

2 Grundlagen und Stand der Technik

Im folgenden Kapitel werden die heutigen Standards thermischer Systeme im Bereich von Personenkraftwagen und deren Simulation aufgezeigt. Da die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen ausschließlich an Kraftfahrzeugen mit verbrennungsmotorischen Antrieben erfolgten, beziehen sich auch die aufgeführten Beispiele nur auf solche Antriebskonzepte. Zunächst wird auf die Wärmeerzeugung während des Betriebs von Kraftfahrzeugen eingegangen und die auftretenden Wärmeübertragungsmechanismen vorgestellt. Darauf folgend werden Teilsysteme und Komponenten beschrieben, deren Aufgabe es ist, Wärme abzuführen, zu speichern oder zu verteilen. Abschließend wird auf verschiedene Berechnungsverfahren eingegangen, die im Rahmen der Thermomanagemententwicklung zum Einsatz kommen.

2.1 Wärmeentstehungsmechanismen beim Betrieb von Kraftfahrzeugen

Während des Betriebs von Kraftfahrzeugen kommt es an mehreren Orten zu Energieumwandlungen, die sich auf Grund ihrer Entstehungsorte und –mechanismen in unterschiedliche Bereiche klassifizieren lassen. Den meisten Bereichen gemein ist, dass die Energieumwandlungen mit der Entstehung von Wärme einhergehen. Diese häufig als Verlustwärme bezeichnete thermische Energie wird an die am Prozess beteiligte Umgebung abgegeben. Im weiteren Verlauf dieser Arbeit ist mit dem Begriff „Verluste“ stets die Wärmeenergie gemeint, die dem Antrieb nicht mehr in mechanischer Form zur Verfügung steht. Nachfolgend werden die entlang der Leistungs- und Wirkungsgradkette vom Motor bis hin zum Reifen auftretenden mechanischen Verluste beschrieben.

2.1.1 Energieumwandlungen im Brennraum

Dem im Motor stattfindenden Verbrennungsprozess sind thermodynamische Grenzen gesetzt, die durch den Carnot-Prozess als Prozess des theoretisch maximalen Wirkungsgrads gegeben sind. Dieser sogenannte Wirkungsgrad des vollkommenen Prozesses η_v ist nur von der höchsten und niedrigsten Temperatur des Kreisprozesses abhängig. Um diesen Wirkungsgrad zu erreichen, müssten die Zustandsänderungen des Verbrennungsprozesses zum Teil adiabat, zum Teil reibungsfrei ablaufen, um die angeforderte Reversibilität zu erzielen. In der Rea-

lität treten bei der Umwandlung von chemisch gebundener Energie in thermische Energie aber immer irreversible Zustandsänderungen auf, die folglich zu niedrigeren Wirkungsgraden als im idealen Fall führen. Die Güte der Verbrennung η_G ist außerdem abhängig von geometrischen Größen, Einflüssen der Gemischbildung und auch der Kühlung. Näheres ist in [7], [8] und [9] nachzulesen.

Aus mechanischer Sicht tritt zwischen bewegten Komponenten Reibung auf, wodurch Reib-, bzw. Bremsmomente entstehen. Diese vom Motor aufzubringenden Momente können durch gezielte konstruktive Maßnahmen, wie z. B. optimierte Lager oder reibungsarme Werkstoffe minimiert werden [10], [11], [12]. Reibung führt immer auch zur Entstehung von Wärme. Daher muss ein Teil der Reibungswärme auch durch das Kühlsystem aufgenommen und an andere Fluidkreisläufe oder die Umgebung abgeführt werden. In Abbildung 2.1 ist schematisch dargestellt, welcher Anteil der im Kraftstoff gebundenen Energie auf Grund der beschriebenen Wirkungsgradkette an der Kurbelwelle zur Verfügung steht.

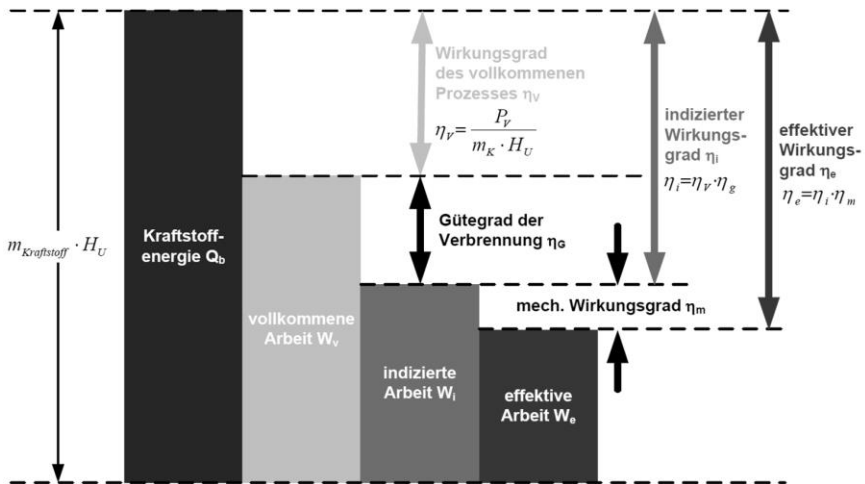


Abbildung 2.1: Wirkungsgradkette der Verbrennung in Kraftfahrzeugen [13], nach [14]

Die effektive Arbeit W_e , die ein Verbrennungsmotor leisten kann, berechnet sich nach Abbildung 2.1 zu

$$W_e = m_{\text{Kraftstoff}} * H_i * \eta_v * \eta_G * \eta_m \quad (2.1)$$

2.1.2 Mechanische Verlustleistungen im Triebstrang

Reibungsverluste treten nicht nur im Verbrennungsmotor, sondern im gesamten Triebstrang auf. An Stellen mechanischen Kontakts von relativ zueinander bewegten Bauteilen tritt Reibung auf, die sich mit dem Coulomb'schen Reibungsgesetz beschreiben lässt. Der Betrag der Reibungsverluste ist sowohl abhängig von der auf die Kontaktfläche wirkenden Kraft, als auch von der Dauer der Kontakte. Für den Betrieb im Kraftfahrzeug lassen sich diese Parameter mit Hilfe von Drehmoment und Drehzahl beschreiben. Eine weitere Größe, die die Reibungseigenschaften zweier Körper bestimmt, ist der Reibungskoeffizient, der einerseits von der Materialpaarung, als auch von der bestimmenden Temperatur abhängig ist. Die Verwendung von Schmierstoffen kann die Reibungsverluste signifikant verringern, jedoch ist dabei die Einhaltung von Temperaturgrenzen erforderlich. Die Reduzierung der Reibungsverlustleistung ist maßgeblich von der Zähigkeit des Schmierstoffs abhängig.

