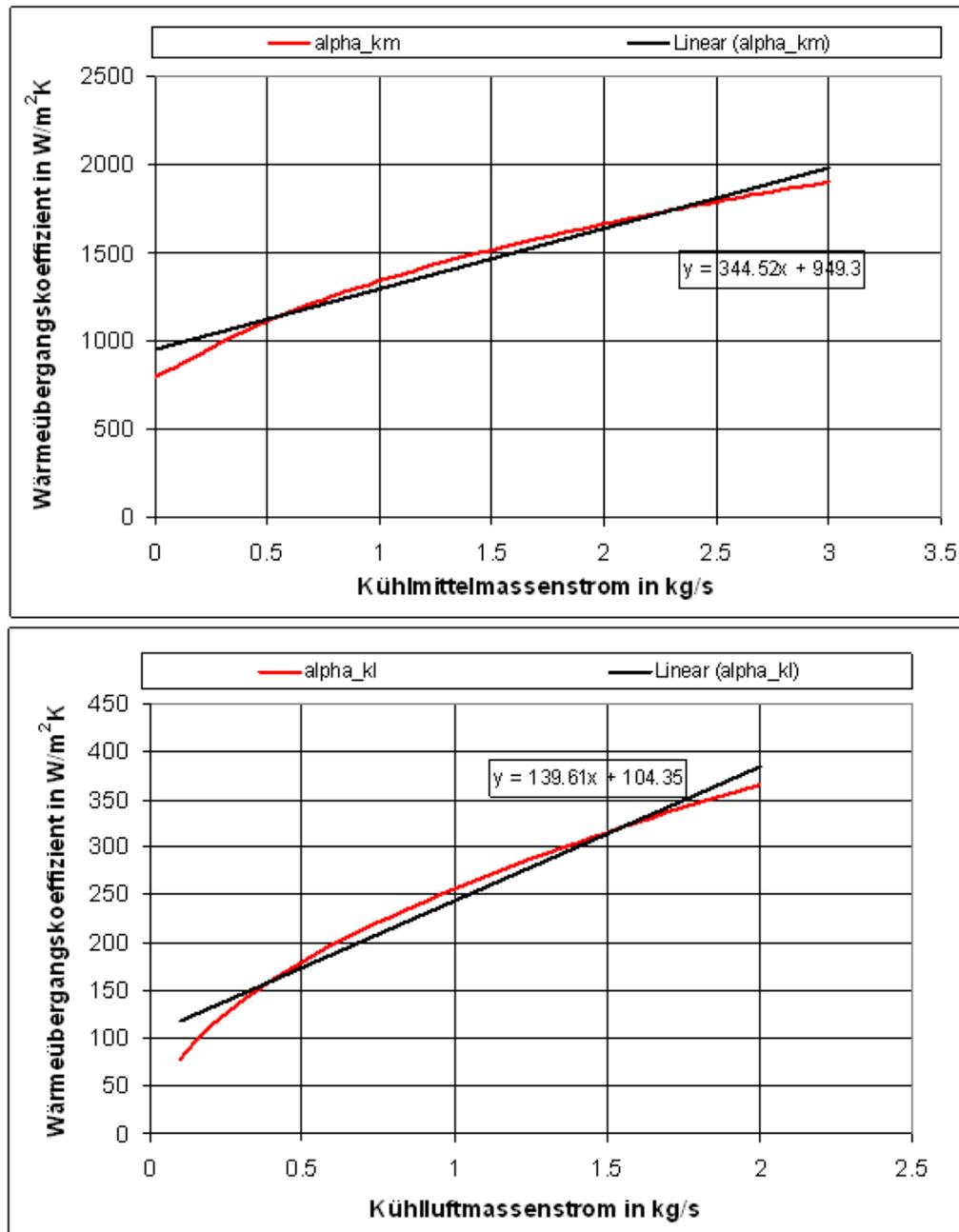


Abbildung 4.4: Wärmeübergangskoeffizient - Kühlmittelseite und Kühlluftseite

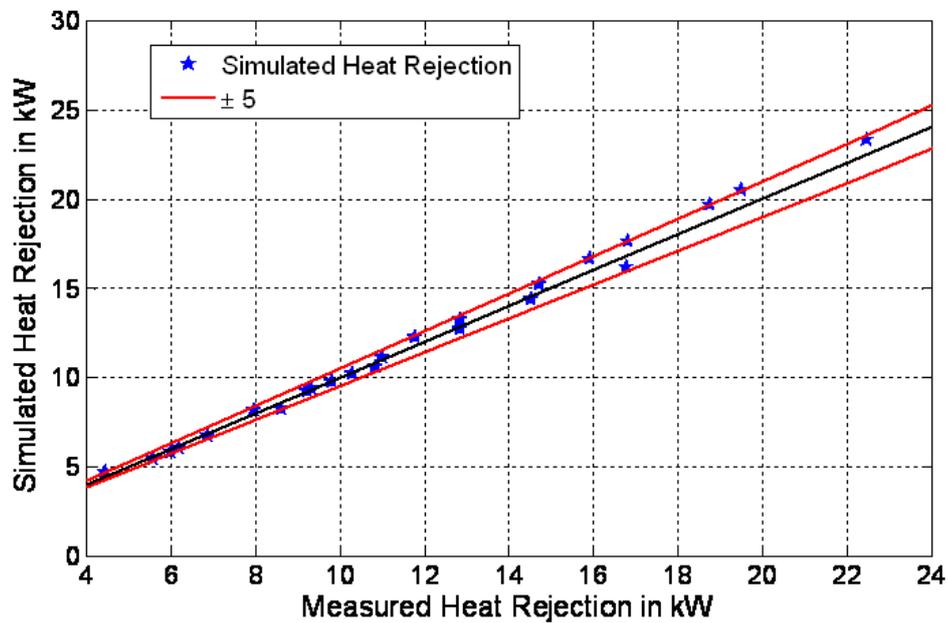


Abbildung 4.5: Verifikation der Wasserkühler

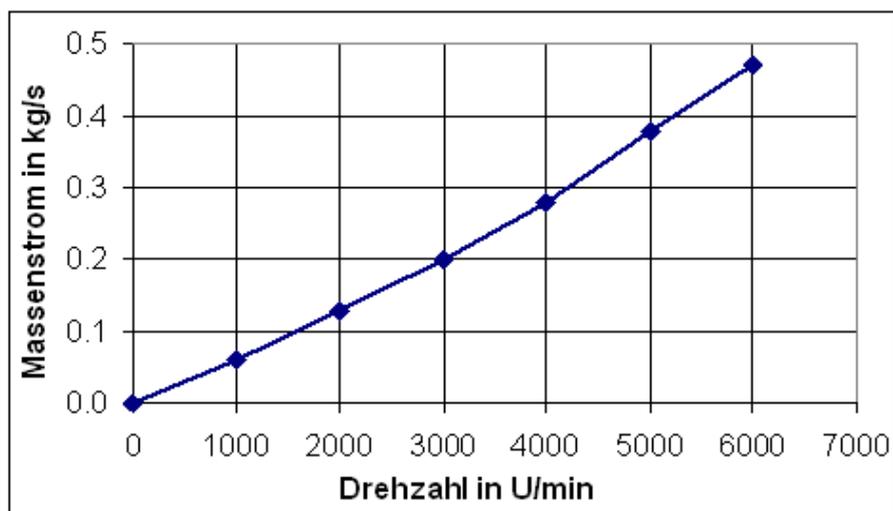


Abbildung 4.6: Kühlmittelmassenstrom über Drehzahl der Kühlmittelpumpe

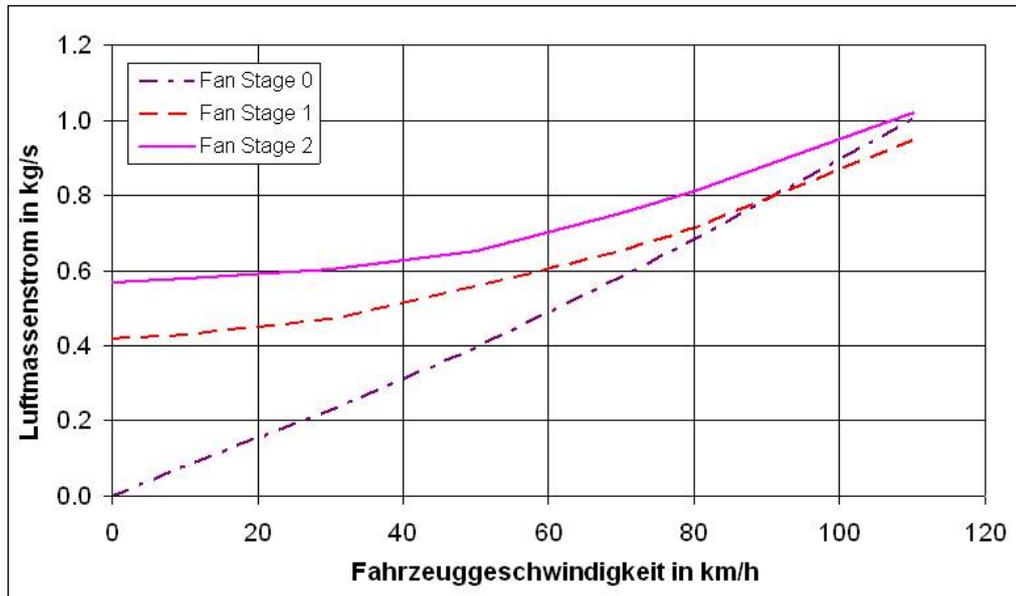


Abbildung 4.7: Kühlluftmassenstrom bei unterschiedlichen Lüfterstufen

Die Modellbildung des gesamten Kühlsystems resultiert in einem nichtlinearen System von Differentialgleichungen (4.4), welches das thermische Verhalten des Kühlsystems abbildet

$$\begin{aligned}
 c_{p_M} M_M \frac{dT_M}{dt} &= -\alpha_{W1} A_{W1} (T_M - T_{W1}) + \dot{Q}_{ext} \\
 c_{p_W} M_{W1} \frac{dT_{W1}}{dt} &= \alpha_{W1} A_{W1} (T_M - T_{W1}) - c_{p_W} (T_{W1} - T_{W2}) \dot{m}_W \\
 c_{p_W} M_{W2} \frac{dT_{W2}}{dt} &= \alpha_{W2} A_{W2} (T_S - T_{W2}) + c_{p_W} (T_{W1} - T_{W2}) \dot{m}_W \\
 c_{p_S} M_S \frac{dT_S}{dt} &= -\alpha_{W2} A_{W2} (T_S - T_{W2}) + \alpha_A A_A (T_A - T_S) \\
 c_{p_A} M_A \frac{dT_A}{dt} &= -\alpha_A A_A (T_A - T_S) - c_{p_A} (T_A - T_E) \dot{m}_A
 \end{aligned} \tag{4.4}$$

wobei folgende Bezeichnungen verwendet werden:

- c_{p_M} ... Wärmekapazität der Punktmasse in J/kgK
- M_M ... Masse der Punktmasse in kg
- T_M ... Temperatur der Punktmasse in $^{\circ}C$
- α_{W1} ... Kühlmittel - Wärmeübergangskoeffizient im Kühlkanal der Punktmasse in W/m^2K
- A_{W1} ... Wärmeübertragende Fläche im Kühlkanal der Punktmasse in m^2
- T_{W1} ... Eintrittskühlmitteltemperatur am Wasserkühler in $^{\circ}C$
- \dot{Q}_{ext} ... Externe Wärmezufuhr in W

c_{pW}	... Wärmekapazität des Kühlmittels in J/kgK
M_{W1}	... Kühlmittelmasse im Kühlkanal der Punktmasse in kg
T_{W2}	... Austrittstemperatur am Wasserkühler in $^{\circ}C$
\dot{m}_W	... Kühlmittelmassenstrom in kg/s
M_{W2}	... Kühlmittelmasse im Wasserkühler in kg
α_{W2}	... Kühlmittel - Wärmeübergangskoeffizient am Wasserkühler in W/m^2K
A_{W2}	... Wärmeübertragende Fläche am Wasserkühler in m^2
c_{pS}	... Wärmeakapazität der Struktur in J/kgK
c_{pA}	... Wärmekapazität der Kühlluft in J/kgK
T_S	... Temperatur der Struktur des Wasserkühlers in $^{\circ}C$
α_A	... Kühlluft-Wärmeübergangskoeffizient in W/m^2K
T_A	... Austrittslufttemperatur am Wasserkühler in $^{\circ}C$
T_E	... Umgebungstemperatur in $^{\circ}C$
\dot{m}_A	... Kühlluftmassenstrom in kg/s

4.2.2 Problemformulierung für das Kühlsystem

Im Folgenden werden die Formulierung des Optimierungsproblems behandelt und der gewählte Lösungsweg dargestellt. Die analytische Lösung eines Optimalsteuerungsproblems ist meist nur in einfachen Fällen möglich. Daher werden in der Regel numerische Verfahren, die auf einer Überführung des kontinuierlichen unendlich dimensional Problems in ein zeitdiskretes endlich dimensionales Problem basieren, angewandt. Das Modell 4.4 ist aufgrund der Tatsache

$$c_{pA}M_A \ll c_{pM}M_M, c_{pW}M_{W1}, c_{pW}M_{W2}, c_{pS}M_S$$

ein steifes Differentialgleichungssystem, was eine starke Begrenzung der Schrittweite bei der Zeitdiskretisierung erfordert. Somit entsteht zwischen der Modellierung und der Optimierung ein Zielkonflikt. Da als Ziel für die Optimierung die Bestimmung des *globalen Optimums* angestrebt wird, braucht man eine geeignete mathematische Formulierung des Problems. Die Formulierung des Optimierungsproblems erfolgte in mehreren Schritten:

- Wertdiskretisierung der Durchflüsse
- Geeignete Zeitdiskretisierung
- Äquivalenter Ersatz der Nichtlinearitäten

Wertdiskretisierung der Durchflüsse

Um die Komplexität des Modells in Grenzen zu halten, wurde das dynamische Verhalten der Pumpe vernachlässigt und die Kühlmittelmassenstrom \dot{m}_W als Stellgröße an Stelle der Pumpendrehzahl definiert. Es wird angenommen, dass die Kühlmittelpumpe in $m + 1$ diskreten Stufen betrieben wird. Der Massenstrom wird mit

$$\dot{m}_W = \sum_{i=0}^m a_i d_i(t) \quad \text{wobei} \quad \begin{cases} a_0 = 0 \\ a_1 < a_2 < \dots < a_m \end{cases} \quad (4.5)$$

definiert, wobei a_i die Kühlmittelmassenströme bei verschiedenen Schaltstufen i der Kühlmittelpumpe und $d_i(t)$ stückweise konstante Funktionen mit den Eigenschaften

$$d_i(t) \in \{0, 1\} \quad \text{und} \quad \sum_{i=0}^m d_i(t) = 1 \quad \text{für alle } t \quad (4.6)$$

sind.

