Masterarbeit

Zur Erlangung des akademischen Grades
Master of Science (M.Sc.)

Experimentelle Untersuchungen zum Thermomanagement von Traktionsbatterien durch den Einsatz einer Paraffin/Wasser Dispersion

Hochschule	**Ruhr-Universität** Bochum
im Studiengang	Maschinenbau
Fachrichtung	Energie- und Verfahrenstechnik
vorgelegt von	Michael Klenke
Matrikelnummer	108012254408
vorgelegt am	12.05.2015
Erstprüfer	Prof. Dr.-Ing. Christian Doetsch
Zweitprüfer	Prof. Dr.-Ing. Eckhard Weidner
Betreuung	Dipl.-Ing. Tobias Kappels

Fraunhofer UMSICHT
Fraunhofer Institut für Umwelt-, Sicherheits- und Energietechnik

THERMODYNAMIK
Lehrstuhl für Thermodynamik

Eidesstattliche Erklärung

Ich versichere, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig und ohne Benutzung anderer als der im Literaturverzeichnis angegebenen Quellen und Hilfsmittel angefertigt habe.

Die wörtlich oder inhaltlich im Literaturverzeichnis aufgeführten Quellen und Hilfsmittel sind in der Arbeit als Zitat bzw. Paraphrase kenntlich gemacht.

Diese Masterarbeit ist noch nicht veröffentlicht worden. Sie ist somit weder anderen Interessenten zugänglich gemacht noch einer anderen Prüfungsbehörde vorgelegt worden.

Name, Vorname Ort ,Datum, Unterschrift

„Nur wenige wissen, wie viel man wissen muss,
um zu wissen, wie wenig man weiß.“

Werner Heisenberg

Danksagung

Bedanken möchte ich mich an dieser Stelle bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Christian Doetsch sowie bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Eckhard Weidner für die Übernahme der Erst- und Zweitprüfung dieser Arbeit.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Dipl.-Ing. Tobias Kappels, der mich als Betreuer am Fraunhofer UMSICHT jederzeit hilfreich unterstützt hat. Ebenso möchte ich mich bei Herrn Dr.-Ing. Clemens Pollerberg und Herrn Dr.-Ing. Lucian Hanu für die förderlichen Diskussionen und den produktiven Informationsaustausch bedanken. Außerdem möchte ich der Abteilung Elektrochemische Speicher, namentlich Dipl.-Ing. Lukas Kopietz, Dipl.-Ing. Sascha Berthold und Dipl.-Ing. Thorsten Seipp, für die gute Zusammenarbeit und die Bereitstellung der Labormittel danken.

Nicht zuletzt möchte ich mich von Herzen bei meiner Familie und meinen Freunden bedanken, die mich während meines Studiums stets unterstützt und motiviert haben. Dankbar bin ich vor allem meinen Eltern, die einen großen Anteil daran haben, dass ich mein Studium in dieser Form durchführen konnte.

Descriptive Abstract

In the scope of the work at Fraunhofer Institute UMSICHT, a concept for tempering an electric vehicle battery was investigated experimentally. Therein the phase transition of a paraffin/water dispersion is used as a thermal storage fluid. The aim of the research is to examine, to what extent this concept is suitable for the applied use in electric vehicles. For the purpose of simulating the thermal load, a prototype with previously defined flow condition for air cooling and driving cycles was impigned. By comparison with other fluids, the suitability of the paraffin/water dispersion was studied for heat transfer as well as thermal storage material. The influence of the thermal load, the flow rate and the behavior of the respective fluids, was examined for the tempering concept. In addition, pressure loss of the air cooling and the heat transfer coefficients are determined. The final evaluation of the measurement results show, that the tempering concept meet the requirements of the practical application.

Kurzfassung

Im Rahmen dieser Arbeit wird ein von der Fraunhofer-Gesellschaft entwickeltes Konzept zur Temperierung von Traktionsbatterien experimentell untersucht. Darin wird der Phasenwechsel einer Paraffin/Wasser-Dispersion als Wärmespeicherfluid genutzt. In dieser Untersuchung soll geklärt werden, inwiefern sich dieses Konzept für den anwendungsnahen Einsatz in Elektrofahrzeugen eignet. Zu diesem Zweck wird ein Prototyp mit zuvor definierten Strömungsbedingungen zur Luftkühlung und Fahrzyklen, zur Simulation thermischer Lasten, beaufschlagt. Über einen Vergleich mit anderen Fluiden wird die Eignung der Paraffin/Wasser-Dispersion als Speicher- und Wärmetransportmaterial geprüft. Es wird der Einfluss der Wärmelast, der Strömungsgeschwindigkeit und das Verhalten der jeweiligen Fluide auf das Temperierungskonzept untersucht. Zusätzlich werden Druckverluste der Luftkühlung und Wärmeübergangskoeffizienten bestimmt. In der abschließenden Bewertung der Messergebnisse wird festgestellt, dass das Temperierungskonzept den gestellten Anforderungen auch in der praktischen Erprobung genügt.

Inhaltsverzeichnis

Descriptive Abstract I
Kurzfassung I
Abbildungsverzeichnis IV
Tabellenverzeichnis VII
Nomenklatur VIII
Abkürzungsverzeichnis IX

1 Einleitung und Motivation 1
2 Theoretische Grundlagen 2
2.1 Batterietechnik 2
2.2 Paraffin als Wärmespeicher 4
2.3 Strömungsklassierung 6
2.4 Druckverluste in hydraulischen Systemen 9
2.5 Wärmeübertragung 13
2.5.1 Stationäre Wärmeleitung durch eine ebene Wand 14
2.5.2 Konvektiver Wärmeübergang einer Oberfläche 14
2.5.1 Erzwungene Konvektion an einer ebenen Wand 16
2.5.2 Wärmeübertragung bei quer angeströmten Rippen 16
2.6 Leistungsberechnung hydraulischer Strömungsmaschinen 17
3 Versuchsaufbau und Versuchsplanung 19
3.1 Funktionsweise und Aufbau des Temperierungskonzeptes 19
3.2 Aufbau des Versuchsstandes 23
3.2.1 Festlegung der Messstellen und Messgrößen 28
3.2.2 Sensorik 31
3.2.3 Strömungskanal und Volumenstrom 34
3.2.4 Auslegung der Strömungsmaschine 36
3.2.5 Blockvolumina 38
3.2.6 Füllfluide 39
3.2.7 Datenerfassung und Verarbeitung 44
3.2.8 Überprüfung der Messlogik 45

3.3 Leistungsberechnung und Entladezeiten 48
3.4 Auslegung der dynamischen Lastzyklen 52
3.4.1 Elektrofahrzeug-Zyklus 52
3.4.2 Alternierender Belastungs-Zyklus 54
3.5 Festlegung der Messreihen 55
3.6 Kontrollmessung der Hülsentemperatur 59
4 Ergebnisse 61
4.1 Druckverluste 61
4.2 Ergebnisse der thermodynamischen Untersuchung 61
4.2.1 Allgemeiner Temperaturverlauf einer Messreihe 61
4.2.1 Thermisches Verhalten der verschiedenen Fluide 63
4.2.2 Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit 66
4.2.1 Einfluss der Wärmeleistung 69
4.2.2 Ergebnisse des Elektrofahrzeug-Zyklus 71
4.2.3 Ergebnisse des alternierenden Belastungs-Zyklus 73
4.2.4 Vertikale Temperaturverteilung 74
5 Auswertung und Diskussion 77
5.1 Auswertung der Druckverluste 77
5.2 Auswertung der thermodynamischen Untersuchung 78
5.2.1 Erkenntnisse der thermodynamischen Untersuchung 78
5.2.2 Validierung des Berechnungsmodells 82
5.2.1 Wärmeübergangskoeffizienten 83
5.3 Fehlerbetrachtung 86
5.4 Konstruktive Verbesserungsvorschläge 90
6 Zusammenfassung und Ausblick 91
Literaturverzeichnis 94
Bildquellenverzeichnis 96
Anhang 98

Abbildungsverzeichnis

Abb. 2-1 *Temperaturverlauf sensibler und latenter Wärme [MEH]* *5*

Abb. 2-2 *Phasenübergang [ISE]* *6*

Abb. 2-3 *Visko -elastisches Verhalten der Fluide [HAK]* *6*

Abb. 2-4 *Laminare und turbulente Strömungsform einer Rohrströmung [DOB]* *8*

Abb. 2-5 *Korrekturfaktoren für rechteckige Querschnitte [WAG]* *10*

Abb. 2-6 *Nikuradse-Diagramm [GHE]* *10*

Abb. 2-7 *Druckverteilung bei geraden Stromlinien* *11*

Abb. 2-8 *Messen des statischen Druckes[BÖS]* *12*

Abb. 2-9 *Messen des Gesamtdruckes [BÖS]* *12*

Abb. 2-10 *Dynamischer Druck* *12*

Abb. 2-11 *Wärmeleitung durch eine ebene Wand [FIE]* *14*

Abb. 2-12 *Konvektive Wärmeübertragung an einer Oberfläche [FIE]* *15*

Abb. 2-13 *Wärmeübergang einer Rippe [KAB]* *17*

Abb. 2-14 *Geschwindigkeitsdreiecke einer radialen Schaufelgeometrie [COU]* *18*

Abb. 3-1 *Aufbau eines Batteriemoduls [ILT]* *20*

Abb. 3-2 *Wärmeübergänge und Transportprozesse innerhalb des Prototypen* *21*

Abb. 3-3 *Prototyp (ohne Deckel)* *22*

Abb. 3-4 *Prototyp; Strinseite mit Strömungskanal* *22*

Abb. 3-5 *Vollständiger Verusuchsaufbau* *23*

Abb. 3-6 *Schematische Darstellung des Versuchaufbaus (Draufsicht)* *23*

Abb. 3-7 *Windkanalbauarten [MAG]* *24*

Abb. 3-8 *Gebläse, Wärmetauscher, Düse* *25*

Abb. 3-9 *Gebläse mit Potentiometer* *25*

Abb. 3-10 *Einlauflänge mit Strömungsgleichrichter* *25*

Abb. 3-11 *Prototyp im Versuchsaufbau* *26*

Abb. 3-12 *Diffusor mit Austrittsrohr* *27*

Abb. 3-13 *Hitzdrahtanemometer* *27*

Abb. 3-14 *Reihendarstellung und Blockbelegung (Draufsicht)* *28*

Abb. 3-15 *Messstellen innerhalb der Systemgrenze des Prototypen* *29*

Abb. 3-16 *Bürette nach DIN EN ISO 385* *33*

Abb. 3-17 *Druckabnahme P02 mit Anschlussleitung* *33*

Abb. 3-18 *Kennfelder ausgewählter Strömungsmaschinen [EBM]* *36*

Abb. 3-19 *Kennfeld Radialgebläse G1G108-AB17-02 [EBM]* *37*

Abb. 3-20 *Unterkonstruktion des Prototypen* *38*

Abb. 3-21 *Kontaktierung eines Blockes* *38*

Abb. 3-22 *DSC Messung PCS30 [UMS]* *41*

Abb. 3-23 *DSC Messung PCS40[UMS]* *42*

Abb. 3-24 *DSC Messung Parafol 18-97 (PCM) [UMS]* *43*

Abb. 3-25 *Datenerfassung durch LabVIEW* *45*

Abb. 3-26 *Elektrofahrzeug-Zyklus (Geschwindigkeit, Leistung, Stromstärken)* *53*