Im Triebstrang von Fahrzeugen werden zahlreiche Komponenten hauptsächlich rotatorisch bewegt. Motorinterne Komponenten, wie Kurbel- und Nockenwellen, sind in ständigem Kontakt mit Pleuel oder Nocken. Zwischen Zahnrädern im Triebstrang kommt es dagegen nur einmal pro Umdrehung zu einem Zahneingriff und damit zu Reibung. Die Triebstrangkomponenten mit der größten Wärmeentwicklung sind das Getriebe sowie das Achs- oder Verteilergetriebe. Diese sind in der Regel durch die Unterbodenströmung luftgeköhlt. Automatikgetriebe werden heute auch flüssigkeitsgeköhlt ausgeführt.

Ein Großteil der bisher beschriebenen Energieumwandlungsprozesse äußert sich insbesondere bei relativ zueinander bewegten Komponenten in der Entstehung von Wärme und daraus folgend in der Erhöhung von Bauteil-, oder Fluidtemperaturen. Andere Effekte, wie z. B. Ventilationsverluste drehender Komponenten (Felgen, Wellen, etc.), führen zu einer Erhöhung der Fahrwiderstände und nehmen daher nur indirekt Einfluss auf die Wärmeentstehung. Die Aufteilung aller Fahrwiderstände wird in [15] und [16] genauer untersucht.

2.2 Wärmeübertragungsmechanismen

Wärme ist eine physikalische Prozessgröße, die makroskopisch mit Hilfe der Thermodynamik beschrieben werden kann. Im Gegensatz zu kinetischer oder potenzieller Energie, ist Wärme keine Zustandsgröße, sondern eine Übertragungsform der Energie über Systemgrenzen. Wie Arbeit ist Wärme eine Prozessgröße. Energie kann nur durch Arbeit oder Wärme in ein System gelangen oder dieses verlassen (s. Abbildung 2.2).

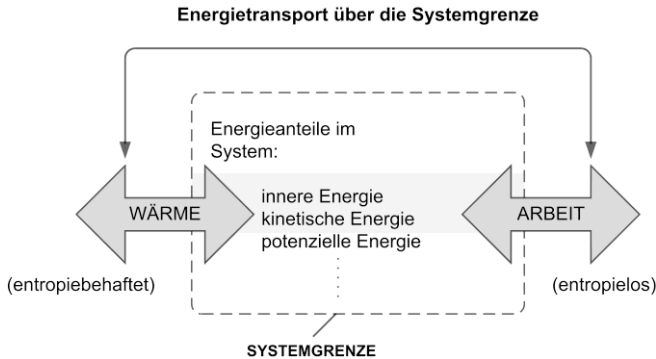


Abbildung 2.2: Wärme als Energietransport über die Grenzen eines (geschlossenen) Systems [17]

Bei einem Energietransport durch Wärme erfolgt die Übertragung auf Grund von Temperaturunterschieden vom System hoher Temperatur in das System niedriger Temperatur. Die Wärmeübertragung ist irreversibel und führt zu einer Erhöhung der Entropie im System. Wärmeübertrager haben die Aufgabe, Wärme von einem Medium auf ein anderes zu übertragen, ohne dass ein direkter Kontakt der Medien besteht. Je größer die Temperaturdifferenz zwischen den Medien, desto größer ist die Wärmemenge, die pro Zeiteinheit und Fläche transportiert werden kann [18].

Die Übertragung der im Betrieb von Kraftfahrzeugen anfallenden Wärme geschieht durch verschiedene physikalischer Prozesse, die im Folgenden kurz beschrieben werden. Wärmeleitung, konvektive Wärmeübertragung und Wärmestrahlung sind drei mögliche Formen der Wärmeübertragung, die in der Regel gemeinsam vorkommen. Auf Grund unterschiedlicher Gesetzmäßigkeiten sollen sie jedoch im Folgenden separat betrachtet werden. Eine detaillierte Betrachtung dieser Vorgänge erfolgt in [17], [19], [20].

Wärmeübertragung durch Wärmeleitung:

Wärmeleitung ist ein Energietransport infolge atomarer und molekularer Wechselwirkung auf Grund von Temperaturgradienten. Dabei erfolgt der Wärmetransport in Richtung abnehmender Temperatur mit der molekularen Wärmeleitfähigkeit λ . Wärmeleitung kann in allen Stoffen und in allen Aggregatzuständen erfolgen. Ein Beispiel für Wärmeleitung im Kraftfahrzeug ist die Erwärmung des Motorblocks, ausgehend von der Wärme im Brennraum. Schwierigkeiten bei der Bestimmung des Wärmestroms bereiten die unterschiedlichen Querschnitte im Inneren des Motorblocks und die Stoffeigenschaften, die z. B. durch verschiedene Legierungen in Block und Zylinderkopf variieren.

Der Wärmestrom $\dot{Q}$ durch den Querschnitt A in Richtung x wird mit Hilfe von Gleichung (2.2) beschrieben:

$$\dot{Q} = -\lambda * A * \frac{d\vartheta}{dx} \quad (2.2)$$

Wärmeübertragung durch Konvektion:

Als Konvektion wird die Übertragung von Wärme zwischen einem Festkörper und einem strömendem Fluid bezeichnet. Dabei wird wandnahes Fluid erwärmt und entlang der Strömungsrichtung transportiert. Innerhalb des Fluids treten Wärmeleitungseffekte auf, die zu einem Temperaturprofil senkrecht zur Strömungsrichtung führen. Der über die Wand einfließende Wärmestrom wird als innere Energie des Fluids stromabwärts transportiert. Konvektion ist demnach sowohl mit Energie- als auch mit Massentransport verbunden. Je nach Ursache des Massentransports lassen sich zwei Arten der Konvektion unterscheiden. Bei freier (oder natürlicher) Konvektion entsteht die Strömung durch Dichteunterschiede innerhalb des Fluids auf Grund gravimetrischer Effekte. Ein Beispiel hierfür ist die Erwärmung kalten Wassers in einem Topf auf einer Herdplatte. Bei erzwungener Konvektion liegt ein Massenstrom vor, der durch Druckunterschiede aufgeprägt ist. Vorzugsweise geschieht dies durch eine Pumpe oder ein Gebläse. Im Kraftfahrzeug stellt der Kühlkreislauf ein typisches Anwendungsbeispiel konvektiver Wärmeübertragung dar. Der durch die Wasserpumpe erzeugte Kühlmittelstrom nimmt im Wassermantel die Wandwärme aus dem Brennraum auf und transportiert diese zum Wärmetauscher, wo es durch den Fahrtwind erneut zu konvektiver Wärmeübertragung zwischen Kühlmittelkühler und Umgebungsluft kommt. Auch hier besteht die Schwierigkeit in der Bestimmung der wärmeübertragenden Flächen sowie des Wärmeübertragungskoeffizienten α . Der Wärmeübergang durch Konvektion wird mit Gleichung (2.3) formuliert.