Das Gleiche gilt für den Lüfter. Mit dem abgestimmten KULI Modell wurden bei $n + 1$ unterschiedlichen Stufen des Lüfters und unterschiedlichen Fahrzeuggeschwindigkeiten der Luftmassenstrom durch den Wasserkühler berechnet. Die nichtlinearen Zusammenhänge wurden durch die einfache Beziehung (4.7) angenähert:

$$\dot{m}_A = \sum_{i=0}^n (c_{0i} + c_{1i}v) \tilde{d}_i(t) \quad (4.7)$$

wobei v die Fahrzeuggeschwindigkeit und $\tilde{d}_i(t)$ stückweise konstante Funktionen sind, für die gilt:

$$\tilde{d}_i(t) \in \{0, 1\} \quad \text{und} \quad \sum_{i=0}^n \tilde{d}_i(t) = 1 \quad \text{für alle } t \quad (4.8)$$

Mit den Eingangsgrößen des Systems - die Fahrzeuggeschwindigkeit v , die Umgebungstemperatur T_E und die Verlustwärme der elektrische Maschine \dot{Q}_E - und durch die Vereinfachungen bekommt das Modell folgende Gestalt:

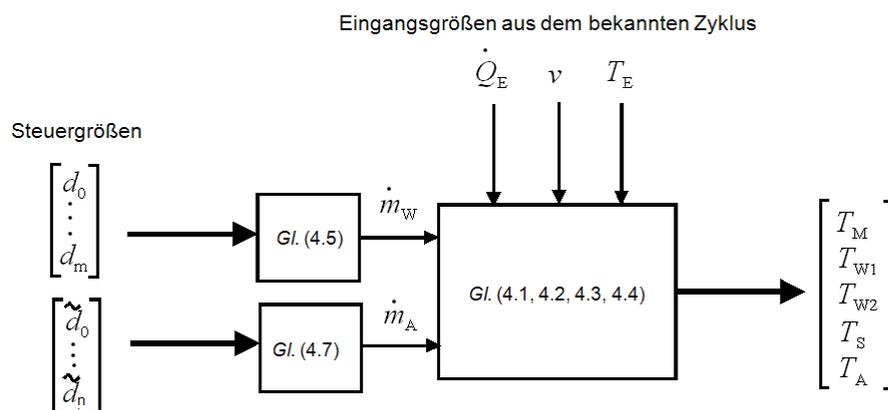


Abbildung 4.8: Die Modellstruktur

Zeitdiskretisierung

Bei einem herkömmlichen Zeitdiskretisierungsverfahren werden die Zeitableitungen der Zustandsvariablen durch Differenzquotienten angenähert (4.9). Für die Zeitdiskretisierung müssen die Zeitverläufe der Steuer- und Zustandsgrößen mit einer geeigneten Abtastzeit Δt abgetastet werden.

$$\dot{x}|_{t=k\Delta t} \approx \frac{x_{k+1} - x_k}{\Delta t} \quad (4.9)$$

Thermische Systeme sind in der Regel träge Systeme und können daher mit einer größeren Schrittweite diskretisiert werden. Da dieses System jedoch ein steifes System ist, erfordert dies besondere Vorsicht bezüglich der Stabilität, und damit eine starke Begrenzung der Schrittweite. Somit besteht bei der Problemformulierung zwischen der Modellbildung und den Anforderungen der Optimierungsaufgabe eine Konfliktsituation. Deshalb wird die letzte Differentialgleichung in (4.4) durch die algebraische Gleichung (4.10) ersetzt.

$$0 = -\alpha_A (\dot{m}_A) A_A (T_A - T_S) - c_{PA} (T_A - T_E) \dot{m}_A \quad (4.10)$$

Trotz des Ersetzens der letzten Differentialgleichung durch eine algebraische Gleichung in (4.4) muss hier die Schrittweite bei Verwendung des Differenzenquotienten noch immer sehr klein gewählt werden. Dies führt zu einem Optimierungsproblem mit unzulässiger Größe. Deshalb wurde für dieses spezifische Problem ein spezielles Zeitdiskretisierungsschema vorgeschlagen. Der Zustandsvektor des Systems wird mit

$$\mathbf{x} := [T_M \quad T_{W1} \quad T_{W2} \quad T_S]^T \quad (4.11)$$

definiert. Entsprechend wird das Modell (4.4) ohne die algebraische Gleichung (4.10) umgeschrieben

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}_0 \mathbf{x} + \sum_{i=1}^m \mathbf{A}_i \mathbf{x} d_i + \mathbf{b}_0 \dot{Q}_E + \mathbf{b}_1 T_A + \sum_{j=0}^n [\mathbf{b}_{2,j} + \mathbf{b}_{3,j} v] (T_A - x_4) \tilde{d}_j \quad (4.12)$$

$\mathbf{A}_i \in \mathbb{R}^{4 \times 4}$ für $i = 0, \dots, m$ sind konstante Matrizen für die m Kühlmittelstufen. $\mathbf{b}_0, \mathbf{b}_1, \mathbf{b}_{2,j}, \mathbf{b}_{3,j} \in \mathbb{R}^4$ für $j = 0, \dots, n$ sind konstante Spaltenvektoren, die durch die n Lüfterstufen definiert werden. Die Matrizen \mathbf{A}_i und die Vektoren $\mathbf{b}_0, \mathbf{b}_1, \mathbf{b}_{2,j}, \mathbf{b}_{3,j}$ sind im Anhang A2 dargestellt.

Mit dem zeitkontinuierlichen Modell (4.12) und mit der gewählten Schrittweite Δt wurden die Transitionsmatrizen

$$\begin{aligned} \Phi_0(\Delta t) &= e^{\mathbf{A}_0 \Delta t} \\ \Phi_1(\Delta t) &= e^{(\mathbf{A}_0 + \mathbf{A}_1) \Delta t} & \tilde{\Phi}_1 &= \Phi_0 - \Phi_1 \\ &\vdots \\ \Phi_m(\Delta t) &= e^{(\mathbf{A}_0 + \mathbf{A}_m) \Delta t} & \tilde{\Phi}_m &= \Phi_0 - \Phi_m \end{aligned}$$

und die diskreten Eingangsvektoren

$$\begin{aligned} \mathbf{h}_{l,0} &= \int_0^{\Delta t} e^{\mathbf{A}_0\tau} \mathbf{b}_l d\tau \quad \text{für } l = 0, 1 \\ \tilde{\mathbf{h}}_{l,i} &= \int_0^{\Delta t} e^{(\mathbf{A}_0 + \mathbf{A}_i)\tau} \mathbf{b}_l d\tau - \mathbf{h}_{l,0} \quad \text{für } \begin{cases} i = 0, \dots, m \\ l = 0, 1 \end{cases} \\ \bar{\mathbf{h}}_{l,j} &= \frac{1}{m+1} \sum_{i=0}^m \int_0^{\Delta t} e^{\mathbf{A}_i\tau} \mathbf{b}_{l,j} d\tau \quad \text{für } \begin{cases} j = 0, \dots, n \\ l = 2, 3 \end{cases} \end{aligned}$$

berechnet. Bei dieser Zeitdiskretisierung wurde die Zustandsvariable x_4 als externer Eingang behandelt, um die Modellstruktur beizubehalten. Mit der Transformation ergibt sich ein zeitdiskretes System von vier Differenzgleichungen erster Ordnung,

$$\begin{aligned} \mathbf{x}_{k+1} &= \Phi_0 \mathbf{x}_k + \mathbf{h}_{0,0} \dot{Q}_{E,k} + \mathbf{h}_{1,0} T_{A,k} \\ &\quad + \sum_{i=1}^m (\tilde{\Phi}_i \mathbf{x}_k + \tilde{\mathbf{h}}_{0,i} \dot{Q}_{E,k} + \tilde{\mathbf{h}}_{1,i} T_{A,k}) d_{i,k} \\ &\quad + \sum_{j=0}^n (\bar{\mathbf{h}}_{2,j} + \bar{\mathbf{h}}_{3,j} v_k) (T_{A,k} - x_{4,k}) \tilde{d}_{j,k} \end{aligned} \quad (4.13)$$

erweitert mit der algebraischen Gleichung

$$\begin{aligned} 0 &= a_{A0} A_A (x_{4,k} - T_{A,k}) + \sum_{j=0}^n \tilde{b}_{j,k} (x_{4,k} - T_{A,k}) \tilde{d}_{j,k} \\ &\quad - \sum_{j=0}^n g_{j,k} T_{A,k} \tilde{d}_{j,k} + \sum_{j=0}^n f_{j,k} \tilde{d}_{j,k}. \end{aligned} \quad (4.14)$$

Darin sind $\tilde{b}_{j,k}$, $g_{j,k}$ und $f_{j,k}$ zeitabhängige Parameter,

$$\left. \begin{aligned} \tilde{b}_{j,k} &= \alpha_{A1} A_A (c_{0,j} + c_{1,j} v_k) \\ g_{j,k} &= c_{pA} (c_{0,j} + c_{1,j} v_k) \\ f_{j,k} &= g_{j,k} T_{E,k} \end{aligned} \right\} \begin{aligned} j &= 0, \dots, n \\ k &= 0, \dots, N-1, \end{aligned} \quad (4.15)$$

wobei v_k und $T_{E,k}$ bekannte Eingangsgrößen darstellen. Unter Verwendung von (4.13) und (4.14) lautet das zeitdiskrete Modell

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \mathbf{x}_{k+1} \\ 0 \end{bmatrix} &= \hat{\Phi} \begin{bmatrix} \mathbf{x}_k \\ T_{A,k} \end{bmatrix} + \sum_{i=1}^m \mathbf{F}_i \begin{bmatrix} \mathbf{x}_k \\ T_{A,k} \end{bmatrix} d_{i,k} + \\ &\quad + \sum_{j=0}^n \mathbf{G}_{j,k} \begin{bmatrix} \mathbf{x}_k \\ T_{A,k} \end{bmatrix} \tilde{d}_{j,k} + \sum_{j=0}^n \tilde{\mathbf{f}}_{j,k} \tilde{d}_{j,k} + \begin{bmatrix} \mathbf{h}_{0,0} \\ 0 \end{bmatrix} \dot{Q}_{E,k} \end{aligned} \quad (4.16)$$

mit folgenden Matrizen

$$\begin{aligned} \hat{\Phi} &= \left[\begin{array}{cccc|c} & & & & \mathbf{h}_{1,0} \\ & \Phi_0(\Delta t) & & & \\ \hline 0 & 0 & 0 & a_{A0}A_A & -a_{A0}A_A \end{array} \right] \\ \mathbf{F}_i &= \left[\begin{array}{cccc|c} & & & & \tilde{\mathbf{h}}_{1,i} \\ & \tilde{\Phi}_i(\Delta t) & & & \\ \hline 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{array} \right] \text{ für } i = 0, \dots, n \\ \mathbf{G}_{j,k} &= \left[\begin{array}{ccc|cc} & & & -(\tilde{\mathbf{h}}_{2,j} + \tilde{\mathbf{h}}_{3,j}v_k) & (\tilde{\mathbf{h}}_{2,j} + \tilde{\mathbf{h}}_{3,j}v_k) \\ & \mathbf{0} & & & \\ \hline 0 & 0 & 0 & \tilde{b}_{j,k} & -(\tilde{b}_{j,k} + g_{j,k}) \end{array} \right] \text{ für } \begin{cases} j = 0, \dots, n \\ k = 0, \dots, N-1 \end{cases} \\ \tilde{\mathbf{f}}_{j,k} &= [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ f_{j,k}]^T \text{ für } \begin{cases} j = 0, \dots, n \\ k = 0, \dots, N-1 \end{cases} \end{aligned}$$

Verifikation des zeitdiskreten Modells

Um das Zeitdiskretisierungsschema anwenden zu können, wurde die Gültigkeit des zeitdiskreten Modells verifiziert. Das Modell wurde anhand eines Lastsprungs im System validiert. Die zeitlichen Verläufe der Eingangsgrößen, die Fahrzeuggeschwindigkeit, die externe Wärmezufuhr und die Umgebungstemperatur, wurden mit einer Abtastzeit $\Delta t = 1\text{s}$ abgetastet. Die Verläufe dieser über die Zeit sind in Abbildung 4.9 dargestellt. Das zeitkontinuierliche Modell, beschrieben mit (4.10) und (4.12), wurde in Matlab/Simulink implementiert. Unter Verwendung des in Matlab/Simulink vorhandenen Algorithmus ode23s zur Lösung von steifen Systemen wurde das kontinuierliche Modell gelöst. Das zeitdiskrete Modell (4.16) wurde ebenfalls mit Matlab/Simulink gelöst. Die Ergebnisse der beiden Simulationen sind einander in Abbildung 4.9 gegenübergestellt. Mit der vorgeschlagenen Vorgangsweise für die Zeitdiskretisierung konnte zwischen den Simulationsergebnisse beider Modellen eine gute Übereinstimmung erzielt werden.