Abb. 3-27 *Kennlinie des Belastungs-Zyklus* *55*

Abb. 3-28 *Versuchsaufbau zur Ermittlung der Hülsentemperatur* *60*

Abb. 4-1 *Gemessene Druckverluste der jeweiligen Strömungsgeschwindigkeiten* *61*

Abb. 4-2 *Temperaturverläufe t01 bis t10 bei PCS30 Befüllung und statischer Belastung (100% P_{el})* *62*

Abb. 4-3 *Temperaturverläufe der verschiedenen Fluide unter statischer Belastung (100% P_{el})* *63*

Abb. 4-4 *Temperaturverläufe der Fluide unter statischer Belastung (80% P_{el})* *65*

Abb. 4-5 *Temperaturverläufe der Hülsenoberfläche und des PCM* *65*

Abb. 4-6 *Differenz der gemessenen Temperaturen* *66*

Abb. 4-7 *Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit* *67*

Abb. 4-8 *Aufheizraten in Abhängigkeit der Strömungsgeschwindigkeit* *67*

Abb.4-9 *Stationäre Temperaturen in Abhängigkeit der Strömungsgeschwindigkeit* *68*

Abb. 4-10 *Linearer Zusammenhang aus* **Gl. 4-1** *68*

Abb. 4-11 *Stationäre Temperaturen in Abhängigkeit der Strömungsgeschwindigkeit (PCS30)* *69*

Abb. 4-12 *Stationäre Temperaturen in Abhängigkeit der Leistung* *69*

Abb. 4-13 *Linearer Zusammenhang aus* **Gl.5-2** ; (für alle Fluide) *69*

Abb. 4-14 *Stationäre Temperaturen zum jeweiligen Entladezeitpunkt* *70*

Abb. 4-15 *Ergebnisse des ADAC-Zyklus (w6.5; t20°C)* *71*

Abb. 4-16 *Ergebnisse des ADAC-Zyklus (w6.5; t25°C)* *71*

Abb. 4-17 *Ergebnisse des NEFZ-Zyklus (w6.5; t20°C)* *72*

Abb. 4-18 *Ergebnisse des NEFZ-Zyklus (w6.5; t25°C)* *72*

Abb. 4-19 *Gemessene Temperaturen der Fluide gegen Ende der Zyklen ($Block_{III}$)* *73*

Abb. 4-20 *Temperaturverläufe im Belastungs-Zyklus* *73*

Abb. 4-21 *Fluidtemperaturen in $Block_{III}$ (t 08) ausgewähter Zeitpunkte* *73*

Abb. 4-22 *Vertikale Temperaturverteilung der Blöcke I bis IV* *75*

Abb. 5-1 *Physikalisches Modell der Druckverluste im Vergleich der empirischen Druckverluste* *78*

Abb. 5-2 *Schematisierte Wärmeströme im Blockinneren* *81*

Abb. 5-3 *Gemessene und simulierte Temperaturverläufe (ADAC-Zyklus 20 °C)* *82*

Abb. 5-4 *Gemessene und simulierte Temperaturverläufe (ADAC-Zyklus 25 °C)* *83*

Abb. 5-5 *Bestimmen der Wärmeübergangskoeffizienten α_{III}* *84*

Abb. 5-6 *α_{III} Werte als Funktion der Strömungsgeschwindigkeit* *86*

Abb. 5-7 *Thermographieaufnahme der Hülsen v.l.n.r. $Block_{I, II, III, IV}$* *89*

Abb. 5-8 *Wärmebildaufnahme der Zelle Panasonic-UR18650E Lithium-Ion [Bürk]* *89*

Abb. 5-9 *Konstruktionsvorschlag einer verbesserten Ausnutzung der Schmelzenthalpie (Draufsicht,skizziert)* ... *90*

Tabellenverzeichnis

Tab. 2-1: Einteilung thermischer Wärmespeicher *4*

Tab. 2-2: Berechnung der Rohrreibungszahl *11*

Tab. 3-1: Messgrößen des Versuchsaufbaus *29*

Tab. 3-2: Faktoren des Ausgleichspolynoms *31*

Tab. 3-3: Messungenauigkeiten bei der Erfassung der Laborbedingungen *34*

Tab. 3-4: Blockvolumina *38*

Tab. 3-5: Stoffwerte der eingesetzten Füllfluide *39*

Tab. 3-6: Randbedingungen der Traktionsbatterie *49*

Tab. 3-7: Leistungsorientierte Entladedauer *52*

Tab. 3-8: Leistungsverlauf des Alternierenden Belastungs-Zyklus *55*

Tab. 3-9: Zeitpunkte der Temperaturerfassung *59*

Tab. 3-10: Kriterien der Aufheizraten *59*

Tab. 4-1: Stationäre Temperaturen *70*

Tab. 5-1: Vorgaben des Berechnungsmodells *82*

Tab. 5-2: Werte zur Bestimmung der Wärmeübergangskoeffizienten *84*

Tab. 5-3: Wärmeübergangskoeffizienten α_{III} *86*

Tab. 5-4: Gemessene Schwankungen der Laborbedingungen *88*

Tab. 5-5: Wärmeleitzahl ausgesuchter Stähle *88*

Nomenklatur

Bezugnehmende SI Einheiten:

Dimension	**Zeichen**	**Bezeichnung**	**Einheit**	**SI - Präfixe**			
Länge	ℓ	Meter	*m*			10^0 -	
Masse	m	Kilogramm	*Kg*	10^{-1}	*Dezi (d)*	10^1	*Deka (da)*
Zeit	t	Sekunde	*s*	10^{-2}	*Zenti (c)*	10^2	*Hekto (h)*
elektr. Stromstärke	I, *i*	Ampere	*A*	10^{-3}	*Milli (m)*	10^3	*Kilo (k)*
thermodyn. Temp.	T	Kelvin	*K*	10^{-6}	*Mikro (µ)*	10^6	*Mega (M)*

Die wichtigsten verwendeten Einheiten im Überblick:

Bezeichnung	**Zeichen**	**Einheit**	**Bezeichnung**	**Zeichen**	**Einheit**	**Bezeichnung**	**Zeichen**	**Einheit**
elektrische Spannung	*U*	*V*	*kinematische Viskosität*	*v*	$\frac{m^2}{s}$	*Steighöhe*	*h*	m
elektrischer Widerstand	*R-*	*Ω*	*Wärmemenge*	*Q*	*W*	*Wanddicke*	*δ*	m
elektrische „Heiz"-Leistung	P_{el}	*W*	*Wärmeleitzahl*	*λ*	$\frac{W}{m*K}$	*hydraulischer Durchmesser*	D_{Hyd}	m
thermische Verlustleistung	P_{th}	*W*	*Wärmeübergangs-zahl*	*α*	$\frac{W}{m^2*K}$	*Rauigkeitswert*	*κ*	m
						Querschnittshöhe	*a*	m
elektrische Ladung	*Q*	*C (As)*	*spezifische Wärmekapazität*	*cp*	$\frac{Kj}{Kg*K}$	*Querschnittsbreite*	*b*	m
Kapazität	*C*	*mAh*				*Fläche*	*A*	m^2
Temperatur	*t*	*°C*	*spezifische Schmelzenthalpie*	*h*	$\frac{J}{g}$	*Volumen*	*V*	m^3
Druck	*p*	*Pa*				*Volumenstrom*	$\dot{V}$	$\frac{\partial V}{\partial t}$
Dichte	*ρ*	$\frac{Kg}{m^3}$	*Strömungs-geschwindigkeit*	*w*	$\frac{m}{s}$	*Massenstrom*	$\dot{m}$	$\frac{\partial m}{\partial t}$
dynamische Viskosität	*η*	$\frac{Kg}{m*S}$				*Wärmestrom*	$\dot{Q}$	$\frac{\partial Q}{\partial t}$

Dimensionslose Kennzahlen:

Reynolds-Zahl	*Re*	*Nusselt-Zahl*	*Nu*	*Entladewirkunsgrad*	η_{Zelle}
Prandtl-Zahl	*Pr*	*Rohrreibungskoeffizient*	λ	*C-Rate*	*C-*
Mach-Zahl	*Ma*	*Druckverlustbeiwert*	ζ	*Relative Feuchte*	*%RH*

Symbolik

gleich	=	*gefordert gleich*	$\stackrel{!}{=}$	*deutlich größer*	>>	*Funktion*	*f()*	*Durchmesser*	Ø
ungleich	≠	*entspricht*	≙	*deutlich kleiner*	<<	*Integral*	∫	*Grad*	°
größer gleich	≥	*gemessen*	≙	*Summe*	∑	*Differential*	∂	*Prozent*	%
kleiner gleich	≤	*in etwa*	~	*Differenz*	Δ	*unendlich*	∞	*umgangssprachlich*	" "
in etwa gleich	≅	*größer*	>	*Produkt*	∏	*von bis*	—	*wörtliches Zitat*	„ "
gleich nach Definition	$\stackrel{def}{=}$	*kleiner*	<	*Allquantor (für Alle)*	∀	*plus minus*	±	*Quellenverweis / Einheitenangabe*	[ ]

Abkürzungsverzeichnis

Abb ..... Abbildung
ADAC..... Allgemeiner Deutscher Automobil-Club
BMS ..... Batteriemanagementsystem
DDK..... Dynamische Wärmestrom-Differenzkalorimetrie
DSC .....Differential Scanning Calorimetry
FSEM2..... Fraunhofer Systemforschung Elektromobilität Zwei
Gl.. ..... Gleichung
KMK ..... Kühlmittelkühler
mWS .....Meter Wassersäule
NFZ.....Neuer Europäischer Autobahnzyklus
PCM ..... Phase Change Material
PCS..... Phase Change Slurry
PCS30..... Phase Change Slurry –Paraffingehalt 30%
PCS40..... Phase Change Slurry –Paraffingehalt 40%
SI.. ..... Système International d' Unitès
Tab.. ..... Tabelle
WLTP..... Worldwide harmonized Light vehicle Test Procedure

1 Einleitung und Motivation

Werden Traktionsbatterien entladen so kommt es, aufgrund des inneren Widerstandes, zu einer Temperaturerhöhung innerhalb der Zelle. Dies wirkt sich, neben anderen Faktoren, stark nachteilig auf die Lebensdauer der Batterie aus. Aus diesem Grund müssen in Elektrofahrzeugen verbaute Batteriekonzepte stets innerhalb eines bestimmten Temperaturniveaus gehalten werden. Heutige Methoden zum Thermomanagement von Traktionsbatterien bauen auf aktiver Temperierung auf, was sich jedoch nachteilig auf die Reichweite des Fahrzeuges auswirkt. Im Rahmen eines Kooperationsprojektes werden am Fraunhofer Institut für Umwelt-, Sicherheits- und Energietechnik (UMSICHT) Konzepte einer passiven Temperierung auf Basis einer Paraffin/Wasser-Dispersion entwickelt. Der Paraffinanteil dieser, auch als Phase Change Slurry (PCS) bezeichneten, Dispersion kann neben sensibler Wärme auch latente Wärme in Form eines Phasenwechsels speichern. Die über die Schmelzenthalpie aufgenommene Wärmemenge muss aus der Traktionsbatterie nicht mehr aktiv abgeführt werden, was zur Reichweitensteigerung des Fahrzeuges beiträgt. [TAE 2012]

Zusammen mit dem Fraunhofer-Institut für Lasertechnik (ILT) ist ein Prototyp entwickelt worden, der auf dem Konzept der passiven Temperierung aufbaut. Im Rahmen der Masterarbeit soll dieses Konzept nun auf Praxistauglichkeit überprüft werden. Zu diesem Zweck wird ein Versuchsstand entwickelt und aufgebaut, an dem der Prototyp mit zuvor definierten Luftströmungen beaufschlagt wird. Anhand von Fahrzyklen können anwendungsnahe Belastungen simuliert werden. Somit lässt sich der Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit, der Wärmelast- und der jeweils eingesetzten Fluide auf das Temperierungskonzept untersuchen. Zusätzlich werden die Druckverluste des Systems gemessen. Diese Arbeit baut auf den gewonnen Erkenntnissen aus vorheriger Arbeiten auf [NIE 2012] [BÜRK 2014]. Durch die Erprobung eines modularen Bauteils werden die bisherigen Zwischen-ergebnisse validiert.