$$\dot{Q} = \alpha * A * \Delta T \quad (2.3)$$

Wärmeübertragung durch Strahlung:

Anders als bei den bisher beschriebenen Formen der Wärmeübertragung ist die Übertragung durch Strahlung nicht stoffgebunden. Der Energieaustausch erfolgt über elektromagnetische Wellen. Der Energiestrom der dabei vom Körper abgegeben wird, hängt hauptsächlich von dessen Temperatur ab. Mit zunehmender Körpertemperatur nimmt auch der abgegebene Energiestrom zu.

Ein schwarzer Körper ist ein idealer Körper, der alles auf ihn treffende Licht vollständig absorbiert und emittiert. Dementsprechend besitzt ein schwarzer Körper das größtmögliche Strahlungspotential. Zum Vergleich emittiert ein technischer (nicht schwarzer) Körper bei gleicher Temperatur weniger Strahlung.

Dieses Verhältnis wird als Emissionsverhältnis ε bezeichnet. Nach dem Kirchhoffschen Gesetz entspricht das Emissionsverhältnis ε dem Absorptionsverhältnis. Vor Allem die Bestimmung des Emissionsverhältnisses stellt sich in der Praxis als aufwändig heraus. Für die Netto-Wärmeübertragung durch Strahlung eines Körpers in schwarzer Umgebung mit Emissionsverhältnis ε gilt Gleichung (2.4).

$$\dot{Q} = \varepsilon * \sigma * A * (\vartheta_K^4 - \vartheta_{amb}^4) \quad (2.4)$$

ϑ_K	:	Körpertemperatur in K
ϑ_{amb}	:	Umgebungstemperatur in K
A	:	Wärme abstrahlende Fläche in m ²
σ	:	Stefan-Boltzmann-Konstante in W/(m ² ·K ⁴)

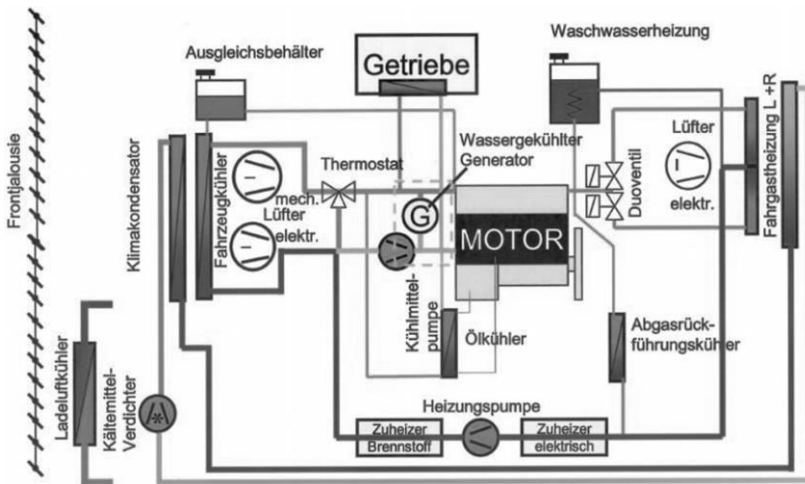
Im Kraftfahrzeug ist die Wärmeübertragung durch Strahlung typischerweise nur für thermisch hochbelastete Bauteile wie der Abgasanlage und der damit verbundenen Komponenten von Bedeutung. Insbesondere Turbolader erwärmen sich unter Last so sehr, dass die Wärme, die durch Strahlung an die Umgebung abgegeben wird, einen bedeutenden Anteil der Wärmeverluste des Gesamtsystems ausmacht.

2.3 Aufbau von Thermomanagementsystemen

Alle Komponenten, die dazu dienen, Wärme im Kraftfahrzeug zu verteilen, lassen sich in ihrer Gesamtheit als Thermomanagementsystem zusammenfassen. Dieses setzt sich in der Regel aus mehreren Teilsystemen – meist Fluidkreisläufen – zusammen, die untereinander vorzugsweise über Wärmetauscher verbunden sein können. Neben der Kühlung ist die Aufgabe des Thermomanagementsystems, Wärme bedarfsgerecht zu verwalten [21], [22].

Ein wichtiges Teilsystem stellt das Kühlsystem dar, das über die Brennraumwände einen Teil der Verbrennungswärme aufnimmt und über den Kühlmittelkühler im Frontend des Fahrzeugs an die Umgebungsluft abgibt. Diese Aufgabe muss aus Sicherheitsgründen zu jedem Zeitpunkt und für jeden Betriebszustand erfüllt werden. Die Versorgung des Innenraums mit Wärme ist eine weitere wichtige Aufgabe des Kühlsystems. Insbesondere im Winter spielt die Enteisung, bzw. Beschlagfreihaltung der Frontscheibe eine wichtige Rolle. Die gesetzlichen Anforderungen an das Aufwärmverhalten der Fahrerkabine sind in [23] aufgeführt. Nicht zuletzt aus Komfortgründen muss dem Fahrzeuginnenraum eine ausreichende Wärmemenge zur Verfügung gestellt werden.

Die Interaktion zwischen den einzelnen Teilkreisläufen stellt für das Thermomanagement eine besondere Herausforderung dar, die sich nur durch mehrere Steuergeräte abdecken lässt. Wünschenswert ist hier eine Aufteilung der Wärmeströme, bei der die Anforderungen hinsichtlich Sicherheit, Komfort und Wirtschaftlichkeit gleichermaßen gut erfüllt werden können. Abbildung 2.3 zeigt das Schema eines Kühlsystems, das über multiple Schnittstellen zwischen den einzelnen Teilkreisläufen verfügt.