Erste Formulierung des Optimierungsproblems

Als Optimierungsziel für das Kühlsystem, beschrieben durch das zeitdiskrete Modell (4.16), wird die Minimierung des Gesamtenergieverbrauchs für einen vorgegebenen Zyklus definiert. Die obere Temperaturgrenze für die elektrische Maschine wird mit T_{max} festgelegt. Dabei soll die Differenz zwischen Kühlmiteleintritt- und Kühlmittelaustrittstemperatur des Wasserkühlers den Schwellenwert ΔT_{max} nicht überschreiten. Der Geschwindigkeitsverlauf, der Wärmeeintrag und die Umgebungstemperatur für das betrachteten Zeitintervall müssen gegeben sein.

Der Gesamtenergieverbrauch setzt sich aus den Energieverbräuchen der Kühlmittelpumpe und des Elektrolüfters zusammen. Die aufgenommene Leistung der Kühlmittelpumpe wird

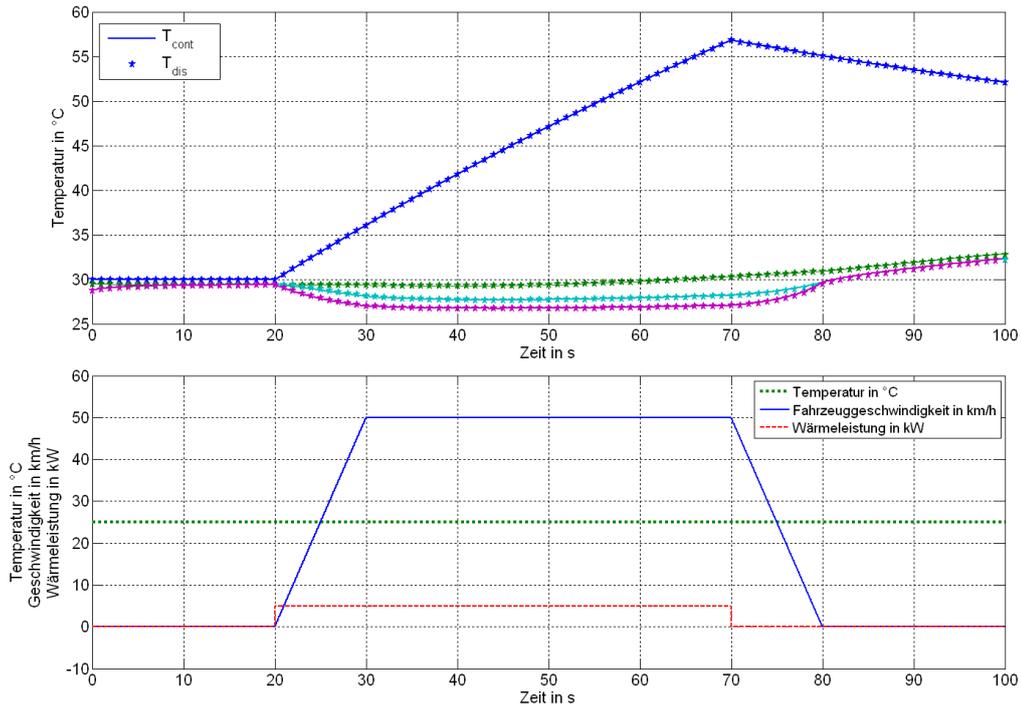


Abbildung 4.9: Verifikation des zeitdiskreten Modells

mit

$$p_P = \sum_{i=1}^m p_i d_{i,k} \text{ für } \begin{cases} i = 0, \dots, m \\ k = 0, \dots, N-1 \end{cases} \quad (4.17)$$

berechnet. Der Parameter p_i ist die Leistung der Pumpe bei der jeweiligen Schaltstufe (Drehzahl der Pumpe). Entsprechend wird die Antriebsleistung des Elektrolüfters berechnet. In der Gleichung (4.18) ist der Parameter \tilde{p}_j die Leistung des Elektrolüfters bei der entsprechenden Stufe.

$$p_F = \sum_{j=1}^n \tilde{p}_j \tilde{d}_{j,k} \text{ für } \begin{cases} j = 0, \dots, n \\ k = 0, \dots, N-1 \end{cases} \quad (4.18)$$

Somit lässt sich den Gesamtenergieverbrauch der Nebenaggregate des Kühlsystems für das Zeitintervall $[0, N\Delta t]$ mit

$$E = \Delta t \sum_{k=0}^{N-1} \left(\sum_{i=1}^m p_i d_{i,k} + \sum_{j=1}^n \tilde{p}_j \tilde{d}_{j,k} \right) \quad (4.19)$$

bestimmen.

Die Optimierungsaufgabe lautet: Bei gegebenem zeitdiskreten Modell (4.16), Eingangs-

größen und Anfangsbedingungen \mathbf{x}_0 sind die binären Variablen

$$d_{i,k} \in \{0,1\} \text{ für } \begin{cases} i = 0, \dots, m \\ k = 0, \dots, N-1 \end{cases}$$

$$\tilde{d}_{j,k} \in \{0,1\} \text{ für } \begin{cases} j = 0, \dots, n \\ k = 0, \dots, N-1 \end{cases}$$

gesucht, sodass folgende Beschränkungen

$$x_{1,k} \leq T_{\max} \text{ für } k = 1, \dots, N \quad (4.20)$$

$$-\Delta T_{\max} \leq x_{2,k} - x_{3,k} \leq \Delta T_{\max} \text{ für } k = 1, \dots, N \quad (4.21)$$

für den Zyklus eingehalten werden und der Gesamtenergieverbrauch E definiert mit (4.19) minimal wird.

Äquivalenter Ersatz der Nichtlinearitäten

Um die Optimierungsaufgabe als gemischt-ganzzahliges Programm formulieren zu können, müssen die Nichtlinearitäten aus der mathematischen Beschreibung entfernt werden. Die bilinearen Terme

$$\begin{bmatrix} \mathbf{x}_k \\ T_{A,k} \end{bmatrix} d_{i,k} \text{ und } \begin{bmatrix} x_k \\ T_{A,k} \end{bmatrix} \tilde{d}_{j,k}$$

in (4.16) machen das Optimierungsproblem *nicht linear*. Die Strategie nach [67] ermöglicht es, die Nichtlinearitäten durch lineare Ungleichungen äquivalent zu ersetzen. Dabei bleibt das nichtlineare Verhalten des Systems erhalten. Die Umsetzung wird im Folgenden beschrieben.

Folgende Bezeichnung wird eingeführt:

$$\xi_k := \begin{bmatrix} \mathbf{x}_k \\ T_{A,k} \end{bmatrix}.$$

Sei $\mathbf{x} \in \mathbb{R}^p$ mit

$$\mathbf{x} := [x_1 \ \dots \ x_p]^T$$

definiert, dann soll die Gleichung

$$\mathbf{m} = \max_{\mathbf{x} \in \mathbb{X}} \mathbf{x}$$

bedeuten

$$m_i = \max_{x_i \in \mathbb{X}_i} x_i \text{ für } i = 1, \dots, p.$$

Entsprechendes gilt auch für

$$\mathbf{z} = \min_{\mathbf{x} \in \mathbb{X}} \mathbf{x}.$$

Die minimalen Werte sind ebenfalls komponentenweise zu berechnen:

$$z_i = \min_{x_i \in \mathbb{X}_i} x_i \quad \text{für } i = 1, \dots, p$$

Er wird nun angenommen, dass die Menge \mathbb{X} der Vektoren ξ_k beschränkt ist. Daher können folgende obere und untere Schranken berechnet werden:

$$\mathbf{m}_{u,i}^k := \max_{\xi_k \in \mathbb{X}} \mathbf{F}_i \xi_k \quad \text{für } \begin{array}{l} k = 0, \dots, N-1 \\ i = 1, \dots, m \end{array} \quad (4.22)$$

$$\mathbf{m}_{l,i}^k := \min_{\xi_k \in \mathbb{X}} \mathbf{F}_i \xi_k \quad \text{für } \begin{array}{l} k = 0, \dots, N-1 \\ i = 1, \dots, m \end{array} \quad (4.23)$$

$$\tilde{\mathbf{m}}_{u,j}^k := \max_{\xi_k \in \mathbb{X}} \mathbf{G}_{j,k} \xi_k \quad \text{für } \begin{array}{l} k = 0, \dots, N-1 \\ j = 0, \dots, n \end{array} \quad (4.24)$$

$$\tilde{\mathbf{m}}_{l,j}^k := \min_{\xi_k \in \mathbb{X}} \mathbf{G}_{j,k} \xi_k \quad \text{für } \begin{array}{l} k = 0, \dots, N-1 \\ j = 1, \dots, n \end{array} \quad (4.25)$$

Als Nächstes werden neue Vektoren $\mathbf{z}_{i,k}$ eingeführt. Diese müssen folgende lineare Ungleichungen erfüllen:

$$\left. \begin{array}{l} \mathbf{z}_{i,k} \leq \mathbf{m}_{u,i}^k d_{i,k} \\ \mathbf{z}_{i,k} \geq \mathbf{m}_{l,i}^k d_{i,k} \\ \mathbf{z}_{i,k} \leq \mathbf{F}_i \xi_k - \mathbf{m}_{l,i}^k (1 - d_{i,k}) \\ \mathbf{z}_{i,k} \geq \mathbf{F}_i \xi_k - \mathbf{m}_{u,i}^k (1 - d_{i,k}) \end{array} \right\} \begin{array}{l} i = 0, \dots, m \\ k = 0, \dots, N-1. \end{array} \quad (4.26)$$

Hier gelten die Ungleichungen komponentenweise, d.h.

$$\mathbf{x} \leq \mathbf{y}$$

bedeutet

$$x_i \leq y_i \quad \text{für } i = 1, \dots, p.$$

Durch die Analyse der Ungleichungen (4.22, 4.23, 4.26) kann man feststellen, dass folgendes gilt:

$$\mathbf{z}_{i,k} = \mathbf{0} \quad \text{falls } d_{i,k} = 0$$

und

$$\mathbf{z}_{i,k} = \mathbf{F}_i \xi_k \quad \text{falls } d_{i,k} = 1$$

Damit können die Ausdrücke $\mathbf{F}_i \begin{bmatrix} \mathbf{x}^k \\ T_{A,k} \end{bmatrix} d_{i,k}$ im Modell 4.16 durch $z_{i,k}$ ersetzt werden.

Unter Verwendung der Vektoren $\tilde{\mathbf{z}}_{j,k}$, die ebenfalls die Ungleichungen

$$\left. \begin{aligned} \tilde{\mathbf{z}}_{j,k} &\leq \tilde{\mathbf{m}}_{u,,j}^k \tilde{d}_{j,k} \\ \tilde{\mathbf{z}}_{j,k} &\geq \tilde{\mathbf{m}}_{l,,j}^k \tilde{d}_{j,k} \\ \tilde{\mathbf{z}}_{j,k} &\leq \mathbf{G}_{j,k} \boldsymbol{\zeta}_k - \tilde{\mathbf{m}}_{l,,j}^k (1 - \tilde{d}_{j,k}) \\ \tilde{\mathbf{z}}_{j,k} &\geq \mathbf{G}_{j,k} \boldsymbol{\zeta}_k - \tilde{\mathbf{m}}_{u,,j}^k (1 - \tilde{d}_{j,k}) \end{aligned} \right\} \begin{array}{l} j = 0, \dots, n \\ k = 0, \dots, N-1 \end{array} \quad (4.27)$$

erfüllen müssen, wird auch das Produkt $\mathbf{G}_{j,k} \begin{bmatrix} \mathbf{x}_k \\ T_{A,k} \end{bmatrix} \tilde{d}_{j,k}$ im zeitdiskreten Modell (4.16) durch $\tilde{\mathbf{z}}_{j,k}$ ersetzt. Durch diese Transformationen wird das nicht lineare zeitdiskrete Modell (4.16) in ein **äquivalentes lineares zeitdiskretes Modell mit einigen ganzzahligen Variablen** (4.28) umgewandelt:

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \mathbf{x}_{k+1} \\ 0 \end{bmatrix} &= \hat{\boldsymbol{\Phi}} \begin{bmatrix} \mathbf{x}_k \\ T_{A,k} \end{bmatrix} + \sum_{i=1}^m z_{i,k} + \sum_{j=0}^n \tilde{\mathbf{z}}_{j,k} \\ &+ \sum_{i=1}^m \begin{bmatrix} \tilde{\mathbf{h}}_i^0 \\ 0 \end{bmatrix} \dot{Q}_{E,k} d_{i,k} + \sum_{j=0}^n \tilde{\mathbf{f}}_{j,k} \tilde{d}_{j,k} + \begin{bmatrix} \mathbf{h}_{0,0} \\ 0 \end{bmatrix} \dot{Q}_{E,k}. \end{aligned} \quad (4.28)$$