2 Theoretische Grundlagen

Im nachfolgenden Kapitel werden die zum Textverständnis notwendigen Grundlagen beschrieben. Da diese Arbeit auf den Ergebnissen zuvor geschriebener Arbeiten aufbaut, wird dem Leser an dieser Stelle ebenfalls das Studium der nachfolgenden Quellen empfohlen [NIE 2012] [BÜRK 2014].

2.1 Batterietechnik

Die grundlegendsten Zusammenhänge der Batterietechnik werden im Nachfolgenden zusammengefasst. Diese vermitteln ein tieferes Verständnis für die Notwendigkeit eines Temperierungskonzeptes, wie es in dieser Arbeit untersucht wird. In diesen Versuchen wird das thermische Verhalten einer Traktionsbatterie jedoch lediglich nachgeahmt. Aus diesem Grund wird auf den generellen Aufbau von Traktionsbatterien nicht näher eingegangen.

In galvanischen Elementen, auch als galvanische Zellen bezeichnet, lässt sich Energie in Form chemischer Bindungsenergie speichern. Über eine elektrochemische Reaktion (Reduktionsreaktion) kann diese in Form von elektrischer Energie wieder freigesetzt werden. Die auf diese Weise gespeicherte elektrische Ladung wird als Kapazität bezeichnet. In jeder galvanischen Zelle findet stets eine Reduktionsreaktion statt. Dieser Effekt wird auch Selbstentladung einer Zelle genannt. Werden mehrere galvanische Zellen elektrisch miteinander verschaltet, wird dies als Traktionsbatterie bezeichnet. Es wird grundsätzlich zwischen Primärzellen- und Sekundärzellen (Akkumulatoren) unterschieden. Letztere können die abgelaufene chemische Reaktion beim Entladevorgang über eine sogenannte Oxidationsreaktion teilweise umkehren. Sie können somit erneut als chemischer Energiespeicher eingesetzt werden. Dieser auch als Ladezyklus beschriebene Vorgang ist jedoch auf eine endliche Anzahl begrenzt. In dieser Hinsicht wird auch von “Lebensdauer“ der galvanischen Zelle gesprochen. Die Lebensdauer gilt als überschritten sobald die ursprüngliche Kapazität der Zelle um 20 % herabgesetzt ist. Durch zu hohe Temperaturen wird die Lebensdauer drastisch

reduziert. Sinkt die Temperatur der Zelle zu stark, wird hingegen die Kapazität der Zelle verringert. Liegen die elektrischen Ströme oder Zellspannungen außerhalb des Betriebsbereiches wirkt sich das ebenfalls stark nachteilig aus. Der Ladezyklus selbst hat jedoch auch einen Einfluss auf die Lebensdauer der Zelle. Es wird abhängig von der prozentualen Entladung der Gesamtkapazität zwischen tiefen und flachen Zyklustiefen unterschieden. Aufgrund dieser Teilentladungen kommt es bei manchen Batterietypen zu einem Memory-Effekt, bei dem dauerhafte Kapazitätsverluste zu verzeichnen sind. Der sogenannte Vollzyklus einer Zelle wird dann erreicht, wenn die Kapazität der Zelle einmal vollständig umgesetzt wird, unabhängig von der “Tiefe“ der Entladung. Fließt beim Lade- Entladevorgang ein elektrischer Strom, wird stets ein Teil der Energie in Form von thermischer Verlustenergie freigesetzt. Dies wird durch den inneren Widerstand der Zelle verursacht. Der Quotient aus der in Form von Bindungsenergie gespeicherten, zu der beim Laden aufgewendeten Energie, wird als Lade- bzw. als Entladewirkungsgrad definiert. Die auftretenden elektrischen Ströme sind je nach Lade- Entladevorgang unterschiedlich stark ausgeprägt. Um diese Vorgänge zu beschreiben wird die C- Rate definiert. Diese gibt den maximalen Strom eines Lade- Entladevorganges in Bezug auf die Gesamtkapazität der Traktionsbatterie an. [BARTZ 2002] [TRU 2013]

In vielen Einsatzbereichen stellen Akkumulatoren aus einem Lithium-Ionen Polymer den heutigen Standard der Technik dar. Diese Akkumulatoren besitzen die höchste Energiedichte, eine geringe Selbstentladung und eine lange Lagerfähigkeit. Ein Memmory-Effekt ist bei diesen Batterien ebenfalls nicht bekannt. Diese Zellen liefern über den gesamten Entladezyklus eine nahezu konstante und zudem hohe Ausgangsspannung von typischerweise 3,6 V. Da Lithium mit Wasser, Sauerstoff und Stickstoff reagiert muss eine mechanische Beschädigung der Zellen in jedem Fall verhindert werden.

[JOS 2005]

2.2 Paraffin als Wärmespeicher

Das Temperierungskonzept dieser Arbeit baut auf der Grundlage von Wärmespeicherung auf. Neben der thermischen Speicherung lässt sich Wärme auch chemisch, in Form von Bindungsenergie, bis zur erneuten Freisetzung als Reaktionsenergie speichern. Dies ist wie beschrieben bei Traktionsbatterien der Fall. Für die weitere Betrachtung dieser Arbeit spielt diese Art der Wärmespeicherung jedoch keine Rolle, da das Verhalten der Zellen lediglich nachgeahmt wird. Thermische Energiespeicher lassen sich grundsätzlich nach Anwendung und Funktionsweise vielfach untergliedern. Einen Überblick dazu bietet **Tab. 2-1** (relevante Bezeichnungen farblich hervorgehoben).

Tab. 2-1: Einteilung thermischer Wärmespeicher

Temperatur	Nieder-		Mittel-	Hoch-
Speicherdauer	kurz		lang	
Speichermedium	Flüssigkeit	Dispersion	Festkörper	Aquifer*
Physikalisches Prinzip	sensibel		latent	
Phasenübergang	fest-flüssig		flüssig-fest	flüssig-gasförmig

*(Wasser+Gestein) [KÜB 2005]

Die häufigste Form thermischer Energiespeicherung ist die Speicherung von sensibler Wärme. Die Wärmemenge Q ist dabei direkt abhängig von der Temperaturerhöhung ΔT und der materialspezifischen Wärmekapazität C (vgl. **Gl. 2-1**). Die Wärmekapazität lässt sich auch spezifisch auf die Stoffmenge, das Volumen oder die Masse beziehen. Aufgrund von Verfügbarkeit und hoher Wärmekapazität ist Wasser besonders gut zur Speicherung von sensibler Wärme geeignet. [MEH 2002]

$$Q = C * \Delta T = m + c_p * \Delta T \qquad \textbf{Gl. 2-1}$$

Wärme kann auch über einen Phasenwechsel gespeichert werden. Diese sogenannte latente Wärme ist abhängig von der Gesamtenthalpie des jeweiligen Mediums. Die Temperatur bleibt dabei bis zum Ende des

Phasenwechsels konstant. Dabei muss dem Medium je nach Aggregatzustand entsprechende Wärme zu- oder abgeführt werden. Diese sind nachträglich aufgeführt: [MEH2002]

Δh_S	–	Schmelzenthalpie	–	fest-flüssig
$-\Delta h_E$	–	Erstarrungsenthalpie	–	flüssig-fest
Δh_V	–	Verdampfungsenthalpie	–	flüssig-gasförmig
$-\Delta h_K$	–	Kondensationsenthalpie	–	gasförmig-flüssig

Die Wärmemenge Q ergibt sich über die Masse und Enthalpiedifferenz:

$$Q = m * \Delta h \qquad \textbf{Gl. 2-2}$$

In **Abb. 2-1** ist die Temperaturerhöhung latenter und sensibler Wärme bei Wärmezufuhr dargestellt.

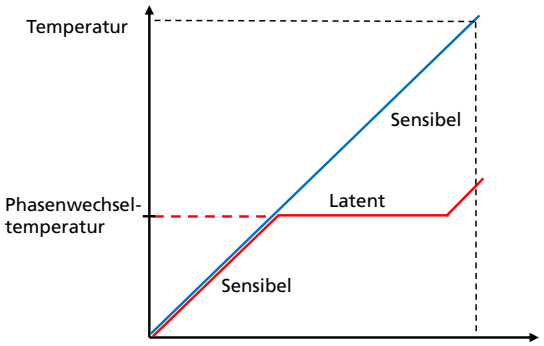


***Abb. 2-1** Temperaturverlauf sensibler und latenter Wärme [MEH]*

In dieser Arbeit wird Paraffin als Wärmespeichermedium eingesetzt. Einerseits wird Paraffin als Reinstoff verwendet. In diesem auch als PCM[1] bezeichneten Zustand erfolgt die Temperaturerhöhung bei Wärmezufuhr entlang des in **Abb. 2-1** rot markierten Verlaufs. Des Weiteren wird Paraffin auch als in Wasser dispergierter Feststoff (bzw. Flüssigkeit) verwendet. In diesem als Phase Change Slurrie (PCS) bezeichneten Zustand wird die Wärme im Wasseranteil vollständig sensibel gespeichert. Im Paraffinanteil wird Wärme in festem sowie flüssigem Zustand ebenfalls auf diese Weise gespeichert. Während des Phasenwechsels erfolgt jedoch eine latente Wärmespeicherung in Form der

[1] ; engl. Phase Change Material

Schmelzenthalpie. Die Dispersion wird dabei durch Tenside stabilisiert, um ein Anhaften der einzelnen Tropfen zu verhindern. [HAN 2012]

In **Abb. 2-2** lässt sich der beschriebene Phasenübergang anhand der Crysol^{Plus} Dispersion gut erkennen. Die Partikelgröße bleibt beim Phasenübergang nahezu konstant.