Mehrere Wärmetauscher sorgen für den Wärmeaustausch zwischen Kühlkreislauf, Motor- und Getriebeölkreislauf sowie dem Innenraum. Auch die Interaktion mit der Kühlluft wird berücksichtigt, die sich sowohl auf den Kühlkreislauf („Fahrzeugkühler“), als auch auf die Motorfrischluft („Ladeluftkühler“) auswirkt. Über eine Frontjalousie, z. B. im Kühlergrill, lässt sich die Luftzufuhr zu den Wärmetauschern im Frontend beliebig regulieren und auch die konvektiv

an der Motoroberfläche abgeführte Wärme beeinflussen [25]. Letzteres ist insbesondere nach einem Kaltstart erwünscht, um die Warmlaufphase zu verkürzen. Nach dem Abstellen des Fahrzeugs kann durch diese Maßnahme auch die Wärmeabgabe an die Umgebung minimiert werden, um beim nächsten Fahrzeugstart eine höhere Starttemperatur zu erzielen. Der Vorteil, der sich aus einer erhöhten Starttemperatur ergibt, wurde in [26] und [27] ausführlich untersucht.

Die Entwicklung ganzer Thermomanagementsysteme läuft heute auf mehreren Ebenen ab. Während in [29] noch standardisierte Messverfahren im Mittelpunkt stehen, werden in [30] Simulationsmodelle mit Hilfe von Messdaten bedatet. Nicht zuletzt aus Zeit- und Kostengründen ist das Ziel, mit möglichst wenigen Messungen auszukommen und möglichst viele Parameterstudien durch die Simulation durchzuführen [31], [32].

Eine Möglichkeit, die Verbrennung mit Hilfe des Kühlsystems günstig zu beeinflussen, bietet die bedarfsgerechte Abkühlung der Abgasrückführung. Die Abgasrückführung wird vor Allem im Teillastbereich eingesetzt, um durch die Zumischung von bereits verbrannten, reaktionsträgen Abgasen zum Kraftstoff-Frischluf-Gemisch die Verbrennungstemperaturen zu senken. Dadurch wird speziell bei Dieselmotoren die Stickoxidkonzentration im Abgas signifikant verringert. Wird das Abgas durch einen Abgasrückführungskühler zusätzlich auf ein niedrigeres Temperaturniveau abgekühlt, wird die Prozessgeschwindigkeit der Verbrennung weiter verringert, was sich ebenfalls positiv auf die Reduzierung der Stickoxidproduktion auswirkt [7].

Kühlsysteme moderner Kraftfahrzeugmotoren werden ausschließlich mit einer sogenannten Zwangsumlaufkühlung ausgeführt. Das Kühlmittel wird mit Hilfe einer Pumpe durch den Kreislauf gefördert und kühlt den Motor durch erzwungene Konvektion. Neben der Zwangsumlaufkühlung war lange Zeit auch die reine Luftkühlung für Fahrzeugmotoren geläufig. Dem einfacher handhabbaren und günstigeren Herstellungsprozess luftgekühlter Motoren stehen jedoch Nachteile in der Wärme abgebenden Oberfläche gegenüber, die durch zusätzliche Kühlrippen ausgeglichen werden müssen. Ein weiterer Nachteil im Hinblick auf den Wärmehaushalt sind die durch Luftkühlung nur schwer zu beeinflussenden thermischen Spannungen innerhalb eines Bauteils. Daher sind luftgekühlte Motoren fast nur noch bei Motorrädern oder kleinen Zweitaktmotoren, z. B. für tragbare Gartenmaschinen, zu finden.

Die Thermosiphonkühlung als weitere Variante der Motorkühlung ist ebenfalls Gegenstand von Forschungsprojekten [33]. Der Kühleffekt wird hier durch freie Konvektion erzeugt. Im Kühlkreislauf werden Bereiche, die näher an den Brennraumwänden liegen, stärker erwärmt und nehmen dadurch eine höhere Temperatur an. Der Temperaturgradient führt zu Dichteunterschieden, die eine auftriebsinduzierte Strömung zur Folge haben. Vor allem wegen der schweren

Regelbarkeit der Kühlwirkung stellt die Thermosiphonkühlung jedoch keine echte Alternative zu konventionellen Kühlsystemen dar.

Die grundlegenden Komponenten, aus denen Thermomanagementsysteme aufgebaut sind, werden im Folgenden beschrieben und das verfügbare Optimierungspotenzial im Hinblick auf den verringerten Antriebsbedarf des Gesamtsystems analysiert.

2.3.1 Wasserpumpe und hydraulischer Kreislauf

Die Wasserpumpe ist das Antriebselement des Kühlkreislafs. Bei konventionell betriebenen Fahrzeugen wird die erforderliche Antriebsleistung entweder mechanisch über den Keilriemen übertragen oder von einer elektrischen Wasserpumpe bedarfsgerecht. Die zum Antrieb der Wasserpumpe benötigte Leistung P_{WP} lässt sich mit Gleichung (2.5) berechnen.

$$P_{WP} = (\Delta p_{Pumpe} * \dot{V}_{Kühlmittel}) * \eta_{hydr} + M_{Reib} * 2\pi * n_{Pumpe} \quad (2.5)$$

η_{hydr} : hydraulischer Wirkungsgrad der Pumpe

Der sich einstellende Volumenstrom ist von der Pumpendrehzahl n_{Pumpe} abhängig. Ein Beispiel für ein Pumpenkennfeld ist in Abbildung 2.4 dargestellt. Die Förderlinie der Pumpe sowie die Druckverlustlinie des Systems – in diesem Fall des Kühlkreislafs – bestimmen den sich einstellenden Volumenstrom. Optimierungsmaßnahmen zur Reduzierung der Pumpenantriebsleistung können nach Gl. (2.5) in eine hydraulische Optimierung im Zusammenspiel mit dem Fluidkreislauf und die Reduzierung der Reibleistung unterteilt werden.