Damit ist die Formulierung der Optimierungsaufgabe als so genanntes gemischt-ganzzahliges lineares Programm (mixed integer linear program MILP) möglich. Die Aufgabenstellung lauten nun:

Gegeben seien die Anfangsbedingung \mathbf{x}_0 , die Temperaturbegrenzungen T_{\max} , ΔT_{\max} und die Eingangsgrößen $\dot{Q}_{E,k}$, v_k , $T_{E,k}$ für $k = 0, \dots, N-1$

$$\text{minimiere } \Delta t \sum_{k=0}^{N-1} \left(\sum_{i=1}^m p_i d_{i,k} + \sum_{j=1}^n \tilde{p}_j \tilde{d}_{j,k} \right)$$

unter (4.26), (4.27), (4.28) und

$$\begin{aligned} x_{1,k} &\leq T_{\max} \text{ für } k = 1, \dots, N \\ -\Delta T_{\max} &\leq x_{2,k} - x_{3,k} \leq \Delta T_{\max} \text{ für } k = 1, \dots, N \text{ mit} \end{aligned}$$

$$d_{i,k} \in \{0, 1\} \text{ für } i = 0, \dots, m \text{ und } k = 0, \dots, N-1$$

$$\sum_{i=0}^m d_{i,k} = 1 \text{ für } k = 0, \dots, N-1$$

$$\tilde{d}_{j,k} \in \{0, 1\} \text{ für } j = 0, \dots, n \text{ und } k = 0, \dots, N-1$$

$$\sum_{j=0}^n \tilde{d}_{j,k} = 1 \text{ für } k = 0, \dots, N-1$$

4.3 Mixed Integer Linear Program (MILP)

Ein Integer Linear Programm hat die Form eines linearen Programms (LP) [7], mit dem Unterschied, dass die Variablen des Systems ganzzahlig sein müssen. Die Integer-Variablen nehmen Werte aus der Menge der ganzen Zahlen an und diese müssen innerhalb der vorgegebenen Grenzen liegen. Sind die ganzzahligen Variablen nur eine Teilmenge der Variablen wird das Problem als ein gemischt ganzzahliges lineares Programm oder ein Mixed Integer Linear Program (MILP) bezeichnet.

Zur Lösung von gemischt ganzzahligen linearen Optimierungsproblemen gibt es exakte Lösungsansätze wie Branch-and-Bound, Schnittebenenverfahren oder deren Kombination, das so gennante Branch-and-Cut Verfahren, und andererseits viele heuristische Methoden. Der Vorteil der exakten Lösungsverfahren liegt darin, dass sie immer eine optimale Lösung finden, oder es wird festgestellt, dass das Problem unlösbar bzw. unbeschränkt ist. Im Gegensatz dazu finden heuristische Verfahren schnell eine zulässige Lösung, die aber im Allgemeinen nicht die optimale Lösung darstellt. Die heuristischen Verfahren sind oft an das zu lösende Problem angepasst und sind nur für dieses spezifische Problem effizient. In der Praxis werden Kombinationen aus diesen Verfahren in den einzelnen Lösern implementiert. Die praktische Umsetzung erfordert weitergehende Überlegungen und optimale Datenstrukturen. Die Komplexität und der Rechenaufwand für ein MILP-Problem hängen stark von der Modellierung und von den Merkmalen der Problemformulierung ab. Eine gute Modellierung führt beim Lösen des Problems zur Zeiteinsparung.

4.3.1 Branch-and-Bound für Gemischt-Ganzzahlige Optimierung

Mit Branch-and-Bound [7] bezeichnet man eine Klasse von Methoden, die generell die Basis für MILP-Löser sind. Bei einem Branch-and-Bound-Verfahren wird zunächst versucht, das gegebene Problem durch die Methode der Lagrange-Multiplikatoren zu lösen. Hierbei werden die dualen Schranken für die Zielfunktion geliefert. Das Problem ist optimal gelöst falls die Schranken zusammenfallen. Anderenfalls wird das Problem in Teilprobleme unterteilt. Die Gesamtheit der Lösungen der Teilprobleme muss die Lösung des Optimierungsproblems enthalten. Auf diese Art wird ein Baum mit Wurzelknoten aufgebaut. Jeder Knoten stellt ein Teilproblem dar und die Nachfolger eines Knotens stellen die Zerlegung des zugehörigen Problems dar (Abbildung 4.10).

Die Schritte der Zerlegung in Teilprobleme sind:

- Berechnung einer optimalen Lösung
- Ermittlung der Unzulässigkeit
- Berechnung einer oberen Schranke
- Unterteilung in weitere Teilprobleme

Das gesamte Verfahren ist ein iterativer Prozess und gliedert sich in vier Schritte:

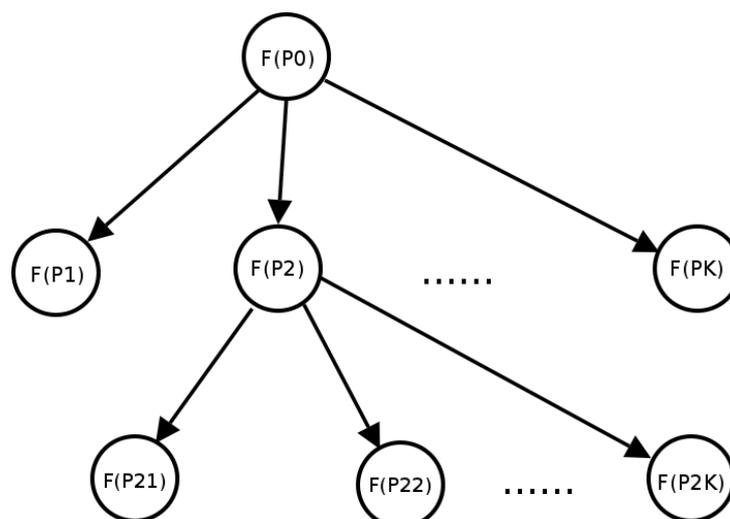


Abbildung 4.10: Schema des Branch-and-Bound-Verfahrens

- Methode zur Bestimmung der unteren Schranke
- Methode zur Bestimmung der oberen Schranke
- Methode zur Partitionierung des Problems in Baumform (Branching)
- Suchstrategie

Als alleiniger Algorithmus reicht das Branch-and-Bound-Verfahren meist nicht aus. Durch fortgeschrittene Techniken (z.B. Kombination von verschiedenen Verfahren) lassen sich die Größe des Baumes und somit auch der Rechenaufwand deutlich reduzieren.

4.3.2 Schnittebenenverfahren

Schnittebenenverfahren [7] berechnen zunächst eine Lösung des linearen Programms. Die Lösung ist generell nicht ganzzahlig, liefert aber eine untere Schranke für die Zielfunktion. Diese Schranke wird anschließend durch schrittweises Hinzufügen sogenannter Schnittebenen verschärft. Die Schnittebenen sind zusätzliche Ungleichungen, die von den zulässigen Punkten des ganzzahligen Optimierungsproblems erfüllt werden, aber nicht von der aktuellen Lösung. Die grundlegende Idee ist es, mit kleiner Teilmenge der Restriktionen anzufangen und das daraus resultierende lineare Programm zu lösen. Es wird geprüft, ob die Lösung bereits für alle Bedingungen zulässig ist. Falls das der Fall ist, ist die Lösung bereits optimal. Andernfalls findet man eine Bedingung, die an dem aktuellen Lösungspunkt nicht erfüllt ist, was zur Einführung einer weiteren Schnittebene führt. Dies wird solange weiterverfolgt, bis eine ganzzahlige optimale Lösung gefunden wird.

4.3.3 Branch-and-Cut Verfahren

Branch-and-Cut-Verfahren [7] kombinieren das Schnittebenenverfahren mit Branch-and-Bound-Verfahren. Jedoch wird bei diesem Verfahren der Versuch unternommen, die einzelnen Teilprobleme mit dem Schnittebenenverfahren zu lösen. Nur wenn kein Erfolg erzielt wird, werden die Probleme zerlegt (Branching). Jedes der neuen Teilprobleme wird mit Hilfe des Schnittebenenverfahrens wieder neu gelöst. Hier liegt der grundlegende Unterschied zu Branch-and-Bound, wo für jedes Teilproblem nur gute Schranken berechnet werden, ohne diese exakt zu lösen. Im Vergleich zu Branch-and-Bound ergibt sich bei Branch-and-Cut-Verfahren im optimalen Fall ein relativ kleiner Suchbaum.

4.3.4 MILP - Löser

Die Implementierung des Lösungsverfahrens sowie die Einsetzung unterschiedlichen Heuristiken, die zur Reduzierung der Rechenaufwand führen, ist bei verschiedenen Lösern unterschiedlich. Für gemischt-ganzzahlige Probleme gibt es mehrere Solver. Ergebnisse und Effizienz der MILP-Löser hängen von den Einstellungen, den Klassen der Variablen, den Scaling- und Presolve-Strategien sowie von den Einstellungen von Branching- und Suchstrategien ab. Um die Optimierungsaufgaben am besten und am effizientesten bearbeiten zu können, muss eine geeignete Kombination von allen diesen Strategien gesucht werden. Die Software-Pakete unterscheiden sich durch die eingesetzten Techniken, Strategien, die Algorithmen sowie durch die Bedienung der Software. Oft beinhalten die Löser Lösungswege, die für eine Menge von spezifischen Problemen entwickelt sind und die Übertragung auf andere Problemstellungen ist meist nicht möglich. Die Benutzerschnittstelle der Software ist durch das Datei-Format des Problems, welches von den Lösern gelesen werden kann, gegeben. Es existieren unterschiedliche Dateiformate in welche das Lineare Programm geschrieben werden kann. In [34] ist eine ausführliche Übersicht und Bewertung der existierende unkommerzielle Löser gegeben. In Tabelle 4.1 sind die unkommerziellen Löser aufgelistet. Atamtürk et al. [1] bewerteten drei kommerzielle MILP-Löser, die dem Stand der Technik entsprechen. Die drei Löser - CPLEX, LINDO und XPRESS, wurden aufgrund ihrer Scaling-, Presolve-, Branching- und Suchstrategien sowie aufgrund ihrer Primal-Heuristiken bewertet.

4.4 Durchführung der Optimierung und Ergebnisse

Die grundlegende Vorarbeit für die Optimierungsaufgabe, also das mathematische Modell und die Problemformulierung als Mixed Integer Linear Program, wurde in den vorangegangenen Abschnitten bereits vorgestellt. In diesem Abschnitt wird die praktische Durchführung des Optimierungsverfahrens dargestellt. Anschließend werden die Ergebnisse aus der Optimierung analysiert.

Die Durchführung der Optimierungsrechnung erfolgte in mehreren Schritten:

Tabelle 4.1: Liste der unkommerziellen Löser [34]

	Format	LP Solver
ABACUS	-	C/S/X
BCP	-	OSI
bonsaiG	MPS	DYLP
CBC	MPS	OSI
GLPK	MPS/GMPL	GLPK
lp_solve	MPS/LP/GMPL	lp_solve
MINTO	MPS/AMPL	OSI
Symphony	MPS/GMPL	OSI

- Aufbereitung des Lastzykluses
- Berechnen einer zulässigen Lösung
- Optimierung mit dem CPLEX-Solver
- Analyse der Ergebnisse

Aufbereitung des Lastzykluses

Durch die Diskretisierung und die Länge des untersuchten Zyklus wird die Größe des Optimierungsproblem bestimmt. Es wurde eine Schrittweite von $\Delta t = 1s$ gewählt und eine Länge von maximal 600 Sekunden definiert. Eine Optimierung mit zunehmender Größe erwies sich als problematisch bzw. rechenzeitkritisch. Somit war es erforderlich, z.B. den NEFZ-Zyklus in einzelne Abschnitte zu unterteilen und diese getrennt zu untersuchen. Da sich der Zyklus aus vier Innerortszyklen (UDC) und einem außerstädtischen Zyklus (EUDC) zusammensetzt, wurde die Optimierung für den letzten Innerortszyklus und den außerstädtischen Zyklus durchgeführt. Aufgrund des gegebenen Streckenprofils (Geschwindigkeit, Fahrstrecke, Umgebungsbedingungen) musste vor der Optimierung der Wärmeeintrag \dot{Q}_E im Kühlsystem berechnet werden. Dies erfolgte mit dem verifizierten Gesamtfahrzeugmodell (Kapitel 3.4). Die Verläufe der Eingangsgrößen für das Optimierungsproblem sind in Abbildung 4.11 dargestellt.