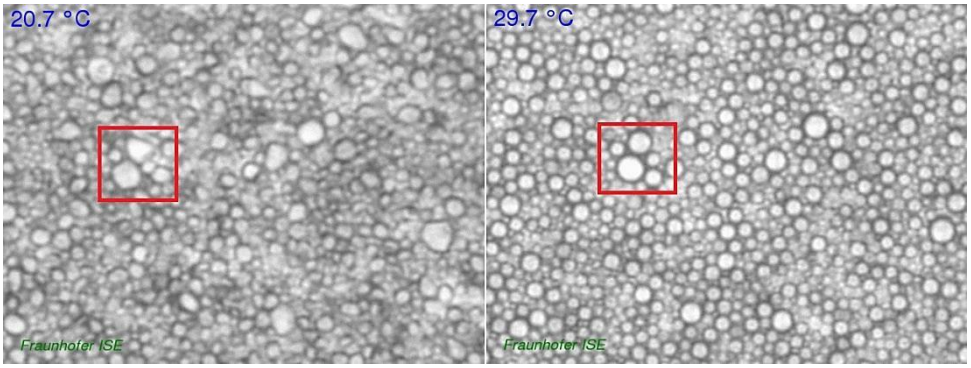


***Abb. 2-2** Phasenübergang [ISE]*

2.3 Strömungsklassierung

Das zuvor beschriebene PCS bzw. PCM transportiert die Wärme über Konvektionsströmungen nach oben, wo sie schließlich durch eine Luftströmung aufgenommen wird. Da die Luftströmung somit entscheidend zum Wärmetransport aus dem System beiträgt, spielt die Strömungsform eine besondere Rolle, weshalb darauf an dieser Stelle näher eingegangen wird.

Eine Strömung beschreibt das physikalische Verhalten von Fluiden in Bewegung. Anhand ihrer Viskosität lassen sich letztere in Newtonsche und nicht-Newtonsche Fluide unterteilen (vgl. **Abb. 2-3**). [HAK 2010]

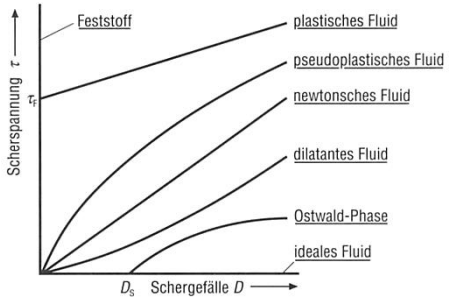


***Abb. 2-3** Visko -elastisches Verhalten der Fluide [HAK]*

Bei Newtonschen Fluiden bleibt das Verhältnis der Scherspannung τ zum Schergefälle D stets konstant. Die Viskosität dieser Fluide ist demnach nur abhängig von der Temperatur, unabhängig von der jeweiligen mechanischen Beanspruchung. Für die weitere Betrachtung von Strömungsformen werden an dieser Stelle nur Newtonsche Fluide berücksichtigt.

Verändern sich die Zustandsgrößen im Strömungsfeld, innerhalb des betrachteten Zeitintervalls, wird diese Strömung als instationär bezeichnet. Aufgrund der Temperaturerhöhung sind die betrachteten Strömungen dieser Arbeit insgesamt als instationär zu bezeichnen. Werden jedoch die Zustände zu einem definierten Zeitpunkten betrachtet, kann die Strömung als stationär angesehen werden. Zu diesem Zeitpunkt gilt: [OER 2012]

$$\frac{dw}{dt} = 0\,;\ \frac{dA}{dt} = 0\,;\ \frac{dp}{dt} = 0\,;\ \frac{d\rho}{dt} = 0\,;\ \frac{dt^*}{dt} = 0 \qquad \textbf{Gl. 2-3}$$

w-Strömungsgeschwindigkeit; A-Querschnittsfläche; p-Druck; ρ-Dichte; t-Temperatur; t-Zeit*

Anhand der dimensionslosen Mach-Zahl lässt sich die Strömungsform in kompressible Strömung (mit veränderlicher Dichte) und inkompressible Strömung (mit konstanter Dichte) klassifizieren. Die Mach-Zahl ist als Quotient der Strömungsgeschwindigkeit zur jeweiligen Schallgeschwindigkeit definiert. Eine Strömung kann dabei unterhalb einer Mach-Zahl von 0,3 allgemein als inkompressibel bezeichnet werden. [JIR 2007]

$$Ma = \frac{w}{a} \quad ; a - Schallgeschwindigkeit \qquad \textbf{Gl. 2-4}$$

Die Luftdichte berechnet sich für Ma < 0,3: [STU 2010]

$$\rho = \frac{p}{R_f * T} \ ; Rf - Gaskonstante\ feuchter\ Luft \qquad \textbf{Gl. 2-5}$$

$$R_f = \frac{R_I}{1 - \varphi * \frac{p_d}{p} * (1 - R_I/R_d)} \qquad \textbf{Gl. 2-6}$$

$; R_I - sp.Gaskonst.trockene\ Luft; R_{\ d} - sp.Gaskonst.Wasserdampf; p_d - Dampfdruck;\ \varphi - rel.Feuchte$

Es wird weiterhin zwischen reibungsfreier (ideales Fluid) und reibungsbehafteter Strömung (reales Fluid) unterschieden. Aufgrund der Reibung bildet sich in Wandnähe eine sogenannte Grenzschicht aus, bei der die Geschwindigkeitsvektoren den Wert Null annehmen. Infolge bildet sich über einen definierten Querschnitt ein Geschwindigkeitsprofil der Strömung aus (vgl. **Abb. 2-7 a)**) [JIR 2007]. Insgesamt sind alle, in dieser Arbeit behandelten, Strömungsbedingungen als reibungsbehaftet anzusehen.

Über die dimensionslose Reynolds-Zahl lässt sich der Zustand einer Strömung in laminare Strömung sowie turbulente Strömung einteilen (vgl. **Abb. 2-4**). Dabei bilden sich mit zunehmender Reynolds-Zahl Turbulenzen aus. Da die zuvor beschriebene Grenzschicht durch diese Turbulenzen aufgewirbelt wird, ist der Wärmeübergang einer turbulenten Strömung entgegen einer laminaren Strömungsform deutlich erhöht. Eine Strömung gilt allgemein oberhalb einer Reynolds-Zahl von ~2.300 als turbulent. Allerdings muss bis Reynolds-Zahlen von ~4.000 durchaus mit dem Auftreten von laminaren Strömungserscheinungen gerechnet werden (kritisches Gebiet vgl. **Abb. 2-6**). [OER 2012]

Die Reynolds-Zahl berechnet sich dabei aus der mittleren Strömungsgeschwindigkeit des Strömungsprofils (w_m), dem hydraulischen Durchmesser (d_h) und der kinematischen Viskosität des Mediums. [OER 2012]

$$\mathrm{Re} = \frac{w_m * d_h}{\nu} \qquad \textbf{Gl. 2-7}$$

$$d_h = \frac{4 * A}{U} \;\; ; \; \mathrm{A} - \mathrm{Querschnittsfläche}, \mathrm{U} - \mathrm{Umfang} \qquad \textbf{Gl. 2-8}$$

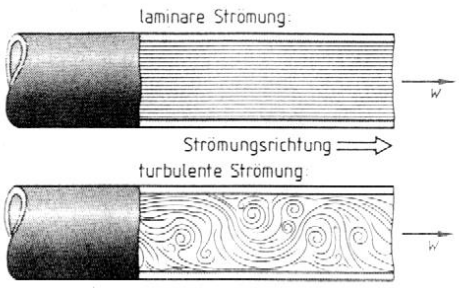


Abb. 2-4 *Laminare und turbulente Strömungsform einer Rohrströmung [DOB]*

2.4 Druckverluste in hydraulischen Systemen

Da es sich bei der Luftströmung um eine reibungsbehaftete Strömung handelt, treten unweigerlich Druckverluste auf. Die in dieser Hinsicht wesentlichen Zusammenhänge werden nachfolgend beschrieben.

Idealisiert können inkompressible Fluide im komplett reibungsfreien Zustand im Schwerefeld der Erde über die Bernoulli-Gleichung beschrieben werden. Diese lässt sich direkt durch Integration der Euler´schen Strömungsgleichung herleiten und gibt die Summe aus geodätischer Höhe, Druckhöhe und Geschwindigkeitshöhe als konstant an. [SIE 2011]

$$g * h + \frac{p}{\rho} + \frac{1}{2} w^2 = const. \qquad \textbf{Gl. 2-9}$$

Zwischen zwei Bezugsstellen gilt somit analog:

$$g * h_1 + \frac{p_1}{\rho} + \frac{1}{2} {w_1}^2 = g * h_2 + \frac{p_2}{\rho} + \frac{1}{2} {w_2}^2 \qquad \textbf{Gl. 2-10}$$

Aufgrund von Dissipation und Wandreibung muss bei realer Betrachtung ein Druckabfall berücksichtigt werden. Der vorherigen Gleichung wird dabei der Druckverlustterm Δp_{v12} hinzugefügt. [SIE 2011]

$$g * h_1 + \frac{p_1}{\rho} + \frac{1}{2} {w_1}^2 = g * h_2 + \frac{p_2}{\rho} + \frac{1}{2} {w_2}^2 + \Delta p_{v12} \qquad \textbf{Gl. 2-11}$$

Unter der Voraussetzung einer inkompressiblen Strömung kann der Druckverlustterm eines Rohres, in Erweiterung der vorherigen Gleichung, über die Beziehung von Darcy-Weisbach wie folgt beschrieben werden: [SIE 2011]

$$\Delta p_{v12} = \frac{\rho * {w_{gemittelt}}^2}{2} * \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum_i^n \zeta_i \right) \qquad \textbf{Gl. 2-12}$$

Darin werden die dimensionslosen Kennzahlen Rohrreibungszahl λ und Druckverlustbeiwert ζ eingeführt, die über die gesamte Länge l wirksam sind. Da der Strömungsquerschnitt in dieser Arbeit nicht der exakten Kreisfläche entspricht, muss in allen folgenden Gleichungen anstatt des Durchmessers d

mit dem äquivalenten hydraulischen Durchmesser d_h aus **Gl. 2-8** gerechnet werden.