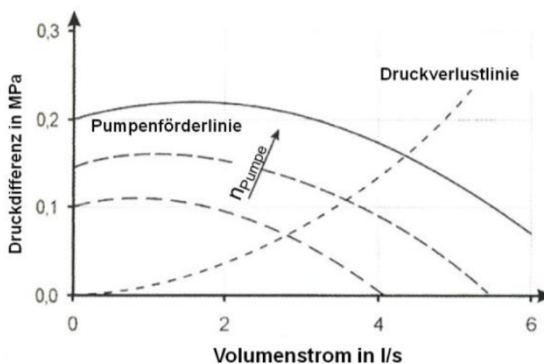


Abbildung 2.4: Vereinfachte Darstellung eines Pumpenkennfelds nach [34]

Die Optimierung des hydraulischen Systems ist eine komplexe Aufgabe, die von einer Vielzahl von Parametern abhängig ist. Die Anordnung und Anzahl der Kühlmittleitungen wird hauptsächlich von Bauraumverhältnissen im Motorraum beeinflusst. Die Minimierung des dabei entstehenden Druckverlusts durch Umlenkungen, Anschlussstücke oder Ventile wirkt sich direkt auf die erforderliche Antriebsleistung der Wasserpumpe aus.

Bei Verwendung elektrischer Wasserpumpen gelten dieselben Maßnahmen zur Reduzierung der Antriebsleistung wie für mechanisch angetriebene. Der Vorteil elektrisch betriebener Pumpen liegt darin, dass sie bedarfsgerecht eingesetzt werden können. So ist es vorteilhaft, während der Warmlaufphase keine Kühlmittelzirkulation zu erzeugen. Weiterhin kann der zur Abführung der überschüssigen Wärme erforderliche Volumenstrom gezielt eingestellt werden. Abbildung 2.5 zeigt die unterschiedlichen Volumenströme, die sich beim Betrieb einer mechanischen und einer elektrischen Wasserpumpe einstellen. Da die Wärmeübertragung des Kühlmittelkühlers mit steigendem Volumenstrom degressiv ansteigt, führt eine weitere Erhöhung des Volumenstroms ab einem gewissen Wert zu keiner nennenswerten Verbesserung der Kühlwirkung. Dieser Zustand ist in Abbildung 2.5 als „Sättigung“ bezeichnet. Die Auslegung einer elektrischen Wasserpumpe auf diesen Volumenstrom dient im oberen Drehzahlbereich der Verringerung der Antriebsleistung. Im niedrigen Drehzahlbereich kann bei Bedarf durch die elektrische Wasserpumpe ein höherer Volumenstrom gefördert werden, als dies durch eine mechanisch angetriebene Pumpe möglich ist (gestrichelte Fläche in Abbildung 2.5). Detaillierte Informationen zu schaltbaren Wasserpumpen sind in [35] erläutert.

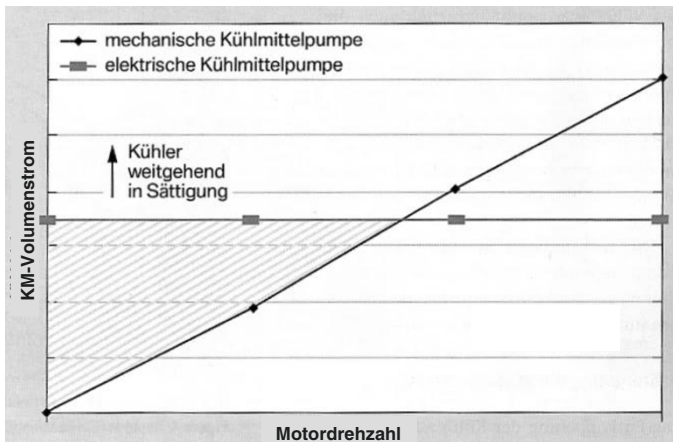


Abbildung 2.5: Drehzahlabhängige Fördercharakteristik von Wasserpumpen [36]

2.3.2 Thermostat

Der Thermostat ist eines der zentralen Elemente des Kühlkreislaufs. Die Hauptaufgabe dieser Komponente besteht darin, die Kühlmitteltemperatur unterhalb eines Grenzwerts zu halten. Beim Erreichen dieser Temperatur wird der Teilkreislauf über den Kühler geöffnet und das Kühlmittel wird durch die den Kühler durchströmende Luft gekühlt. Das erste Öffnen dieses Teilkreislaufs fördert jedoch auch noch nicht erwärmtes Kühlmittel aus dem Kühler in den Motor, was zu einem Unterschwingen des Temperaturverlaufs führen kann. Dies hat zur Folge, dass sich der Thermostat teilweise wieder schließt und gegebenenfalls erst nach mehreren Zirkulationszyklen eine stationäre Öffnungsposition einnimmt. Ein Beispiel für einen langen Einschwingvorgang zeigt Abbildung 2.6, die im Rahmen von Prüfstandsmessungen am IVK aufgezeichnet wurde. Der Temperaturverlauf zeigt die Kühlmitteltemperatur im Zylinderkopf. Dieses charakteristische Verhalten ist auf die Zusammensetzung des Wachselements im Thermostatgehäuse zurückzuführen. Durch die thermischen Eigenschaften der eingesetzten Wachse kann sowohl Einfluss auf die Öffnungstemperatur als auch auf das Ansprechverhalten bezüglich Temperaturänderungen genommen werden. Einen Überblick über die mit dem Thermostaten verbundene Regeltechnik gibt [37].



Abbildung 2.6: Einfluss des Öffnungsverhaltens des Thermostaten auf die Kühlmitteltemperatur

Eine Beheizungseinrichtung, mit deren Hilfe das Ventil unter Last zwangsgeöffnet werden kann stellt einen weiteren Freiheitsgrad heutiger Thermostate dar. Die erzwungene Öffnung ist in der Regel kennfeldgesteuert [38] und durch eine in das Wachselement integrierte Heizpatrone realisiert, die den Thermosta-

ten elektrisch beheizt und dadurch öffnet. Diese Ansteuerung ermöglicht das Abstimmen des Kühlsystems auf reibungsoptimierten Betrieb unter Teillast. Die Vorteile, die sich durch die Verwendung eines Kennfeldthermostaten ergeben, sind in [39] erläutert. Beispielhaft ist in Abbildung 2.7 ein Kennfeld für erzwungenen Kühlbetrieb bei hohen Lasten und Drehzahlen abgebildet.