Berechnen einer zulässigen Lösung

Als nächstes wurden mit dem Modell (4.4) Simulationen in Matlab/Simulink durchgeführt. Mit den gegebenen Eingangsvektoren und Anfangsbedingungen wurden die Grenzen des Modells untersucht. In Abbildung 4.12 sind die simulierten Temperaturverläufe der Punktmasse bei unterschiedlichen Schaltstufen der Kühlmittelpumpe und des Elektrolüfters dargestellt. Die durchgezogene Linie stellt den Temperaturverlauf der Punktmasse bei ausgeschalteter Kühlmittelpumpe und ausgeschaltetem Elektrolüfter dar. Bei einer fortlaufenden maximalen Kühlung - beide Aggregaten auf maximaler Schaltstufe im Betrieb

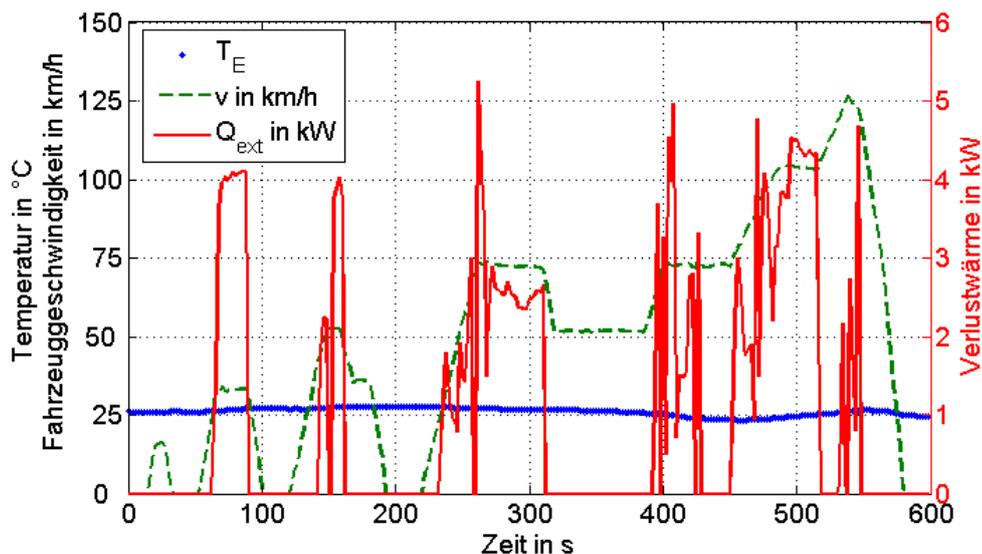


Abbildung 4.11: Zeitlicher Verlauf der Eingangsgrößen

- ergibt sich ein Temperaturverlauf, der im Diagramm durch die gestrichelte Linie dargestellt ist. Die gepunktete Linie stellt den Temperaturverlauf dar, falls beide Aggregate in ihren mittleren Stufen betrieben werden.

Bei allen Simulationsläufen wurden die zeitlichen Verläufe der Zustandsgrößen \mathbf{x} , die dazugehörigen Spaltenvektoren $\mathbf{z}_{i,k}$ und $\tilde{\mathbf{z}}_{i,k}$ sowie der Gesamtenergieverbrauch berechnet. Diese und die Steuergrößen stehen somit als Startwerte für die Optimierung zur Verfügung. Falls eine dieser Lösungen für die definierten Beschränkungen zulässig ist, wird sie als Startlösung für die Optimierungsaufgabe vorgegeben. Mit der Simulation lassen sich die Extremwerte der Zustandsvektoren bestimmen (durchgezogene und gestrichelte Linie in Abbildung 4.12). Für verschiedene Stufeneinstellungen der Kühlmittelpumpe und des Elektrolüfters werden diese nicht überschritten bzw. unterschritten. Solche Untersuchungen sind sinnvoll, erstens um das modellierte System auf Plausibilität zu analysieren und zweitens um zu überprüfen, ob das System überhaupt die aufgestellten Randbedingungen erfüllen kann.

Optimierung mit dem CPLEX-Solver

Anhand einer kleineren Optimierungsaufgabe wurden folgende Löser untersucht:

- glpk
- lp_solve
- OSLMSLV
- Symphony

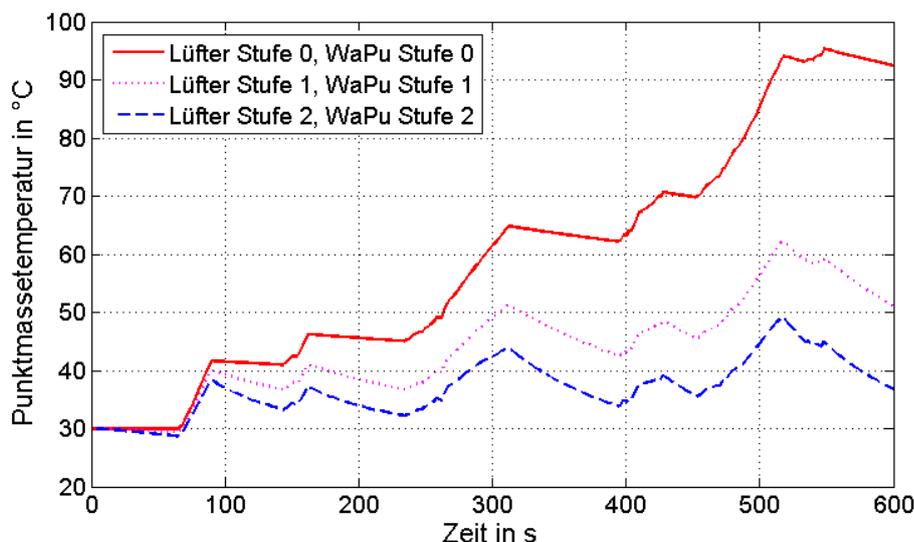


Abbildung 4.12: Temperaturverläufe bei unterschiedlichen Stufeneinstellungen der Nebenaggregate

- TOMLAB/CPLEX

Es hat sich zum einen gezeigt, dass der Suchbaum des Optimierungsproblems durch das Einführen neuer Variablen-Strukturen (z.B. *Special Ordered Sets*) kleiner gehalten werden kann und zum anderen, dass der Rechenaufwand deutlich reduziert wird. Die Variablen-Strukturen bestehen aus einer Anzahl von Variablen, die direkt voneinander abhängig sind. Das Verzweigen des Baumes (Branch-and-Cut) erfolgt meist nach Teilen von diesen Gruppen und nicht nur nach den einzelnen Variablen. Unter anderem zählen zu den erweiterten Modellklassen auch die Strukturen der Special Ordered Sets vom Typ1, Typ2 und Typ3. Ein Special Ordered Set (SOS) ist eine Menge von Binärevariablen oder positiven kontinuierlichen Variablen, wobei nur eine bestimmte Anzahl der Variablen verschieden von 0 sein dürfen [7]. Die Mengen der Variablen verschiedener Sets sind disjunkt.

Ein Special Ordered Set vom Typ 1 ist eine Menge von nichtnegativen kontinuierlichen Variablen, Integer- oder Binärvariablen, von denen maximal eine Variable ungleich Null sein darf. Entsprechend sind auch die Special Ordered Sets vom Typ2 und Typ3 definiert. Bei Typ2 sind zwei Variablen ungleich 0 und bei Typ3 drei Variablen ungleich 0 zulässig.

Von den angeführten MILP-Lösern wird die SOS-basierte Verzweigung nur von lp_solve, OSLMSLV und TOMLAB/CPLEX unterstützt. Bei der Bewertung dieser drei Löser wurde ein MILP-Problem mit 60 Binärvariablen gelöst. Als effizientester Löser von allen erwies sich der CPLEX-Solver. Ein großer Vorteil des CPLEX-Lösers gegenüber den anderen ist die Prozessparallelisierung. Das Lösen der Optimierungsaufgabe läuft optimal verteilt auf allen vorhandenen CPU-Einheiten des Rechners.

Für den Einsatz des CPLEX-Lösers muss die mathematisch beschriebene Problemformulierung in die vorgesehenen Benutzer-Routinen von TOMLAB /CPLEX implementiert

werden. In TOMLAB/CPLEX sind der Löser CPLEX von ILOG mit Matlab und Tomlab integriert. Die Anwenderschnittstelle von TOMLAB/CPLEX bietet die Möglichkeit, das Optimierungsproblem direkt in Matlab zu formulieren und zu lösen.

Die mathematische Formulierung der Optimierungsaufgabe mittels eines Matlab-Skripts wurde in die Standardform umgeschrieben:

$$\begin{aligned} \min \quad & \mathbf{c}^T \mathbf{x} \\ \mathbf{x}_L \leq \quad & \mathbf{x} \quad \leq \mathbf{x}_U \\ \mathbf{b}_L \leq \quad & \mathbf{A}\mathbf{x} \quad \leq \mathbf{b}_U \\ & x_i \text{ integer} \quad i \in I \end{aligned}$$

mit $\mathbf{c}, \mathbf{x}, \mathbf{x}_L, \mathbf{x}_U \in \mathbb{R}^n$, $\mathbf{b}_L, \mathbf{b}_U \in \mathbb{R}^m$ und $\mathbf{A} \in \mathbb{R}^{m \times n}$

wobei:

- \mathbf{c} ... Vektor mit den Koeffizienten der linearen Zielfunktion
- \mathbf{A} ... Koeffizientenmatrix für die linearen Zwangsbedingungen
- \mathbf{x}_L ... Untere Schranke für \mathbf{x}
- \mathbf{x}_U ... Obere Schranke für \mathbf{x}
- \mathbf{b}_L ... Untere Schranke der linearen Zwangsbedingungen
- \mathbf{b}_U ... Obere Schranke der linearen Zwangsbedingungen
- x_i ... Integervariablen

Als Nächstes werden die Schaltvariablen $d_{i,k} \in \{0, 1\}$ und $\tilde{d}_{j,k} \in \{0, 1\}$ für $i = 0, \dots, m$ und $k = 0, \dots, P - 1$ in N SOS1-Sets zusammengefasst:

$$\begin{aligned} d_{0,0} + d_{1,0} + \dots + d_{m,0} &= 1 \quad \text{SOS1}_1 \\ d_{0,1} + d_{1,1} + \dots + d_{m,1} &= 1 \quad \text{SOS1}_2 \\ &\vdots \\ d_{0,N-1} + d_{1,N-1} + \dots + d_{m,N-1} &= 1 \quad \text{SOS1}_N \end{aligned}$$

Auch die Schaltvariablen für den Elektrolüfter $\tilde{d}_{j,k} \in \{0, 1\}$ für $j = 0, \dots, m$ und $k = 0, \dots, N - 1$ werden in N SOS1-Sets gebündelt:

$$\begin{aligned} \tilde{d}_{0,0} + \tilde{d}_{1,0} + \dots + \tilde{d}_{n,0} &= 1 \quad \text{SOS1}_{N+1} \\ &\vdots \\ \tilde{d}_{0,N-1} + \tilde{d}_{1,N-1} + \dots + \tilde{d}_{n,N-1} &= 1 \quad \text{SOS1}_{2N} \end{aligned}$$

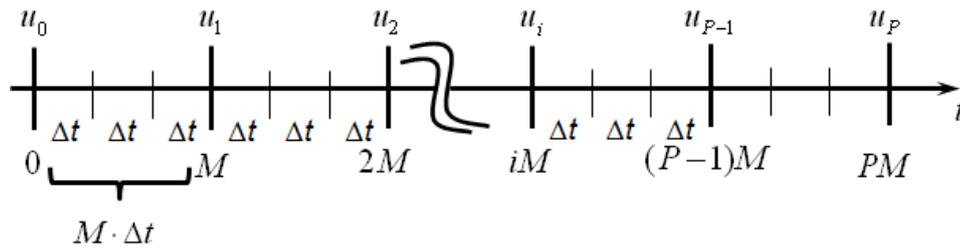


Abbildung 4.13: Skalierung des Optimierungsproblems

Der Optimierungsprozess kann durch eine Skalierung des Optimierungsproblems beschleunigt werden. Die Schaltstufen der Kühlmittelpumpe und des Elektrolüfters, definiert durch die Steuervariablen $d_{i,k}$ und $\tilde{d}_{j,k}$, werden als konstant für einen Zeitintervall $\Delta t M$ ($M > 1$ ganzzahlig) angenommen (wie in Abbildung 4.13 dargestellt).

Mit der Einführung des Skalierungsparameters M kann die Anzahl der binären Variablen im Optimierungsproblem reduziert werden. Durch manuelle Vorgabe der zwei Parameter Δt und M kann der Optimierungsprozess gesteuert werden. Die Parameter, die für die Optimierungsaufgabe eingestellt wurden, sind in der Tabelle 4.2 zusammengefasst.