Für laminare Strömungen (Re<2300) kann die Rohrreibungszahl λ allgemein durch **Gl. 2-13** berechnet werden. [SIE 2011]

$$\lambda = f_L * \frac{64}{R_e} \quad ; f_L - Widerstandskorrekturfaktor \qquad \textbf{Gl. 2-13}$$

Der Widerstandskorrekturfaktor f_L bei rechteckigen Querschnitten bestimmt sich über das Seitenverhältnis in **Abb. 2-5.** [WAG 1992]

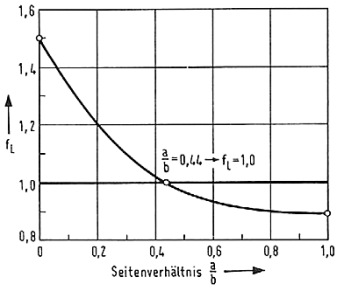


Abb. 2-5 *Korrekturfaktoren für rechteckige Querschnitte [WAG]*

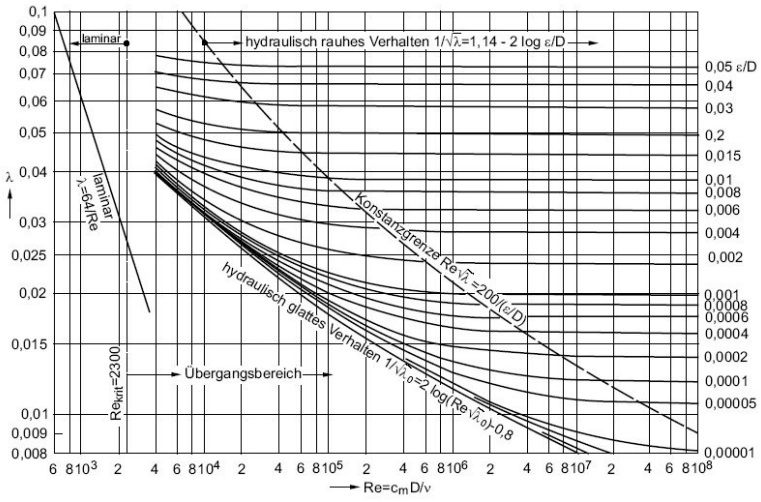


Abb. 2-6 *Nikuradse-Diagramm [GHE]*

Liegt eine turbulente Strömungsform vor, muss weitergehend zwischen hydraulisch glatten und rauen Rohren differenziert werden. Die Einteilung erfolgt dabei in **Tab. 2-2** und ist in **Abb. 2-6** grafisch, in Form eines Nikuradse-Diagramms dargestellt. Der Rauigkeitswert k ist dabei von Material und Oberflächenbeschaffenheit abhängig und ist entsprechenden Tabellen zu entnehmen. [SIE 2011]

Tab. 2-2: Berechnung der Rohrreibungszahl

hydraulisch glatt	Übergangsgebiet	hydraulisch rau
$\mathbf{R_e * \frac{k}{d} < 65}$	$\mathbf{65 < R_e * \frac{k}{d} < 1300}$	$\mathbf{R_e * \frac{k}{d} > 1300}$
$2320 < R_e < 10^5$ $\lambda = 0{,}3164 * \mathrm{R_e}^{-0{,}25}$ **Gl. 2-14**	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 * \log\left(\frac{\mathbf{2{,}51}}{\mathrm{R_e} * \sqrt{\lambda}} + \frac{\boldsymbol{k}}{\boldsymbol{d}} * \mathbf{0{,}269}\right)$ **Gl. 2-15**	$\boldsymbol{\lambda = \frac{1}{\left(2 * \log * \frac{d}{k} + 1{,}14\right)^2}}$ **Gl. 2-16**
$10^5 < R_e < 10^8$ $\lambda = 0{,}0032 + 0{,}221 * \mathrm{R_e}^{-0{,}237}$ **Gl. 2-17**		

Gl. 2-14 nach Blasius; **Gl. 2-15** nach Colebrook; **Gl. 2-16** nach Karman-Nikuradse; **Gl. 2-17** nach Nikuradse; [SIE 2011]

Aufgrund der zuvor beschriebenen Wandreibung bildet sich für alle Newtonschen Flüssigkeiten innerhalb der Strömungsführung unweigerlich ein Strömungsprofil aus, wie es in **Abb. 2-7** abgebildet ist. Dabei tritt der größte Geschwindigkeitsvektor mittig auf. Der statische Druck bleibt jedoch in jedem Punkt eines Querschnitts konstant. Abhängig von der Dichte des Mediums bzw. von der betrachteten Bauhöhe des Profils muss zusätzlich ein hydrostatischer Partialdruck berücksichtigt werden, wie er in **Abb. 2-7 b)** dargestellt ist. [BÖS 2010]

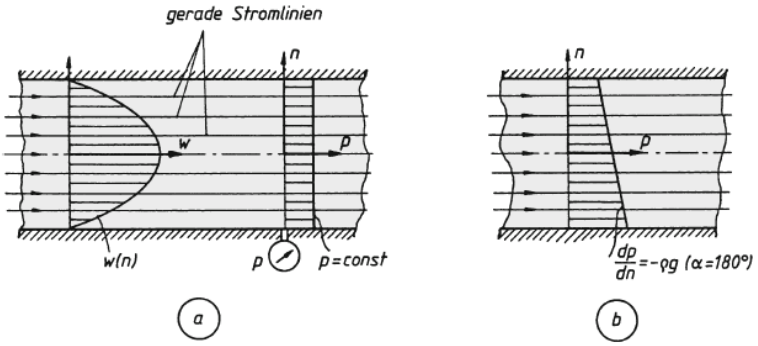


***Abb. 2-7** Druckverteilung bei geraden Stromlinien*
(a) ohne Berücksichtigung des Fluidgewichts,
(b) mit Berücksichtigung des Fluidgewichts [BÖS]

Da in dieser Arbeit Luft als überströmendes Medium eingesetzt wird, entfällt der Einfluss des Fluidgewichts. Der in **Abb. 2-7 b)** dargestellte hydrostatische

Partialdruck findet in der weiteren Betrachtung keine Anwendung. Die Druckmessung des statischen Druckes kann folglich an jeder beliebigen Wandmessstelle erfolgen (vgl. **Abb. 2-8**).

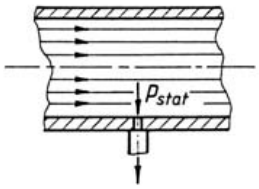


Abb. 2-8 *Messen des statischen Druckes[BÖS]*

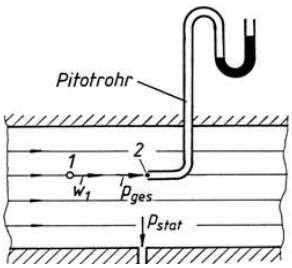


Abb. 2-9 *Messen des Gesamtdruckes [BÖS]*

Neben dem statischen Druck P_{stat} addiert sich bei jeder Anströmung auch ein dynamischer Druckanteil P_{dyn}. Der Gesamtdruck einer Strömung lässt sich mittels des in **Abb. 2-9** dargestellten Pitotrohres messen. [BÖS 2010]
Es gilt stets:

$$P_{ges} > P_{stat}\ ; \quad P_{ges} = P_{stat} + P_{dyn} \qquad \textbf{Gl. 2-18}$$

Der als Staudruck bezeichnete dynamische Druckanteil erreicht im Staupunkt S eines angeströmten Körpers maximalen Wert (vgl. **Abb**. **2-10 b)**). Erfährt die Strömung eine Beschleunigung, sinkt der dynamische Druckanteil (vgl. **Abb. 2-10 a)**). [BÖS 2010]

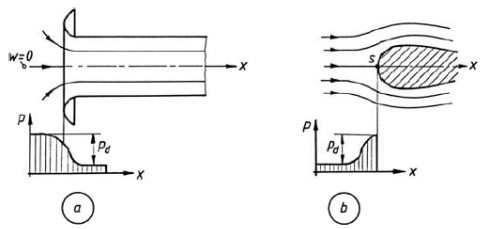


Abb. 2-10 *Dynamischer Druck*

(a) Druckreduktion aufgrund Beschleunigung der Strömung
(b) Druckerhöhung aufgrund Stauung der Strömung [BÖS]

Der dynamische Druck steht dabei mit der Strömungsgeschwindigkeit und der Dichte in direktem Verhältnis und kann zur Bestimmung der Strömungsgeschwindigkeit eingesetzt werden. [BÖS 2010]

$$w = \sqrt{\frac{2P_{dyn}}{\rho}}$$ **Gl. 2-19**

2.5 Wärmeübertragung

In einem Temperierungskonzept mit Wärmespeicher hat die Wärmeübertragung entscheidenden Einfluss auf das System. Die nachfolgenden Betrachtungen sollen daher zum allgemeinen Verständnis beitragen.

Allgemein wird unter Wärmeübertragung der Energietransport infolge eines Temperaturgradienten verstanden. Dabei wird zwischen Wärmeleitung, der stofflichen Wärmeübertragung und Strahlung unterschieden. Letztere kann jedoch aufgrund der geringen Temperaturdifferenzen für die weitere Betrachtung dieser Arbeit vernachlässigt werden. Wärmeübertragung innerhalb eines statischen Systems (Festkörper oder ruhende Fluide) wird auch als Wärmeleitung bezeichnet. Die Wärmeübertragung in dynamischen Systemen erfolgt über Konvektionsströmungen. Beide Formen sind zwingend an ein Übertragungsmedium gekoppelt. [FIE 2004]

Verändern sich die Wärmeströme in Abhängigkeit der Zeit, wird dies als instationäre Wärmeleitung bezeichnet. Da sich die Wärmestrome innerhalb der in dieser Arbeit durchgeführten Messungen nach relativ kurzer Zeit konstant Verhalten, können diese als stationär erachtet werden [FIE 2004]. Es gilt:

$$\frac{dQ}{dt} = const.$$ **Gl. 2-20**

Im Rahmen dieser Arbeit sind die Wärmeübergänge je nach Strömungsbedingungen und Geometrie sehr verschieden ausgeprägt. Nachfolgend werden die entsprechenden Wärmeübergänge im Einzelnen beschrieben.

2.5.1 **Stationäre Wärmeleitung durch eine ebene Wand**

Nach dem Fourier´schen Gesetz ist der spezifische Wärmestrom $\dot{q}$ abhängig von dem Gradienten der Temperatur und der Wärmeleitfähigkeit des Materials λ [FIE 2004] (vgl. **Gl. 2-21**):

$$\dot{q} = -\lambda \, grad \, T \qquad \textbf{Gl. 2-21}$$

Somit ergibt sich für die in **Abb. 2-11** dargestellte Wand:

$$\dot{q} = -\lambda \frac{T_2 - T_1}{\delta} \;\; ; \; (T_2 - T_1) - Temperaturgefälle, \delta - Wandstärke \qquad \textbf{Gl. 2-22}$$

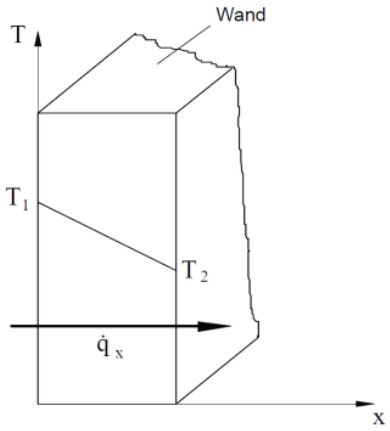


Abb. 2-11 *Wärmeleitung durch eine ebene Wand [FIE]*

Nach **Gl. 2-22** wird der konstante spezifische Wärmestrom aus **Abb. 2-11** durch große Wandstärken oder geringe Wärmeleitfähigkeit begrenzt. [FIE 2004]

2.5.2 **Konvektiver Wärmeübergang einer Oberfläche**

Der Wärmeübergang innerhalb bewegter Fluide erfolgt einerseits durch molekulare Wechselwirkung der Atome untereinander. Andererseits erfolgt eine Energieübertragung durch die Strömung. In beiden Fällen wird dieser Wärmeübergang durch den Temperaturgradienten hervorgerufen. Allerdings wird dieser durch die Strömung beeinflusst. Somit muss zwischen freier

Konvektion infolge sich eigenständig bildender Dichteunterschiede und aufgezwungener Strömung unterschieden werden. [FIE 2004]

Bei einer aufgezwungenen Strömung bildet sich wie beschrieben ein Geschwindigkeitsprofil aufgrund einer Grenzschicht (vgl. **Abb. 2-7**).