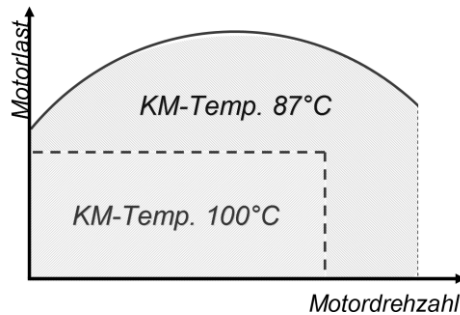


Abbildung 2.7: Beispiel für die betriebspunktabhängige Temperaturregelung mit einem Kennfeldthermostaten nach [40].

Neben Wachsthermostaten werden auch Dreh- und Ringschieberventile eingesetzt, die die jeweiligen Teilkreisläufe über Öffnungen entlang ihres Umfangs freigeben. Diese Ventile weisen in der Regel niedrigere Druckverluste als konventionelle Wachsthermostate auf. Drehschieberventile können darüber hinaus kompakt ausgeführt werden. Einen detaillierten Überblick über die verschiedenen Bauformen und deren Vor- und Nachteile gibt [41].

2.3.3 Wärmetauscher

Wärmetauscher stellen bei der Wärmeübertragung die Schnittstelle zwischen Kreisläufen dar. Je nach Ausführung der Antriebseinheit eines Kraftfahrzeugs können mehrere Wärmetauscher im Kühlsystem enthalten sein. Der Wärmetauscher mit der größten Wärmeübertragungsleistung ist in der Regel der Kühlmittelkühler (s. Abbildung 2.8 links). Kühlmittelkühler setzen sich aus der sogenannten Kühlermatrix, den Kühlrohren, Seitenteilen und Wasserkästen zusammen. Die Kühlermatrix vergrößert dabei die Wärme übertragende Fläche und wirkt gleichzeitig als Turbulenzgenerator zur Verbesserung des Wärmeübergangs. Eine Schnittdarstellung durch den Wasserkasten mit mechanisch gefügtem Ovalrohrsystem ist in Abbildung 2.8 rechts dargestellt. Im Wasserkasten können weitere Wärmeübertrager platziert werden, wie z. B. Motor- oder Getriebeölkühler. Ist eine höhere Kühlleistung für die Ölkühler erforderlich, können

diese selbst auch luftgekühlt ausgeführt sein und werden einzeln im Frontend des Fahrzeugs positioniert. Wärmetauscher können sich je nach verwendetem Einsatz stark in ihrer Ausführung unterscheiden. Die wichtigsten und in den später vorgestellten Versuchsträgern verbauten Arten, werden nachfolgend näher erläutert.

1 Wasserkasten

2 Dichtung

3 Kühlermatrix

4/5 Seitenteil

6 Getriebeölkühler

7 Ölkühler

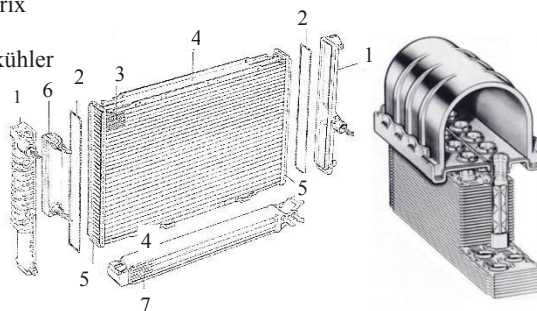


Abbildung 2.8: Aufbau eines Kühlmittelkühlers [42] und Schnittdarstellung des Wasserkastens [43]

Kühlmittelkühler müssen Wärmemengen in einer Größenordnung abführen, die der Betriebsleistung des Motors entspricht. Gerade im häufig genutzten Teillastbereich ist das System deswegen jedoch meist überdimensioniert. Durch intelligente Thermostate (vgl. Kap. 2.3.2) kann dies kompensiert werden, indem bei niedrigen Lasten und thermisch unkritischen Betriebspunkten eine höhere Kühlmitteltemperatur zugelassen wird.

Im Gegensatz zu Kühlmittelkühlern kommen Ölwärmetauscher häufig in sogenannter Stapelscheibenbauweise vor. Das entsprechende Öl kann dabei je nach Bedarf, bzw. Ausführung und Ventilschaltung von Kühlmittel gekühlt oder im Warmlauf erwärmt werden. Abbildung 2.9 zeigt im rechten Bildbereich einen solchen Wärmetauscher, wie er in einem der eingesetzten Versuchsfahrzeuge (vgl. Kap. 3.2.1) am Ölfiltermodul befestigt ist. In Zu- und Ablauf der Kühlmittel- und Ölkanaäle sind Messstellen für Temperatur und Druck angebracht. Die von Motorölkühlern zu übertragende Wärme liegt im Bereich von ca. 6 bis 50 kW. Im Motoröl können weitaus höhere Betriebstemperaturen auftreten, als im Kühlmittel. Maximale Kühlereintrittstemperaturen können bis zu 150 °C bei Volumenströmen von bis zu 60 l/min betragen. Getriebeöl erwärmt sich deutlich langsamer als Motoröl, deshalb werden Getriebeölkühler typischerweise mit Kühlleistungen von 5 bis 15 kW und Volumenströmen bis ca. 15 l/min betrieben.

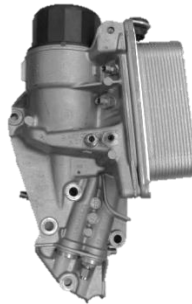


Abbildung 2.9: Öl-Kühlmittel-Wärmetauscher (rechts) mit Ölfiltermodul eines Mercedes-Benz C 350

2.3.4 Schmiersystem

Der Öl-, bzw. Schmierkreislauf ist ein wichtiger Baustein von Thermomanagementsystemen. Sowohl für den Motoröl-, als auch für den Getriebeölkreislauf besteht die Hauptaufgabe darin, Reibung zu minimieren und den dazu erforderlichen Schmierfilm über einen möglichst großen Temperaturbereich aufrechtzuerhalten. Daneben wird das Motoröl z. B. auch über Spritzkanäle zur gezielten Kühlung der Kolben verwendet oder über parallel zum Hauptölkanal angeordnete Bohrungen für Systeme zur Nockenwellenverstellung genutzt [40].

Aus hydraulischer Sicht besteht der wesentliche Unterschied zum Kühlkreislauf, dass es bei den Ölkreisläufen sowohl druckbeaufschlagte als auch drucklose Abschnitte gibt. Das durch die Pumpe über ein Netz an Kanälen zu den Schmierstellen geförderte Öl bildet an der Innenseite des Kurbel- oder Getriebegehäuses Rinnsale, wodurch das Öl zurück in den Sumpf gelangt. Dies erschwert einerseits die Bestimmung des Wärmestroms in den Ölkreislauf, andererseits stellt die Modellierung dieses Zustands auch eine Herausforderung an die Simulation des Schmiersystems dar, die meist mit Hilfe von Ersatzmodellen gelöst wird [44], [45].