Tabelle 4.2: Parameter des Optimierungsproblems

Parameter	Wert	Einheit
Δt	2	s
T_{max}	50	$^{\circ}C$
ΔT_{max}	10	$^{\circ}C$
M	2	–
N	600	–
P	300	–

Ergebnisse und Diskussion

Bei der Simulation wurde bei der maximalen Kühlung (Lüfter und Pumpe immer auf höchster Stufe im Betrieb) ein gesamter Energieverbrauch von

$$E = 420 \text{ kJ}$$

errerechnet. Dabei wurde eine maximale Temperatur der Punktmasse von $T_M = 49.9$ erreicht. Mit der vorgestellten Methode wurde das MILP Problem mit dem TOMLAB/CPLEX-Löser gelöst. Der gesamte Energieverbrauch der Nebenaggregate im optimalen Fall konnte auf

$$E = 148.84 \text{ kJ}$$

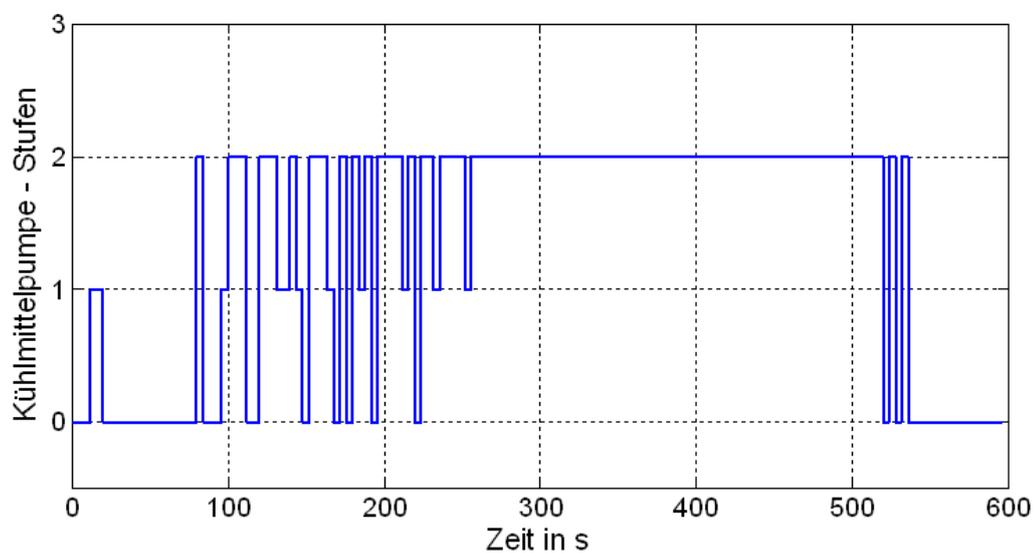


Abbildung 4.14: Optimale Steuerung der Kühlmittelpumpe

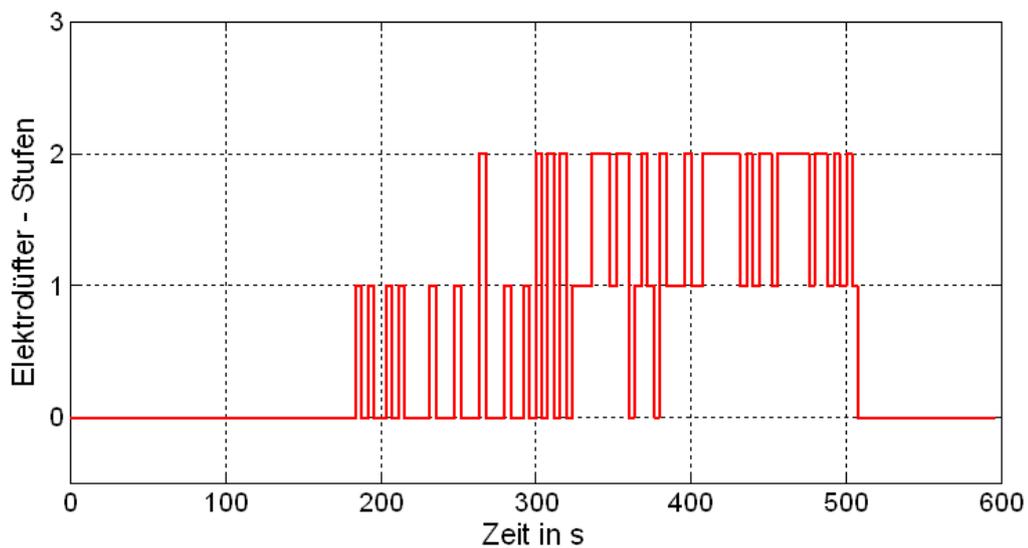


Abbildung 4.15: Optimale Wahl der Schaltstufen für den Elektrolüfter

minimiert werden. Mit der Optimierung wurde den Energieverbrauch deutlich reduziert. In den Abbildungen 4.14 und 4.15 sind die optimalen Steuertrajektorien der Steuervariablen dargestellt.

Nach der Optimierung ist eine Analyse des errechneten Verhaltens der Steuervariablen und des Systemverhaltens erforderlich. Dazu wurde ein Matlab/Simulink-Modell verwendet, welches dem zeitkontinuierlichem Zustandsmodell des modellierten Kühlsystems für die Optimierung entspricht. Die mit CPLEX bestimmten Zeitverläufe des Steuervektors wurden als Eingangsgrößen für die Simulation vorgegeben. Unter Matlab/Simulink wurden die Systemgrößen analysiert und das Verhalten des Kühlsystems dokumentiert. Auf diese Weise konnte überprüft werden, ob die Problemformulierung korrekt ist, ob die Optimierung fehlerfrei durchgeführt wurde und ob die vorgegebenen Beschränkungen tatsächlich eingehalten wurden. Das optimale Zusammenspiel der beiden Aggregate führte zu dem in Abbildung 4.16 dargestellten thermischen Verhalten des Kühlsystems. In Abbildung 4.17 werden die Temperaturverläufe der Punktmasse bei maximaler, minimaler und optimaler Kühlung miteinander verglichen.

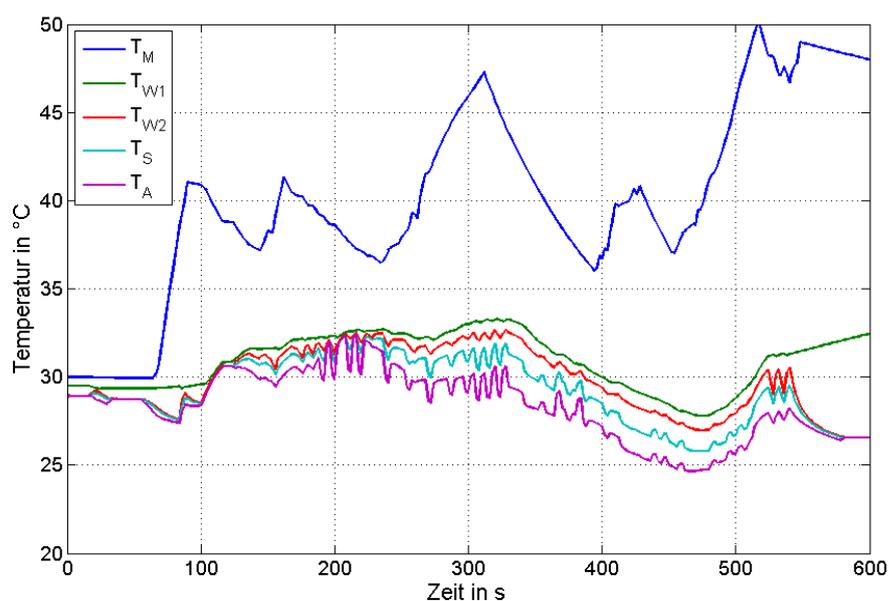


Abbildung 4.16: Thermisches Verhalten des Systems bei optimaler Steuerung

Die Abbildung 4.18 zeigt die absolute Abweichung bei der Punktmassetemperatur zwischen dem zeitkontinuierlichen und dem zeitdiskreten Zustandsmodell des Kühlsystems. Die Abweichungen sind in der Größenordnung von 10^{-2} . Somit werden die hier vorgestellte Vorgangsweise und die angewandten Methoden verifiziert.

Anhand dieses Optimierungsproblems wurde die Problemformulierung des minimalen Energieverbrauchs eines Kühlsystems gezeigt und bewertet. Dabei wurden die Temperaturbeschränkungen eingehalten. Die Ergebnisse zeigen, dass durch eine bedarfsgerechte

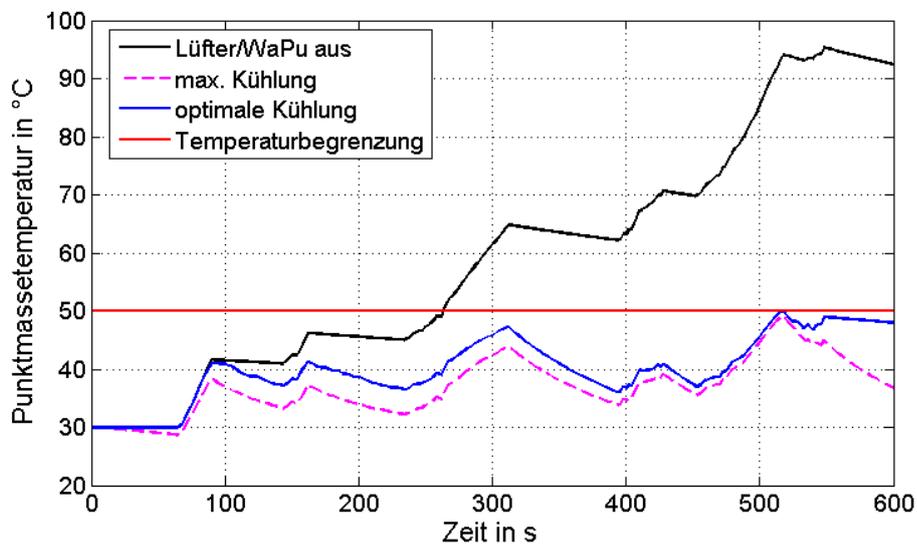


Abbildung 4.17: Vergleich der Temperaturverläufe bei max/min Kühlung mit dem optimal gesteuerten Kühlsystem

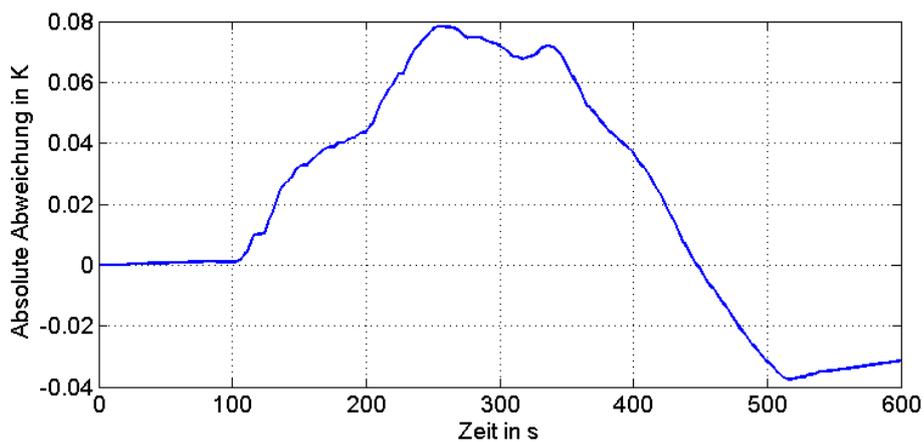


Abbildung 4.18: Absolute Abweichung der Punktmassetemperatur zwischen zeitkontinuierlichem und zeitdiskretem Modell

Kühlung deutliche Energieeinsparungen erzielt werden können. Die errechnete Steuerung der Nebenaggregate ist eine gute Ausgangsbasis für die Entwicklung einer Regelung für ein energetisch optimales Kühlsystem.

Mit der vorgestellten Methode wurde ein MILP-Problem mit 9904 Variablen gelöst. 900 davon sind Binärvariablen. Für das Problem wurden noch 32404 Zwangsbedingungen definiert. Somit war die Größe der Koeffizientenmatrix für die Zwangsbedingungen \mathbf{A} auf $[32404 \times 9904]$ festgelegt. Das Lösen des Optimierungsproblems erfolgte mit dem TOMLAB/CPLEX-Löser auf einer Linux-32Gb-4Core Maschine mit einem Rechenaufwand von ca. 100 CPU-Stunden.

Die größte Herausforderung liegt bei der Erstellung des Modells für Optimierungszwecke. Durch die Anzahl der Zustandsgrößen wird auch der Größe des Optimierungsproblems definiert. Der Rechenaufwand hängt in erste Linie von der Anzahl der Binärvariablen, da sie die Größe des Suchbaumes des Problems bestimmen. Eine Reduzierung des Rechenaufandes konnte durch die Einführung der SOS-Strukturen erzielt werden. Die Binärvariablen werden in SOS-Strukturen zusammengefasst und wodurch der Suchbaum deutlich reduziert werden konnte. Daher empfiehlt sich es, sofern möglich, die Variablen in solche Variablen-Strukturen zusammenzufassen. Weiters soll die Optimierungsraum möglichst genau definiert werden. Bei der Definition der unteren und der oberen Schranken der Optimierungsvariablen ist eine hohe Genauigkeit gefordert. Dadurch kann eine weitere Reduzierung der Rechenzeit erzielt werden. Die Erfahrungen haben gezeigt, dass typischer Weise gute suboptimale Lösungen des Problems innerhalb eines Zeitraums von eine bis zwei CPU-Stunden gefunden werden, jedoch die Verifikation der optimalen Lösung häufig extrem lange dauert. In Abhängigkeit davon, für welche Zwecke diese Methode eingesetzt wird, bietet sich die Möglichkeit, den Optimierungsprozess abubrechen, bevor die Verifikation der optimale Lösung durchgeführt wird (z.B. optimale Dimensionierung des Kühlkreislaufes).

Die Implementierung in die vorgesehenen Routinen hat sich auch im Rahmen des Projektes als kritisch herausgestellt. Die meisten Löser bieten keine direkte Benutzer-Schnittstellen zu Matlab/Simulink. Die Umwandlung in die unterschiedlichen standardisierten Dateiformate (MPS, LP-Format) erwies sich als problematisch. Einige Löser bieten die Möglichkeit das Optimierungsproblem in das MPS-Format zu konvertieren. Es hat sich aber gezeigt, dass dieses aufgrund des Zahlenformats beim Lösen des Problems zu Schwierigkeiten führen kann.

5 Zusammenfassung und Ausblick

5.1 Zusammenfassung

In thermischer Hinsicht sind Kraftfahrzeuge ein schwieriges Umfeld für elektrische Komponenten. Die thermische Integration der zusätzlichen Komponenten, die das Fahrzeug hybridisieren (Energiespeicher, E-Motor, Leistungselektronik usw.), führen zu komplexen gekoppelten Kühlsystemen. Dazu ist bereits in der Simulation eine möglichst exakte Abbildung des thermischen Managements vom Gesamtfahrzeug notwendig. Darüber hinaus sind Regel- und Kontrollstrategien für das Thermomanagement zur Optimierung und Wirkungsgradsteigerung des Gesamtsystems erforderlich. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurden Modelle zur Abbildung des thermischen Managements eines Hybridfahrzeugs und Methoden zur optimalen Steuerung eines Kühlsystems entwickelt.