Ist die Temperatur der Platte (T_w) gegenüber der Temperatur der Strömung (T_∞) erhöht, bildet sich das in **Abb. 2-12** dargestellte Temperaturprofil aus. [FIE 2004]

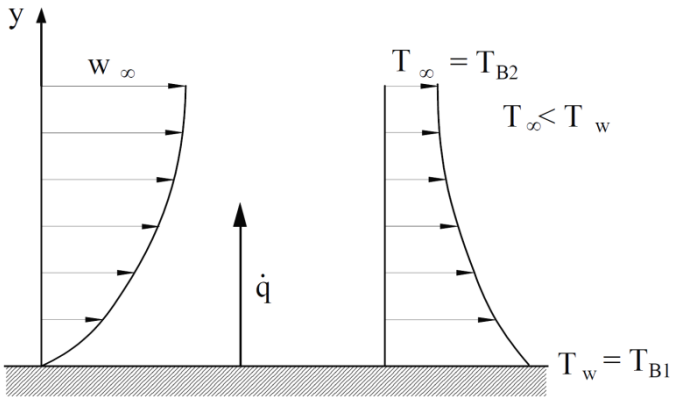


***Abb. 2-12** Konvektive Wärmeübertragung an einer Oberfläche [FIE]*

Die Konvektion wird dabei durch den sogenannten Wärmeübergangskoeffizienten α begrenzt. Dieser ist als Quotient der Wärmeleitfähigkeit λ zur Dicke der Grenzschicht δ definiert: [FIE 2004]

$$\alpha = \frac{\lambda}{\delta} \qquad ; \alpha \left[\frac{W}{m^2 * K}\right], \lambda \left[\frac{W}{m * K}\right], \delta \, [m] \qquad \textbf{Gl. 2-23}$$

Für den Wärmestrom gilt nach [FIE 2004]:

$$\dot{q} = \propto * (T_w - T\infty) \qquad \textbf{Gl. 2-24}$$

$$\dot{Q} = \alpha * A * (T_w - T\infty) \quad ; A - \text{übertragende Oberfläche} \qquad \textbf{Gl. 2-25}$$

Da die Grenzschicht aufgrund ihrer geringen Ausprägung meist nicht messbar ist, kann der Wärmeübergangskoeffizient über die Nusselt-Zahl berechnet werden. Diese ist als Verhältnis der charakteristischen Länge d zur Dicke der Grenzschicht δ definiert. [FIE 2004]

$$Nu = \frac{d}{\delta} = \frac{\alpha * d}{\lambda}$$ **Gl. 2-26**

2.5.1 **Erzwungene Konvektion an einer ebenen Wand**

Neben der in **Gl. 2-7** eingeführten Reynolds-Zahl wird zur Beschreibung dieses Wärmeübergangs die sogenannte Prandtl-Zahl benötigt. Diese ist als Quotient der kinematischen Viskosität des Fluids v zum Wärmeübergangskoeffizienten α definiert. [VDI 2006]

$$Pr = \frac{\eta * c_p}{\lambda} = \frac{\nu}{\propto}$$ **Gl. 2-27**

Der Wärmeübergang an einer ebenen Wand kann nach [VDI 2006] wie folgt berechnet werden:

$$Nu_{lam} = 0{,}644 * \sqrt[3]{Pr} * \sqrt{Re} \;;\; \text{für } Re < 10^5 \; und \; 0{,}6 \leq Pr < 2000$$ **Gl. 2-28**

$$Nu_{turb} = \frac{0{,}037 * Re^{0{,}8} * Pr}{1 + 2{,}443 * Re^{-0{,}1} * (Pr^{0{,}75} - 1)}$$ **Gl. 2-29**

$$;\; \text{für } 5 * 10^5 \leq Re < 10^7 \; und \; 0{,}6 \leq Pr < 2000$$

In den meisten Fällen ist die Grenzschicht nicht über die gesamte Wandlänge ausgeprägt. Mittels der sogenannten Mittelkurve lässt sich dieses Verhalten wie folgt beschreiben [VDI 2006]:

$$Nu_{1,0} = \sqrt{{Nu_{lam}}^2 + {Nu_{turb}}^2} \;;\; \text{für } 5 * 10^5 \leq Re < 10^7 \; und \; 0{,}6 \leq Pr < 2000$$ **Gl. 2-30**

2.5.2 **Wärmeübertragung bei quer angeströmten Rippen**

Der Wärmeübergang bei quer angeströmten Rippen kann über die Beziehungen aus **Abb. 2-13** beschrieben werden. Der Wärmestrom lässt sich über die Wärmeübergangskoeffizienten der Platte und Rippe ($\propto_{..}$), deren

Oberflächen($A_{..}$), dem Rippenwirkungsgrad (η_{Rippe}) und dem Temperaturgefälle zur umgebenden Luft (ΔT) beschreiben (vgl. **Gl. 2-31**) [KAB 2006].

$$\dot{Q} = \left(\propto_{Platte} * A_{Platte} + \eta_{Rippe} * \propto_{Rippe} * A_{Rippe}\right) * \Delta T \qquad \textbf{Gl. 2-31}$$

Der Rippenwirkungsgrad errechnet sich nach [KAB 2006] aus:

$$\eta_R = \frac{\tan(mh)}{mh} \; ; \quad mit \; m = \sqrt{\frac{2 \propto_R}{\lambda_R \delta_R}} \qquad \textbf{Gl. 2-32}$$

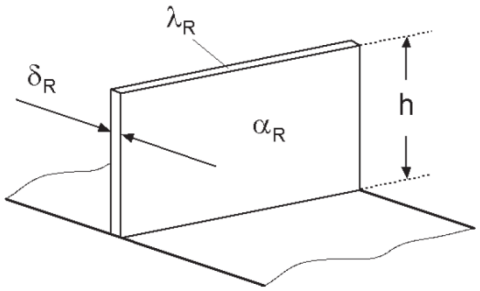


Abb. 2-13 *Wärmeübergang einer Rippe [KAB]*

2.6 Leistungsberechnung hydraulischer Strömungsmaschinen

Die durch die inneren Widerstände der Zellen emittierte Wärme wird über eine Luftströmung aus dem System transportiert. Die Strömung wird dabei von einer Strömungsmaschine aufgebracht. Da die Leistung der Strömungsmaschine von der Traktionsbatterie gespeist wird, hat dies direkten Einfluss auf die Reichweite des Fahrzeuges.

Die mechanische Leistung für Kraftmaschinen berechnet sich aus: [BAR 2010]

$$P_{Strömungsm.;Welle} = \dot{m} * Y * \eta \quad ; \text{y} - \text{Stutzenarbeit}, \eta - \text{Gesamtwirkungsgrad} \qquad \textbf{Gl. 2-33}$$

Die Stutzenarbeit Y errechnet sich dabei allgemein aus [BAR 2010]:

$$Y = \dot{m} * \left[(h2 - h1) + \frac{1}{2}({c_2}^2 - {c_1}^2) + g * (z_2 - z_1)\right] \quad ; c_2, c_1{}^*, (\Delta z)^{**} \qquad \textbf{Gl. 2-34}$$

* Die Geschwindigkeiten c_1 und c_2 sind dabei von der jeweiligen Schaufelgeometrie (z. B. axial oder radial) abhängig (vgl. **Abb. 2-14**). [COU 2005]

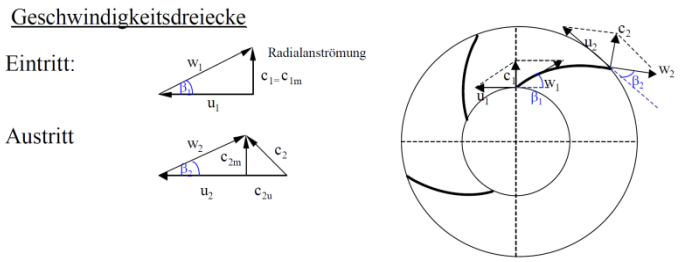


Abb. 2-14 *Geschwindigkeitsdreiecke einer radialen Schaufelgeometrie [COU]*

** Für Gebläse und Ventilatoren kann der hydrostatische Anteil $(g * \Delta z)$ aufgrund des Mediums Luft vernachlässigt werden: [BAR 2010]

$$Y_{Gebläse} = (h2 - h1) + \frac{({c_2}^2 - {c_1}^2)}{2} \qquad \textbf{Gl. 2-35}$$

$$Y_{Ventilatoren} = \left(\frac{p_2 - p_1}{\varphi_m}\right) + \frac{({c_2}^2 - {c_1}^2)}{2} \qquad \textbf{Gl. 2-36}$$

3 Versuchsaufbau und Versuchsplanung

Im Rahmen der Masterarbeit soll das thermische Verhalten des Temperierungskonzeptes für Traktionsbatterien näher untersucht werden. Dieses Konzept ist im Rahmen des Projektes »CoolMobileBattery« von der Forschungsgruppe Fraunhofer Systemforschung Elektromobilität (Teil 2) (FSEMII) in Kooperation mit dem Fraunhofer-Institut für Lasertechnik ILT entwickelt worden. Ein bereits entwickelter Prototyp wird zu diesem Zweck mit definierten Strömungsbedingungen beaufschlagt. Von weiterem Interesse ist die Höhe des Druckverlustes, um die Strömungsmaschine entsprechend auslegen zu können. Um gesicherte Erkenntnisse in diesem Zusammenhang gewinnen zu können, sind zahlreiche Vorüberlegungen zur Planung, Durchführung und zum Aufbau des Versuches notwendig, die in diesem Kapitel abgehandelt werden.

3.1 Funktionsweise und Aufbau des Temperierungskonzeptes

Das im Rahmen der Kooperation entwickelte Gesamtkonzept sieht den Einbau einer Traktionsbatterie in Elektroautos vor. Diese wird mit Hilfe eines hybriden Temperier- und Speichermediums (PCS) innerhalb eines bestimmten Temperaturniveaus gehalten. Dies soll die Lebensdauer und den Nutzwert dieser Batterie erhöhen, da Temperaturen außerhalb des Arbeitsbereiches in diesem Bezug kritischen Einfluss aufweisen. In **Abb. 3-1** ist dieses Konzept in Form eines sogenannten Moduls im linken Bildrand dargestellt. Vorgesehen ist, dass im Elektrofahrzeug zwei Stränge verbaut werden, die jeweils aus fünf dieser Module zusammengesetzt sind.

Über eine durch einen Lüfter aufgezwungene Luftströmung (durch rote Pfeile idealisiert dargestellt) wird die Wärme nach außen hin abgeführt. Der Lade- und Entladevorgang eines Moduls wird über ein Batteriemanagementsystem (BMS) überwacht.