Bei leistungsstarken Motoren kommen häufig Motorölkühler zum Einsatz, die kühlmittel- oder luftgekühlt ausgeführt sein können. Diese Kühler müssen deutlich höheren Betriebsdrücken standhalten als Kühlmittelkühler (ca. 6-10 bar). Des Weiteren werden Ölkühler stets mit Turbulenz erzeugenden Strukturen versehen, da der Wärmeübergang vom Öl an die Wandfläche deutlich geringer ist als beim Kühlmittel [43].

2.3.5 Lüfter

Der Lüfter stellt in Betriebsphasen starker Wärmeerzeugung oder niedriger Kühlwirkung durch den Fahrtwind eine ausreichende Motorkühlung sicher. Die Wärmeabfuhr im Kühlmittelkühler ist sowohl vom kühlmittelseitigen als auch vom luftseitigen Durchsatz abhängig. In Situationen, in denen einer der beiden Ströme zu niedrig ist, um im System eine maximal zulässige Grenztemperatur einzuhalten, wird ab dem Überschreiten dieser Temperatur der Kühlluftmassenstrom durch den Lüfter erhöht. Dieser wird solange aufrechterhalten, bis die Kühlmitteltemperatur einen Sollwert unterschreitet. In der Regel ist das beschriebene Hystereseverhalten mehrstufig ausgelegt, so dass der Lüfter nicht sofort mit der höchstmöglichen Drehzahl betrieben wird. Typische Betriebszustände, die den Einsatz des Lüfters erfordern, sind die Bergfahrt mit Anhänger, der Leerlaufbetrieb, der häufig im Stadtverkehr auftritt, sowie die Fahrt bei hohen Außentemperaturen oder nahe der Maximalgeschwindigkeit. Abhängig von der Betriebsdrehzahl und dem Durchmesser weist ein permanent laufender Lüfter eines Pkw eine maximale elektrische Leistungsaufnahme von ca. 1 kW auf [46].

Lüfter des Kühlsystems werden beinahe ausschließlich elektrisch angetrieben. Die Vorteile gegenüber dem mechanischen Antrieb liegen in der höheren verfügbaren Motorleistung und der Lärminderung während der Abschaltphasen sowie kürzere Warmlaufphasen, da die Kühlung nicht betriebswarmer Komponenten einen Verbrauchsnachteil bewirkt. Zudem kann in der Nachheizphase ein Überhitzen des Motorraums verhindert werden

2.4 Grundlagen für die numerische Simulation von Thermomanagementsystemen

Seit der Einführung der Computertechnik in den automobilen Entwicklungsprozess kommen Simulationsmethoden in nahezu allen Bereichen zum Einsatz. Von CAD-Methoden in der Konstruktion bis hin zur Berechnung der Fahrzeugum- und -durchströmung sind Berechnungsmethoden heute nicht mehr aus der Produktentwicklung und -optimierung wegzudenken. Im Bereich des Fahrzeugthermomanagements finden hauptsächlich 0D- und 1D-Simulationsmethoden Verwendung [45], [47], [48]. Unter 0D-Methoden versteht man dabei Simulationstools, die explizite Gleichungen analytisch oder numerisch lösen und auf diese Weise z. B. der Bestimmung des Motorbetriebspunkts dienen.

Bei der Berechnung von Kühl- und Schmierkreisläufen werden nahezu ausschließlich eindimensionale Tools verwendet. Gegenüber 3D-Simulationen bieten sie den Vorteil kurzer Simulationszeiten bei ausreichender Informationsgüte

der Ergebnisse von Berechnungen des Gesamtsystems. Aussagen über lokale, kritische Temperaturen oder Drücke sind wiederum nur mit einem erheblichen Mehraufwand in der Modellerstellung möglich [49]. Weitere Bestrebungen gehen dahin, Auswirkungen der Wärmeerzeugung und -abfuhr auf bestimmte Bauteile lokal mit Hilfe zeit- und kostenintensiver Co-Simulationen zwischen 1D- und 3D-Tools zu untersuchen [50], [51], oder Phänomene, wie die natürliche Konvektion im Motorraum während der Nachheizphase durch kombinierte Strömungs- und Temperatursolver, zu erfassen [52]. Da im Rahmen dieser Arbeit nur eindimensionale Simulationstools Anwendung finden, werden die der 1D-Simulation zugrunde liegenden physikalischen Zusammenhänge im Folgenden soweit erläutert, wie es zum Verständnis der Arbeit notwendig ist.

Mit Hilfe eindimensionaler Simulation lassen sich sowohl Flüssigkeitskreisläufe als auch Luftströmungen berechnen. Beiden Betrachtungen gemein ist die Darstellung der Fluidsysteme durch Rohrleitungselemente, die entweder, im Falle der luftseitigen Motorraumdurchströmung, offen aneinandergereiht werden oder, im Falle von Kühlkreisläufen, ein geschlossenes Netzwerk bilden. In den einzelnen Elementen lässt sich die Strömung auf Grundlage der Stromfadentheorie beschreiben und können Einzelgrößen, wie z. B. Teilvolumenströme, im gesamten Netz berechnet werden. Basis der Berechnungen stellt dabei einerseits eine um Verlustglieder und Druckquellen erweiterte Form der Bernoulli-Gleichung (Gl. (2.6)) dar sowie die Berücksichtigung der Massenerhaltung durch die Kontinuitätsgleichung, s. Gl. (2.7).

$$\frac{\rho}{2} v_1^2 + p_1 + \rho_1 g H_1 + \Delta p_{\text{Pumpe}} = \frac{\rho}{2} v_2^2 + p_2 + \rho_2 g H_2 + \Delta p_{\text{Verluste}} \quad (2.6)$$

$$Q_1 \cdot v_1 \cdot A_1 = Q_2 \cdot v_2 \cdot A_2 \quad (2.7)$$

Gleichung 2.6 stellt in dieser Schreibweise eine druckbasierte Energiebilanz dar. Der energetische Zustand an einem Punkt setzt sich aus einem kinetischen, statischen und geodätischen Anteil zusammen. Energieeinträge können im Fall eines Kühlkreislaufts auf die Druckdifferenz durch die Wasserpumpe beschränkt werden; entlang des Strömungspaths auftretende Verluste werden im Druckverlustterm zusammengefasst.