Um das thermische Verhalten des in vielen Hybridkonfigurationen umschaltbaren Versuchsfahrzeugs beschreiben zu können, müssen die wechselseitigen Abhängigkeiten der auftretende Energieströme berücksichtigt werden. Dazu wurden Komponenten des hybriden Antriebsstrangs sowie die Komponenten der Kühlkreisläufe mittels unterschiedlicher Simulationsprogramme modelliert. Diese Teilsysteme wurden zu einem Gesamtfahrzeugmodell integriert, um die Energieflüsse im Gesamtsystem untersuchen zu können. Mit dem erstellten Gesamtfahrzeugmodell wurden Untersuchungen des thermischen Managements unter verschiedenen Umgebungsbedingungen und Fahrzyklen durchgeführt.

Die Modellbildung des Fahrzeugs erfolgte in veDYNA. Die Abbildung des hybridisierten Antriebsstrangs erforderte eine Erweiterung der bestehenden Modelle bzw. die Entwicklung von zusätzlichen Modellen für die elektrischen Komponenten und deren Integration im Gesamtmodell. Die neuen Modelle wurden im Matlab/Simulink entwickelt. Die Komponentenmodelle wurden anhand von Messdaten verifiziert. Anschließend wurden diese in das Fahrzeugmodell integriert und ihr Zusammenwirken getestet. Zur Koppelung mit dem thermischen System wurden Schnittstellen definiert und implementiert. Das erweiterte Kühlsystem des Fahrzeuges wurde in KULI abgebildet. Für die hinzukommenden Kühlkreisläufe (Batterie, Leistungselektronik / E-Maschinen) wurden Simulationsmodelle entwickelt. Damit wurden die Temperaturverläufe des Kühlmediums an verschiedenen Stellen der beiden Kühlkreisläufe sowie die Temperatur der Komponenten simuliert. Es wurden Messungen auf Komponentenprüfständen durchgeführt, um die thermischen Modelle der Komponenten abgleichen zu können. Zunächst wurden die beiden Programme mittels zweier unterschiedlicher Methoden gekoppelt, um eine Gesamtfahrzeugsimulation

zu ermöglichen. Mehrere Messfahrten auf der Strasse und Rollentests dienten zur Validierung des Gesamtfahrzeugmodells.

Im zweiten Teil der Arbeit wurden Methoden vorgestellt, die zu einer optimalen Steuerung der Nebenaggregate eines Kühlsystems führen. Mit einer angepassten Problemformulierung und der Vorgabe eines Fahrzyklus wurde die optimale Steuerung des Kühlsystems berechnet. Dazu wurde das Problem des minimalen Energieverbrauchs unter Berücksichtigung der maximal zulässigen Temperaturen der Komponenten als Optimierungsproblem aufgefaßt. Das Optimierungsproblem wurde mit den Methoden der linearen Programmierung gelöst. Die Problemformulierung erfolgte in mehreren Schritten:

- Erstellung eines geeigneten mathematischen Modells
- Definition der Randbedingungen
- Zeitdiskretisierung des Modells
- Äquivalenter Ersatz der Nichtlinearitäten

Zuerst wurde ein geeignetes mathematisches Modell des Systems erstellt, kalibriert, und anhand von Messdaten validiert. Basierend auf diesem Modell wurde das Optimierungsproblem formuliert und gelöst. Zur Problemformulierung sind die Vorgabe des Fahrprofils und die Definition der Randbedingungen erforderlich. Die wichtigste Randbedingung war die Einhaltung der Temperaturbegrenzung der Komponenten. Zunächst musste das zeitkontinuierliche Zustandsmodell in ein zeitdiskretes Modell überführt werden. Der äquivalente Ersatz der Nichtlinearitäten ermöglichte eine Problemformulierung als Mixed Integer Program. Für die Lösung des Problems wurden unterschiedliche Löser anhand eines kleineren Optimierungsproblems bewertet. Die Lösung des Problems erfolgte schließlich mit dem CPLEX-Löser, der mit der TOMLAB/CPLEX Umgebung in Matlab/Simulink zur Verfügung steht.

Mit der vorgestellten Methode wurden die Potenziale zur Energieeinsparung aufgezeigt sowie die optimale Steuerung des Kühlsystems errechnet. Die Ergebnisse dieser optimalen Steuerung können einerseits als Benchmark für einsetzbare Steuerverfahren bzw. für den Reglerentwurf dienen und andererseits kann die Methode eingesetzt werden, um die optimale Auslegung des Kühlsystems zu untersuchen.

Im Rahmen dieser Arbeit sind folgende Veröffentlichungen entstanden:

- Kitanoski, F., Lang, G., Puntigam, W., Kussmann, C.: *Thermal Management Simulation Approach for Parallel Hybrid Vehicles*. In: EUROSIM 2007 Congress (EUROSIM Congress, Ljubljana, 09.09.2007). Federation of European Simulation Societies, 2007
- Lang, G., Kitanoski, F., Kussmann, Ch.: *Principal Aspects and Simulation of a Hybrid Demonstrator Vehicle's Cooling System*. In: APAC 14 - Asian Pacific Automotive Conference (APAC 14 - Asian Pacific Automotive Conference, Los Angeles, 06.08.2007). SAE-International, 2007 - SAE 2007-01-3483

- Lang, G., Kitanoski, F., Kussmann, C.: *Unterstützung der Kühlsystemauslegung von Hybridfahrzeugen durch Simulation*. In: Wärmemanagement des Kraftfahrzeuges VI, Renningen: expert Verlag, 2008, S. 86-100. - 978-3-8169-2820-1
- Kitanoski, F., Hofer A.: *Energy Optimal Control of a Cooling System - Limits of Performance*. In: The 29th IASTED International Conference on Modelling, Identification and Control (MIC 2010) 15-17.02.2010 Innsbruck, Austria
- Kitanoski, F., Hofer A.: *A Contribution to Energy Optimal Thermal Management for Vehicles*. In: Advances in Automotive Control, 12-14.07.2010 Munich, Germany

5.2 Ausblick

Die in dieser Arbeit entwickelten Modelle und Methoden sollen in der Zukunft als Basis für die Gesamtfahrzeugsimulation verwendet werden. Die Modelle wurden generell so implementiert, dass zukünftige Erweiterungen einfach möglich sind. Von Interesse sind vor allem die Untersuchung von unterschiedlichen Regelstrategien sowie von unterschiedlichen Applikationen des Steuergeräts. Die Rückwirkung auf das gesamte System könnte mittels Simulation dargestellt werden. Das Gesamtmodell könnte um ein Kabinenmodell samt Klimaanlage erweitert werden, um verschiedene Regelungsstrategien bzw. gegenseitige Einflüsse zwischen Batteriekühlung und Kabinenkomfort untersuchen zu können. Ein weiteres Anwendungsgebiet, das bearbeitet werden sollte, ist die Nutzung der Simulation zur Optimierung des thermischen Systems. Die Teilsysteme bzw. die Komponenten werden hauptsächlich optimiert, ohne das Fahrzeug als gesamtes System zu betrachten. Hier besteht ein großes Potential, die Teilsysteme im Kontext des Gesamtsystems zu optimieren, indem das Zusammenspiel zwischen den einzelnen Systemen berücksichtigt wird.

Die hier vorgestellte Methode zur optimalen Steuerung steht nun zur Untersuchung weiterer Kühlsystemausführungen zur Verfügung. Die Optimierung kann dazu verwendet werden, um Informationen über den zeitlichen Verlauf der Steuergrößen, die zu einer Minimierung der Energieverbrauch des Kühlsystems führen, zu erhalten. Da das Offlineverfahren die Vorgabe eines Fahrprofils benötigt, ist sein Einsatz im Fahrzeug nicht möglich. Basierend auf den Informationen, die man aus der Offlineoptimierung erhält, sollen im nächsten Schritt Regelungsstrategien entwickelt werden, die sowohl für die Simulation als auch als echtzeitfähige Steuerung für einen „Wärmemanager“ eingesetzt werden können. Ein mögliches Szenario ist Entwicklung einer Regelungsstrategie mit dem Einsatz von neuronalen Netzen. Zuerst werden die optimalen Steuertrajektorien für einen typischen Fahrzyklen mit der Offlineoptimierung berechnet. Anschliessend könnte ein zeitdiskretes Modell des Reglers mit der errechneten optimalen Steuertrajektorien und die gegebenen Randbedingungen hergeleitet werden. Die Herleitung des Reglers kann z.B. mit der Methoden der Identifikation erfolgen. Für den Einsatz im Fahrzeug wird eine Messung der externen Eingänge sowie der Zustände des Systems erforderlich. Eine zweite Möglichkeit ist, durch Evaluierung bzw. Analyse der Verläufe aus der globalen optimalen Steuerung

systematisch eine Regelungsstrategie zu entwerfen. Bei diesen Regelungsstrategien soll den Referenzwerten der Offlineoptimierung möglichst nahe gekommen werden.

Mit der vorgestellten Methode können auch Untersuchungen zur optimalen Auslegung des Kühlsystems durchgeführt werden. Die Komponenten des Kühlsystems werden neu parametrisiert und dazu sollen Optimierungsläufe unter Vorgabe unterschiedlicher Auslegungsvarianten durchgeführt und analysiert werden.

Literaturverzeichnis

- [1] ATAMTÜRK, A. ; SAVELSBERGH, M.: Integer-programming software systems. In: *Annals of Operations Research (2004)*., 2004
- [2] AVL-LIST-GMBH: *BOOST Users Guide Theory. Version 4.1*, 2005
- [3] AVL-LIST-GMBH: *AVL Cruise Users Guide*, 2007
- [4] AVL-LIST-GMBH: *CFD-WM v2008 - Users Guide zu FIRE Version v2008*, 2008
- [5] BAEHR, H. D. ; STEPHAN, K.: *Wärme- und Stoffübertragung, 6. Auflage*. Springer Verlag, 2008
- [6] BAUR, M. ; UNGETHÜM, J. ; TREFFINGER, P. ; SCHWEIGER, C. ; OTTER, M.: Alternative Vehicles, Modelica Bibliothek zur Simulation von alternativen Fahrzeugkonzepten. In: *VDI-Berichte Nr. 1931, 2006 AUTOREG*, 2006
- [7] BEASLEY, J. E. (Hrsg.): *Advances in Linear and Integer Programming*. Oxford University Press, 2002
- [8] BERKMEIER, O. ; BINTZ, S. ; DELLER, H. ; GÜNTHER, P.: Innovative Strategien zur interdisziplinären Optimierung des Wärmemanagements von Verbrennungsmotoren: Experimentelle und numerische Methoden zur Entwicklung eines Kühlsystems mit regelbaren Komponenten. In: *Wärmemanagement des Kraftfahrzeuges IV*. Deutschland : Expert-Verlag, 2005
- [9] BRAESS, H.H. ; SEIFFERT, U.: *Vieweg Handbuch für Kraftfahrzeugtechnik*. Wiesbaden, Deutschland : Vieweg and Sohn Verlag, 2005
- [10] CD-ADAPCO: *STAR-CCM+ - User Guide zu STAR-CCM+ Version 4.02.007*, 2008
- [11] CHANFREAU, M. ; JOSEPH, A. ; BUTLER, D. ; SWIATEK, R.: Advanced Engine Cooling Thermal Management System on a Dual Voltage 42v-14v Minivan. In: *Vehicle Thermal Management Systems 5, Conference & Exposition*. Nashville, TN, USA, 2001
- [12] CHANG, Y.J. ; WANG, C.C.: A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry. In: *International Journal of Heat Mass Transfer* 40 (1996), April, Nr. 3, S. 533–544
- [13] CHOUKROUN, A. ; CHANFREAU, M.: Automatic Control of Electronic Actuators for An Optimized Engine Cooling Thermal Management. In: *Vehicle Thermal Management Systems 5, Conference & Exposition*. Nashville, TN, USA, 2001

-
- [14] DAVENPORT, C.J.: *Heat transfer and Fluid Flow in Louvered Triangular Ducts*, CNAA, Lanchester Polytechnic, Coventry, UK, Diss., 1980
- [15] DEUSSEN, N.: Einfluss der Starttemperatur auf den Kraftstoffverbrauch. In: *Wärmemanagement des Kraftfahrzeuges V*. Deutschland : Expert-Verlag, 2006
- [16] DUDENHÖFFER, F.: Die Marktentwicklung von Hybrid-Fahrzeugkonzepten. In: *ATZ* (2005), April
- [17] ECS: *KULI: Software Tool for Vehicle Thermal Management Optimization*, 2008
- [18] EIFLER, G.: Möglichkeiten zur Kraftstoffverbrauchsreduzierung durch intelligentes Nebenaggregate-Management. In: *Neue Brennverfahren*. Renningen, Deutschland : Expert-Verlag, 2007
- [19] ESCH, T. ; SAUPE, T. ; FAHL, E. ; KOCH, F.: Verbrauchseinsparung durch bedarfsgerechten Antrieb der Nebenaggregate. In: *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 55, 1994, S. 416 – 431
- [20] FLOWMASTER-GROUP: *Reference Help, Flowmaster2, Version 6.5.0*, 2005
- [21] FRITZSON, P.: *Principles of Object-Oriented Modeling and Simulation with Modelica 2.1*. Wiley-IEEE Press, 2003
- [22] GAMMA-TECHNOLOGIES: *GT-Suite User Manual Version 6.1*, 2004
- [23] GREIN, F. G. ; SCHÖBERL, T.: Rapid Prototyping für das Antriebsstrangmanagement in einem Hybrid-SUV. In: *dSPACE Anwenderkonferenz*. München, Deutschland, 2007
- [24] GÖSCHEL, B.: Elektrifizierung der Antriebe. In: *energy2020* (2009), September
- [25] GUZZELA, L. ; SCIARRETA, A.: *Vehicle propulsion systems: Introduction to modeling and optimization*. Springer, 2005
- [26] HECKENBERG, T.: Herausforderungen und Lösungen für das Thermomanagement von Hybridfahrzeugen. In: *VDA Technischer Kongress*, 2007
- [27] HECKENBERG, T.: Advances of Li-Ion Technology for Automotive Applications. In: *1st International CTI Forum: Alternative and Hybrid Drive Trains*, 2008
- [28] HÖHENBERG, G. ; TERRA, T. Dein D. ; SCHYR, C. ; GSCHWEITL, K.: Anforderungen an Prüfstände für Hybridfahrzeuge. In: *MTZ Konferenz Motor 2006, Der Antrieb von Morgen*. Stuttgart, Deutschland, 2006
- [29] HSU, J.S. ; AYERS, C.W. ; LOWE, K.T.: Fundamentals of a Floating Refrigerant Loop Concept Based on R-134a Refrigerant Cooling of High Heat Flux Electronics. In: *Green Car Congress*, 2006
- [30] INC, Fluent: *User Guide zu Fluent Version 6.3.26*, 2006