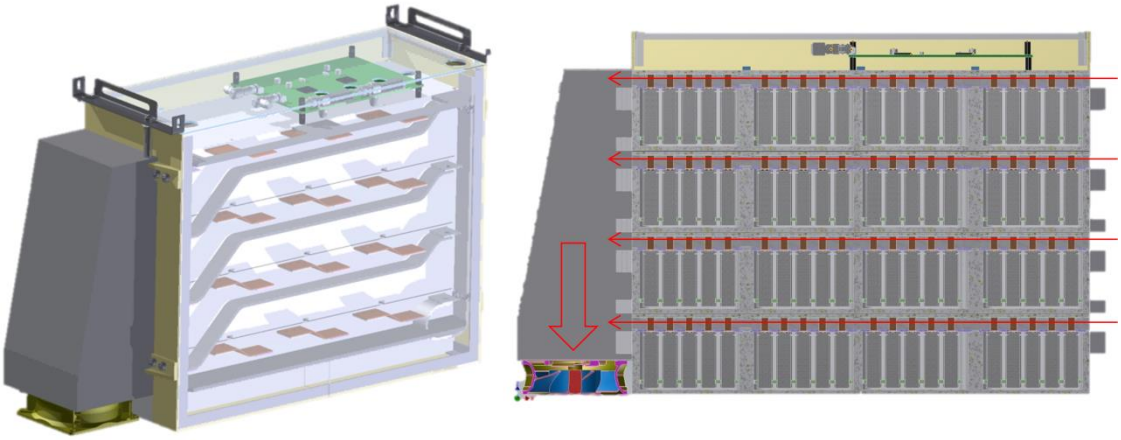


Abb. 3-1 *Aufbau eines Batteriemoduls [ILT]*

Aus der Schnittdarstellung (rechte Bildhälfte) wird der Aufbau aus vier übereinander geordneten Reihen ersichtlich. Jede Reihe besteht wiederum aus vier Blöcken in denen jeweils 30 galvanische Elemente (Batteriezellen) elektrisch miteinander verschaltet sind. Somit besteht die komplette Traktionsbatterie des Fahrzeugs aus 4800 galvanischen Elementen.

Um Unklarheiten vorzubeugen sind die entsprechenden Begrifflichkeiten hier nochmals tabellarisch aufgeführt.

Ein galvanisches Element	$\stackrel{\text{def}}{=}$	Eine Zelle
30 Zellen	$\stackrel{\text{def}}{=}$	Ein Block
Vier Blöcke	$\stackrel{\text{def}}{=}$	Eine Reihe
Vier Reihen übereinander	$\stackrel{\text{def}}{=}$	Ein Modul
Fünf Module	$\stackrel{\text{def}}{=}$	Ein Strang
Zwei Stränge	$\stackrel{\text{def}}{=}$	Eine Batterie

In jedem Block befindet sich eine PCS Dispersion, die direkten Kontakt zu den Zellen aufweist. Zur Verdeutlichung ist der Aufbau und die Strömungsrichtung in **Abb. 3-2** in Seitenansicht dargestellt. Der Wärmetransport und dessen

Richtung sind hier idealisiert durch die Pfeile ersichtlich. Die Systemgrenzen werden an dieser Stelle idealisiert als adiabat angenommen.

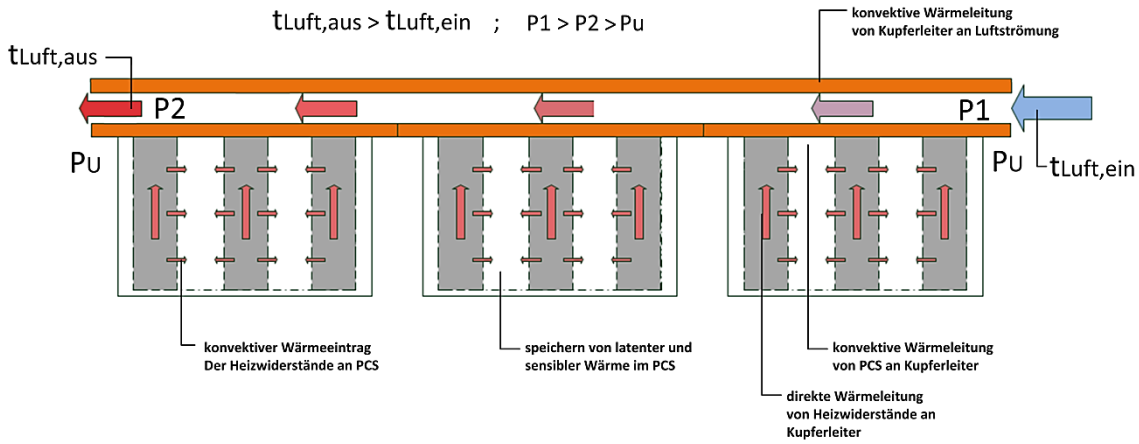


***Abb. 3-2** Wärmeübergänge und Transportprozesse innerhalb des Prototypen*

Die 30 Zellen eines Blocks sind mit einem Kupferleiter verschweißt. Die durch diese emittierte Wärme wird einerseits durch direkte Wärmeleitung an den Kupferleiter transportiert. Andererseits wird ein Teil der Wärme durch das umgebende PCS aufgenommen und über Konvektionsströme ebenfalls an den Kupferleiter abgegeben. Die aufgebrachte Luftüberströmung transportiert die Wärme aus dem System. Durchläuft das umgebende PCS einen Phasenwechsel, wird zusätzlich Wärme in Form von Schmelzenthalpie gespeichert und bei Absinken der Temperatur in Form von Erstarrungsenthalpie zum späteren Zeitpunkt wieder freigesetzt.

In **Abb. 3-3** ist der entwickelte Prototyp dargestellt, mit dem die Untersuchung durchgeführt wird. Dieser wird im Rahmen der Arbeit auch als Baugruppe bezeichnet. Ersichtlich ist die Zusammensetzung aus vier Blöcken und 30 galvanischen Elementen. Diese sind jeweils über zwei Kupferleiter miteinander parallelverschaltet. Die Klemmspannung liegt dann an den seitlichen Stegen an. Stirnseitig befindet sich eine Öffnung über die Luft eingespeist werden kann (vgl. **Abb. 3-4)**. Diese durchströmt den Prototypen zwischen den beiden

Leitern[2] und nimmt dabei die an der Oberfläche anliegende Wärme auf. Der untere Leiter wird über sogenannte Fähnchen, auch als Rippen bezeichnet, mit der oberen Leiterplatte Kontaktiert. Dies dient nebenbei der Vergrößerung der Oberfläche und verbessert somit den Wärmeübergang. Dies führt aufgrund einer elektrischen Isolation nicht zu einem Klemmenkurzschluss.



Abb. 3-3 *Prototyp (ohne Deckel)*



Abb. 3-4 *Prototyp; Strinseite mit Strömungskanal*

Das Temperierungskonzept soll unter anderem auf die sich einstellende maximalen Temperatur getestet werden. Aus diesem Grund ist es nicht sinnvoll die nachfolgenden Tests mit funktionstüchtigen Zellen durchzuführen. Die Zellen müssten zudem vor jedem Versuch geladen werden, was den Aufwand zusätzlich erhöht. Aus [BÜRK 2014] ist deren thermisches Verhalten auf Grundlage eines Berechnungstools bereits bekannt. In den hier beschriebenen Versuchen wird das Verhalten der Zellen durch im Prototyp verbaute Heizelemente nachgeahmt. Die dafür notwendigen Berechnungen sind in Abschnitt **3.3** und **3.4** detailliert beschrieben. Die Heizwiderstände selbst sind in Hülsen verbaut, die wiederum mit den Kupferleitern verschweißt sind. Die Hülsen entsprechen dabei in ihrer Größe den zu simulierenden Zellen (vgl. **Abb. 3-21**).

[2] Wird nachfolgend als Strömungskanal bezeichnet; in **Abb. 3-4** dargestellt.

3.2 Aufbau des Versuchsstandes

Der komplette Versuchsaufbau ist in **Abb. 3-5** dargestellt. Ein schematischer Überblick des Versuchsaufbaus ist in **Abb. 3-6** abgebildet, in der alle Messstellen verzeichnet sind. Nachfolgend wird der komplette Versuchsaufbau beschrieben und dessen Bauweise begründet.

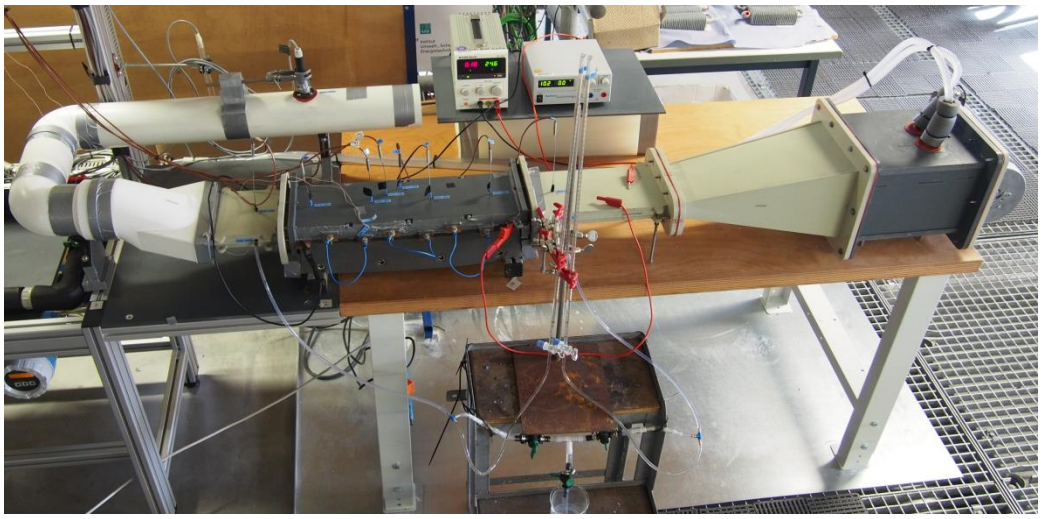


***Abb. 3-5** Vollständiger Verusuchsaufbau*

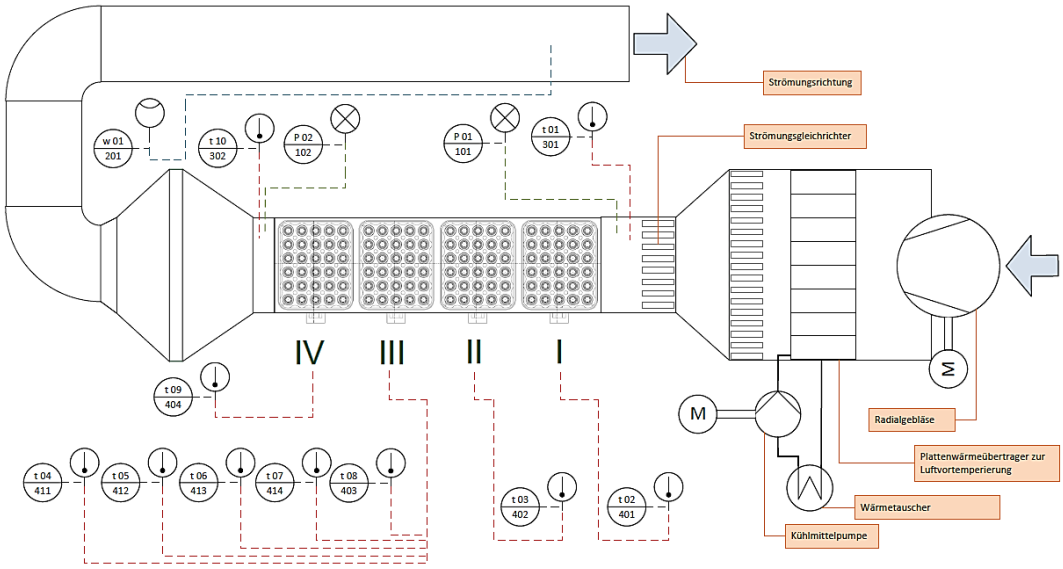


***Abb. 3-6** Schematische Darstellung des Versuchaufbaus (Draufsicht)*

Vergleicht man den Versuchsaufbau mit einem Windkanal, zeigen sich durchaus Ähnlichkeiten mit einem offenen Windkanal nach Eiffel-Bauart, auch wenn es sich hier streng genommen nicht um einen solchen handelt. Unter

anderem wird auch ein geschlossener Windkanal nach Göttinger-Bauart unterschieden (vgl. **Abb. 3-7**).