Eine Vereinfachung, die bei der Anwendung von Gl. (2.6) in Kauf genommen wird, ist die Vernachlässigung von Änderungen der Strömungsgrößen quer zur Hauptströmungsrichtung. Diese Einschränkung ist im relevanten Fall der Rohr- und Schlauchströmungen hinnehmbar. Bezüglich der luftseitigen Motorraumdurchströmung stellt dies vor allem stromabwärts des Kühlpakets eine starke Vereinfachung dar. Verzweigungen und Zusammenführungen der Strömung werden mit der Maschen- und Knotenregel berechnet, ähnlich wie in der Elektrotechnik Spannung und Stromstärke einzelner Zweige des Stromkreises.

Während in Flüssigkeitskreisläufen die Druckverluste einzelner Komponenten entweder gemessen werden können oder bereits in Datenbanken vorliegen, müssen diese Werte auf der Luftseite häufig abgeschätzt werden. Dies betrifft insbesondere den Bereich der Motorumströmung nach dem Kühlpaket und bei Fahrzeugen mit Standardantrieb die Strömung durch den Getriebetunnel. Lediglich Druckverluste bei der Durchströmung von Wärmetauschern können messtechnisch bestimmt werden. Liegen die gesuchten Volumenströme für jeden Abschnitt vor, so kann mit einem Wärmetauscherkennfeld die Wärmeübertragung bestimmt werden.

Die in Gl. (2.7) dargestellte Kontinuitätsgleichung beschreibt die Massenerhaltung in einem Kontinuum. Diese besagt, dass die Summe der pro Zeiteinheit in ein Volumenelement ein- und ausfließenden Massen gleich der Änderung der Masse des Volumens pro Zeiteinheit entspricht. Bei eindimensionalen, stationären Strömungsbedingungen vereinfacht sich die Massenerhaltung auf die aufgeführte Schreibweise. D. h., die zeitliche Änderung der Masse im Kontrollvolumen ist gleich Null und es fließt folglich stets so viel Masse pro Zeiteinheit ein wie ausfließt.

Für die Betrachtung von Wärmeübertragungsmechanismen muss ein hydraulisches Netzwerk zuvor validiert worden sein. Erst dann können sowohl Wärmeübergänge an Wärmetauschern bzw. Kühlern berücksichtigt werden als auch der konvektive Wärmetransport innerhalb eines Mediums entlang eines Stromfadens. Während für den erstgenannten Fall Kennfelder aus Messdaten vorliegen, dienen zur Bestimmung der Konvektion (z. B. innerhalb des Kühlkreislaufs) Ansätze, die auf der Ähnlichkeitstheorie basieren. Der Wärmeübertragungskoeffizient α wird dabei mit Hilfe der Nusseltzahl Nu bestimmt. Diese beschreibt das Verhältnis von konvektiver zu konduktiver Wärmeübertragung und wird mit speziellen, auf das jeweilige physikalische System passenden Korrelationen phänomenologisch bestimmt. In weiten Bereichen der Rohrströmung hat sich eine Korrelation nach Gl. (2.8) als zielführend erwiesen. Die Faktoren und Exponenten in dieser Gleichung sind abhängig vom Anwendungsfall (z. B. Aufheizen, Nachheizen, etc.) und sind im Rahmen der in dieser Arbeit vorgestellten Simulationen nicht geändert worden.

$$Nu = 0,023 * Re^{0,8} * Pr^{0,4} \quad (2.8)$$

Mit Gl. (2.9) wird der Wärmeübertragungskoeffizient α bestimmt und daraus folgend die übertragene Wärmeleistung gemäß Gl. (2.3).

$$\alpha = \frac{Nu * \lambda}{L} \quad (2.9)$$

Aus Gründen der besseren Vergleichbarkeit werden häufig auch Kennfelder von Wärmeübertragern dimensionslos dargestellt und die Nusseltzahl in Abhängigkeit der Reynoldszahlen der beteiligten Fluide aufgetragen.

Thermische Bauteilträgheiten werden bei allen eindimensionalen Simulationstools mit Hilfe von konzentrierten Massenpunkten modelliert, die untereinander durch Wärmeleitungselemente verbunden sind. Entsprechend der Materialien müssen Wärmeleitkoeffizienten und spezifische Wärmekapazitäten bekannt sein ebenso wie die Massen der Bauteile.

Ein gängiger Kompromiss, der im Zuge der Simulation und Modellbildung auftritt, ist der zwischen Detailtreue und Rechenzeit. Während im Bereich der eindimensionalen Simulation v. a. stationäre Betriebspunkte innerhalb weniger Sekunden hydraulisch und thermisch bestimmt werden können, stellen insbesondere Fahrzyklen mit stark instationärem Geschwindigkeitsprofil eine Herausforderung für die Löser der Softwarecodes dar. Rechenzeiten im Bereich der Realzeit, in der Regel jedoch schneller, sind heute normal. Je nach Abstimmung oder Komplexität des Kreislaufs können sich diese jedoch um ein Vielfaches verlängern.

Der Charme der kurzen Simulationszeiten führt dazu, dass 1D-Simulationen schon früh im Entwicklungsstadium eingesetzt werden können. Zu diesem Zeitpunkt liegen meist noch keine oder nur wenig verlässliche Mess- oder Versuchsdaten vor, weshalb häufig Werte verwendet werden müssen, die zum Teil sehr große Unsicherheiten enthalten. Dies können Erfahrungswerte sein, oder, als Basis für Weiterentwicklungen, die Messdaten eines zuvor verwendeten, bekannten Bauteils. Diese Unsicherheiten können nur solange in Kauf genommen werden, wie der Einfluss des betreffenden Parameters und somit die Ungenauigkeit des Ergebnisses bekannt ist. In den Kapiteln 5 ff. werden hierzu Parametervariationen vorgestellt und deren Ergebnisse diskutiert.

Ein Beitrag zur Modellierungsgenauigkeit im Bereich
eindimensionaler Simulation von Pkw-Kühlsystemen

Stegmann, B.

2016, XXV, 109 S. 65 Abb., 14 Abb. in Farbe., Softcover

ISBN: 978-3-658-14050-2