- [31] KIM, G. H. ; SMITH, K.: Three-Dimensional Lithium-Ion Battery Model. In: *4th International Symposium on Large Lithium Ion Battery Technology and Application*, 2008
- [32] KLEIMAIER, A. ; SCHRÖDER, D.: Dynamisch optimierter Fahrzyklus-Ergebnis für den Autarken Hybrid. In: *VDI Berichte*. Garching, Deutschland, 1999, S. 385–394
- [33] KÜMPERS, J. ; KUPER, C.: Advances of Li-Ion Technology for Automotive Applications. In: *7th International CTI Symposium: Innovative Automotive Transmissions*, 2008, S. 116–123
- [34] LINDEROTH, J.T. ; RALPHS, T.K.: Noncommercial Software for Mixed-Integer Linear Programming / Department of Industrial and Systems Engineering, Lehigh University, Bethlehem, PA. 2004. – Forschungsbericht
- [35] LMS-IMAGINE: *AMESim Library Manual*, 2008
- [36] MATHWORKS: *Matlab/Simulink User Manual (Mathworks 2009)*, 2009
- [37] MELZER, F. ; HESSE, U. ; ROCKLAGE, G. ; SCHMITT, M.: Thermomanagement. In: *International Congress & Exposition*. Detroit, MI, USA, 1999
- [38] METACOMP-TECHN.: *Benutzerhandbuch zu CFD++ Version 6.5*, 2007
- [39] MITSCHKE, M. ; WALLENTOWITZ, H.: *Dynamik der Kraftfahrzeuge, 4. Auflage*. Springer Verlag, 2003
- [40] MÜLLER, H. ; TEUSCHL, G.: Hybridisation of a Vehicle. In: *5th International CTI-Symposium*. Berlin, Deutschland, 2006
- [41] MÄRZ, M. ; ECKARDT, B. ; SCHLETZ, A.: Mechatronische Integration von Hochleistungslektronik in Komponenten des Antriebsstrangs von Hybridfahrzeugen. In: *Neue elektrische Antriebskonzepte für Hybridfahrzeuge*. München, Austria, März 2007
- [42] NOWAKOWSKI, T.: *Simulation der Energieflüsse des TOYOTA Prius im Europäischen Fahrzyklus*. Master Thesis. 2006
- [43] O’KEEFE, M. ; BENNION, K.: A Comparison of Hybrid Electric Vehicle Power Electronics Cooling Options. In: *Vehicle Power and Propulsion Conference, 2007. IEEE*, 2007, S. 116–123
- [44] OPENCFD: *OpenFoam User Guide Version 1.6*, 2008
- [45] PATANKAR, S. V.: *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. Hemisphere Publishing Corp., 1980
- [46] PFAFFEROTT, T.: *Dynamische Simulation von CO₂-Kälteprozessen für mobile Anwendungen*, TU Hamburg-Harburg, Diss., 2004
- [47] PICHLER, P. ; ERJAWETZ, K.: 4x4 Hybridmodul mit elektrischer Vorderachse. In: *6. Grazer Allradkongress, Allrad zwischen Motorsport und Hybridantrieb*. Graz, Österreich, 2005

- [48] PICHLER, P. ; LINDERL, J. ; NIEDERLECHNER, G. ; SCHMIDHOFER, A. ; TEUSCHL, G. ; KRAMER, F. ; ERJAWETZ, K. ; MÜLLER, H. ; KUSSMANN, C.: Full Hybrid SUV mit elektrischem 4WD - praktische Ergebnisse. In: *28. Internationales Wiener Motoren-symposium*. Wien, Österreich, 2007
- [49] PUNTIGAM, W. ; BALIC, J. ; ALMBAUER, R. ; HAGER, J.: Transient Co-Simulation of Comprehensive Vehicle Models by Time Dependent Coupling. In: *SAE 2006 World Congress*. Detroit, MI, USA, 2006
- [50] PUNTIGAM, W. ; MARTIN, K.: Intelligent Experimental Investigation by Means of the V-Approach. In: *6th EUROSIM Congress on Modelling and Simulation*. Ljubljana, Slovenia, September 2007
- [51] REVÉREAU, P. ; GESSIER, B. ; CHANFREAU, M.: Intelligent vehicle system thermal management in a mild hybrid - diesel vehicle. In: *Vehicle Thermal Management Systems 6*. Brighton, Great Britain, 2006
- [52] RILL, G.: *Simulation von Kraftfahrzeugen*. Vieweg & Sohn Verlag, 1994
- [53] ROCKLAGE, G. ; VOGT, R. ; RIEHL, G.: Requirements on New Components for Future Cooling Systems. In: *Vehicle Thermal Management Systems Conference & Exposition*. Nashville, TN, USA, 2001
- [54] ROSENKRANZ, C. A. ; KÖHLER, U. ; LISKA, J-L: Mechatronische Integration von Hochleistungslektronik in Komponenten des Antriebsstrangs von Hybridfahrzeugen. In: *Neue elektrische Antriebskonzepte für Hybridfahrzeuge*. München, Austria, März 2007
- [55] SALAH, M. H. ; MITCHELL, T. H. ; WAGNER, J.T. ; DAWSON, D.M.: A Smart Multiple-Loop Automotive Cooling System-Model, Control, and Experimental Study. In: *Transactions on Mechatronics, vol. 15*, 2010
- [56] SCHMIDHOFER, A. ; STARZINGER, J. ; TEUSCHL, G. ; ZÖHRER, F. ; HARTMANN, V.: Mechatronische Integration von Hochleistungslektronik in Komponenten des Antriebsstrangs von Hybridfahrzeugen. In: *Powertrain Hybridisation of a Full-Size SUV - Development and Validation of a Multi-Functional E-4WD Traction Module*. München, Deutschland, März 2007
- [57] SCHMIDHOFER, A. ; ZÖHRER, F. ; STARZINGER, J. ; ERJAWETZ, K. ; TEUSCHL, G. ; HARTMANN, V. ; PRIX, D.: Antriebsstranghybridisierung eines Full Size SUV: Entwicklung und Validierung eines multifunktionellen E4WD Traktionsmoduls. In: *Neue elektrische Antriebskonzepte für Hybridfahrzeuge*. Renningen, Deutschland : Expert-Verlag, 2007
- [58] SETLUR, P. ; WAGNER, J. ; DAWSON, D. ; CHEN, J.: Nonlinear Controller for Automotive Thermal Management Systems. In: *2003 American Controls Conference, vol. 6*. Denver, CO, USA, June 2003, S. 4699–4704

-
- [59] SIMIC, D. ; GIULIANI, H. ; KRAL, C. ; PIRKER, F.: Simulation of conventional and hybrid vehicle including auxiliaries with respect to fuel consumption and exhaust emissions. In: *SAE 2006 World Congress*. Detroit, MI, USA, 2006
- [60] TEGETHOFF, W. ; CORREIA, C. ; KOSSEL, R. ; BODMANN, M. ; LEMKE, N. ; KÖHLER, J.: Co-Simulation und Sprach-Standardisierung am Beispiel des Wärmemanagements. In: *Wärmemanagement des Kraftfahrzeuges V*. Deutschland : Expert-Verlag, 2006
- [61] TESIS-DYNAWARE: *enDYNA Katalog*, 2007
- [62] TESIS-DYNAWARE: *veDYNA User Manual*, 2007
- [63] VDI: *VDI-Wärmeatlas, 10ed.* VDI-Verlag, 2005
- [64] WAGNER, J. ; SRINIVASAN, V. ; DAWSON, D.M. ; MAROTTA, E.E.: Smart Thermostat and Coolant Pump Control for Engine Thermal Management Systems. In: *SAE 2003 World Congress & Exhibition*. Detroit, MI, USA, 2003
- [65] WALLENTOWITZ, H. ; BIERMANN, J. ; BADY, R. ; RENNER, C.: Strukturvarianten von Hybridantrieben. In: *VDI-Tagung, Hybridantriebe*, 1999
- [66] WALTENBERGER, M.: *Simulation eines Hybridfahrzeuges - Modellerweiterung und Verifikation*. Master Thesis. 2008
- [67] WILLIAMS, H. P. (Hrsg.): *Model Building in Mathematical Programming*. John Willey and Sons, LTD, 1999
- [68] XU, Z. ; JOHNSON, J.H. ; CHIANG, E.C.: A Simulation Study of a Computer Controlled Cooling System for a Diesel Powered Track. In: *SAE Technigal Paper Nr. 841711*, 1984

Anhang A1: Parameter des Zustandsmodells

Parameter	Wert	Einheit
c_{pM}	435	J/kgK
M_M	18	kg
α_{W1_0}	100	W/m^2K
α_{W1_1}	2500	$1/s^2K$
A_{W1}	0.09	m^2
c_{pW}	3651	J/kgK
M_{W1}	2.1	kg
M_{W2}	0.5	kg
α_{W2_0}	949.3	W/m^2K
α_{W2_1}	2500	$1/s^2K$
A_{W2}	344.5	m^2
c_{pS}	920	J/kgK
c_{pA}	1015	J/kgK
α_{A_0}	103.9	W/m^2K
α_{A_1}	139.1	W/m^2K
a_1	0.2	kg/s
p_1	80	W
a_2	0.5	kg/s
p_2	150	W
c_{0_0}	0	kg/s
c_{1_0}	0.004	kg/m
\tilde{p}_0	0	W
c_{0_1}	0.326	kg/s
c_{1_1}	0.005	kg/km
\tilde{p}_1	250	W
c_{0_2}	0.5786	kg/s
c_{1_2}	0.0084	kg/m
\tilde{p}_2	550	W

Anhang A2: Matrizen für das Zustandsmodell

$$\mathbf{A}_0 = \begin{bmatrix} -\frac{1}{c_{pM}M_M}\alpha_{W10}A_{W1} & \frac{1}{c_{pM}M_M}\alpha_{W10}A_{W1} & 0 & 0 \\ \frac{1}{c_{pW}M_{W1}}\alpha_{W11}A_{W1} & -\frac{1}{c_{pW}M_{W1}}\alpha_{W10}A_{W1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{1}{c_{pW}M_{W2}}\alpha_{W20}A_{W2} & \frac{1}{c_{pW}M_{W2}}\alpha_{W20}A_{W2} \\ 0 & 0 & \frac{1}{c_{pS}M_S}\alpha_{W20}A_{W2} & -\frac{1}{c_{pS}M_S}(\alpha_{W20}A_{W2} + \alpha_{A0}A_A) \end{bmatrix} \quad (5.1)$$

$$\mathbf{A}_i = \begin{bmatrix} -\frac{1}{c_{pM}M_M}\alpha_{W11}A_{W1} & \frac{1}{c_{pM}M_M}\alpha_{W11}A_{W1} & 0 & 0 \\ \frac{1}{c_{pW}M_{W1}}\alpha_{W11}A_{W1} & -\frac{1}{c_{pW}M_{W1}}\alpha_{W10}A_{W1} - \frac{1}{M_{W1}} & \frac{1}{M_{W1}} & 0 \\ 0 & \frac{1}{M_{W2}} & -\frac{1}{c_{pW}M_{W2}}\alpha_{W21}A_{W2} - \frac{1}{M_{W2}} & \frac{1}{c_{pW}M_{W2}}\alpha_{W21}A_{W2} \\ 0 & 0 & \frac{1}{c_{pS}M_S}\alpha_{W21}A_{W2} & -\frac{1}{c_{pS}M_S}\alpha_{W21}A_{W2} \end{bmatrix} a_i \quad (5.2)$$

$$\mathbf{b}_0 = \begin{bmatrix} \frac{1}{c_{pM}M_M} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T \quad (5.4)$$

$$\mathbf{b}_1 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & \frac{1}{c_{pS}M_S}\alpha_{A0}A_A \end{bmatrix}^T \quad (5.5)$$

$$\mathbf{b}_{2,j} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & \frac{1}{c_{pS}M_S}\alpha_{A1}A_A c_{0j} \end{bmatrix}^T \quad (5.6)$$

$$\mathbf{b}_{3,j} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & \frac{1}{c_{pS}M_S}\alpha_{A1}A_A c_{1j} \end{bmatrix}^T \quad (5.7)$$