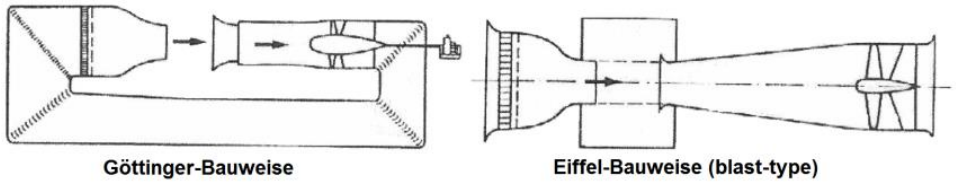


***Abb. 3-7** Windkanalbauarten [MAG]*

Mit einer Versuchsauslegung nach Göttinger-Bauart ließen sich unter perfekten Bedingungen alle Parameter der Luft auf konstantem Niveau halten. Allerdings bewirkt allein schon die Reibung der zirkular zurückgeführten Luft einen Wärmeeintrag in das System. Zusätzlich wird durch den Versuchsaufbau Wärme emittiert. Die eingebrachten Wärmemengen müssten dem System mit exaktem Betrag entzogen werden. Da sowohl der Betrag der eingebrachten Wärme als auch der durch das PCS bzw. PCM entzogenen Schmelzenthalpie einen dynamischen Verlauf aufzeigen, ist eine derartige Auslegung nicht sinnvoll. Eine Auslegung nach Eiffel-Bauart impliziert jedoch zwangsweise eine Abhängigkeit der Umgebungsbedingungen, was eine Vortemperierung der Luft notwendig macht.

Die Strömungsmaschine lässt sich grundsätzlich vor oder hinter dem Prototypen anbringen. Da die aufzubringende Druckerhöhung in Relation zum Volumenstrom relativ hoch ausfällt, macht das eine saugende Anordnung des Lüfters relativ schwierig (wie unter **Abschnitt 3.2.4** beschrieben). Ein Einbau vor der Messstrecke (engl. blow type) hat zwangsweise eine Einbringung von Strömungsturbulenzen in das System zur Folge. Da im Auslegungspunkt, bei einer Strömungsgeschwindigkeit von 6,5 m/s, bereits eine turbulente Strömung vorliegt, kann dieser Effekt jedoch toleriert werden. In **Abb. 3-8** ist der Aufbau aus Gebläse, Wärmetauscher und Düse ersichtlich.



Abb. 3-8 *Gebläse, Wärmetauscher, Düse*

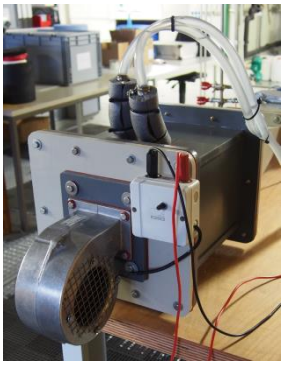


Abb. 3-9 *Gebläse mit Potentiometer*

Als Wärmetauscher wird ein herkömmlicher Kühlmittelkühler (KMK), bzw. dessen Kühlerblock, aus dem Kraftfahrzeugbereich eingesetzt, der nach dem Querstromprinzip arbeitet. Da dessen Übertragungsleistung für wesentlich höhere Wärmeströme und Temperaturgradienten konzipiert ist, kann auf eine ausführliche thermodynamische Auslegung des Wärmetauschers an dieser Stelle verzichtet werden. Die Temperierung des im Kühlerblock fließenden Wasserstromes erfolgt über ein Thermostat (Huber Ministat 240), mit dem die Temperatureinstellung in zehntel Grad Schritten erfolgen kann. Um einen durch die Strömungsmaschine aufgebrachten Drall der Strömung auszuschließen, werden nach dem Wärmetauscher Strömungsgleichrichter eingebaut. Der somit durch das Kreuzstromprinzip vortemperierte und gleichgerichtete Luftstrom wird über eine Düse im Querschnitt auf die geometrischen Abmaße des Strömungskanals (A_S) reduziert. Das Kontraktionsverhältnis der Düse beträgt ~ 13 (A_D/A_S). Der Luftstrom wird vor Eintritt in den Strömungskanal über eine Einlauflänge geführt, die 75 % dieser Länge beträgt (vgl. **Abb. 3-10** links).

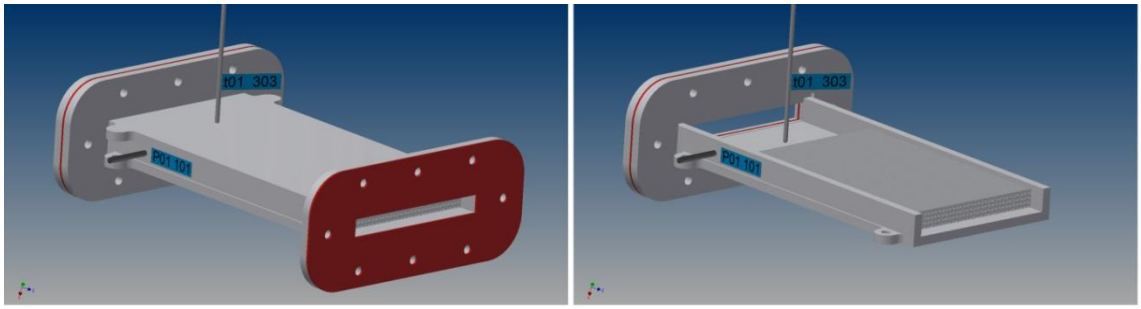


Abb. 3-10 *Einlauflänge mit Strömungsgleichrichter*

Um ein möglichst gleichförmiges Geschwindigkeitsprofil der Luftströmung zu erhalten, wird die Strömung hier nochmals gleichgerichtet (wie im rechten Schnittbild dargestellt). Wie in der Abbildung ersichtlich, verfügt die Einlaufstrecke über eine Flanschverbindung mit Dichtung (rot dargestellt). Die Druckentnahmestelle sowie die Temperaturmessung der eintretenden Strömung sind hier ebenfalls gut zu erkennen. Die Druckmessung erfolgt über die in **Abb. 3-5** abgebildeten Büretten und wird in **Abschnitt 3.2.2** ausführlich beschrieben. Selbiges gilt für die Messung der Temperaturen und der Strömungsgeschwindigkeit.

Der Prototyp wird über eine Deckplatte kraftschlüssig mit der Flanschverbindung der Einlaufstrecke verbunden (vgl. **Abb. 3-11**). Somit lässt sich eine möglichst druckdichte Verbindung erreichen.

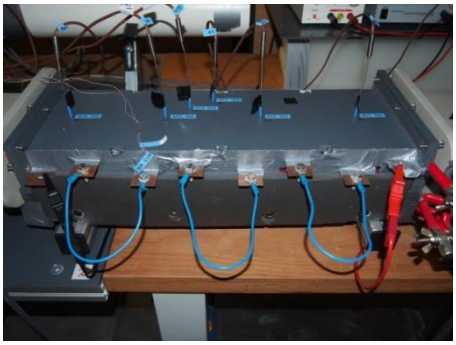


Abb. 3-11 *Prototyp im Versuchsaufbau*

Wie aus der Abbildung ersichtlich, wird der untere Teil des Prototypen mit einer thermischen Isolationsschicht verkleidet. Dies soll den Wärmeübergang über die Seitenflächen möglichst minimieren. Die einzelnen Blöcke werden elektrisch in Reihe geschaltet und über ein externes Netzteil angesteuert (vgl. **Abb. 3-5**).

Durch den Deckel des Prototypen verlaufen die Thermoelemente in das Blockinnere. Mit diesen werden die Temperaturen an den entsprechenden Stellen gemessen. Die Festlegung der zugehörigen Messstellen erfolgt im sich anschließenden **Abschnitt 3.2.1**. Um einen elektrischen Leiterschluss der Thermoelemente mit den Kupferleitern zu verhindern, sind diese durch Kunststoffhülsen isoliert. Mit diesen Hülsen lässt sich zudem die Position der

Thermoelemente innerhalb der Blöcke fixieren. Ein Verrutschen in der Höhenlage wird durch eine Klebverbindung verhindert.

Nach Durchströmung der Reihe werden die Temperatur und der statische Druck der austretenden Strömung analog zu dem in **Abb. 3-10** abgebildetem Aufbau erneut gemessen. Auf eine Gleichrichtung der Strömung kann an dieser Stelle verzichtet werden.

Aufgrund des äußerst begrenzten Bauraums kann die Messung der Strömungsgeschwindigkeit nicht im Strömungskanal selbst erfolgen. Der Kanalquerschnitt wird deshalb über einen Diffusor aufgeweitet und die Rohrführung doppelt umgelenkt (vgl. **Abb. 3-12**).

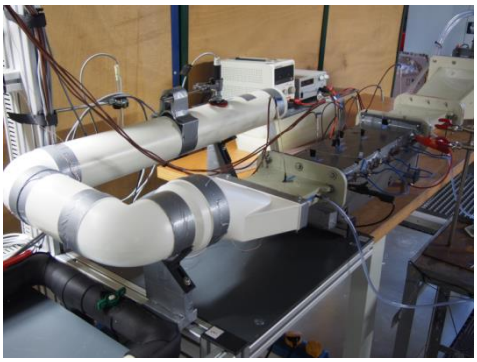


Abb. 3-12 *Diffusor mit Austrittsrohr*



Abb. 3-13 *Hitzdrahtanemometer*

Da die Strömungssonde ein normal ausgeprägtes Geschwindigkeitsprofil der Strömung voraussetzt, erfolgt die Messung in der Rohrmitte mit vierfachem Durchmesserabstand zur letzten Umlenkstelle (vgl. **Abb. 3-12)**. Die Strömungssonde wird zudem in ihrer Lage fixiert (vgl. **Abb. 3-13**). Aufgrund der Querschnittsänderung sinkt die Strömungsgeschwindigkeit im Diffusor bzw. im Austrittsrohr deutlich ab. Die gemessene Strömungsgeschwindigkeit wird über die Querschnitte auf den Strömungskanal umgerechnet (siehe **Abschnitt 3.2.2**) Die bauraumbedingte Umlenkung der Rohrführung stellt aufgrund der geringen Strömungsgeschwindigkeit keinen wesentlichen Strömungswiderstand dar, weshalb hier mit einer Entspannung auf nahezu Normaldruck zu rechnen ist.

3.2.1 **Festlegung der Messstellen und Messgrößen**

Nachfolgend werden die vier Blöcke der Baureihe entsprechend ihrer Anströmreihenfolge entlang der Durchströmungsrichtung als I bis IV definiert (vgl. **Abb. 3-14**). Die Strömungsrichtung der aufzubringenden Strömung ist dabei durch den Pfeil kenntlich gemacht.

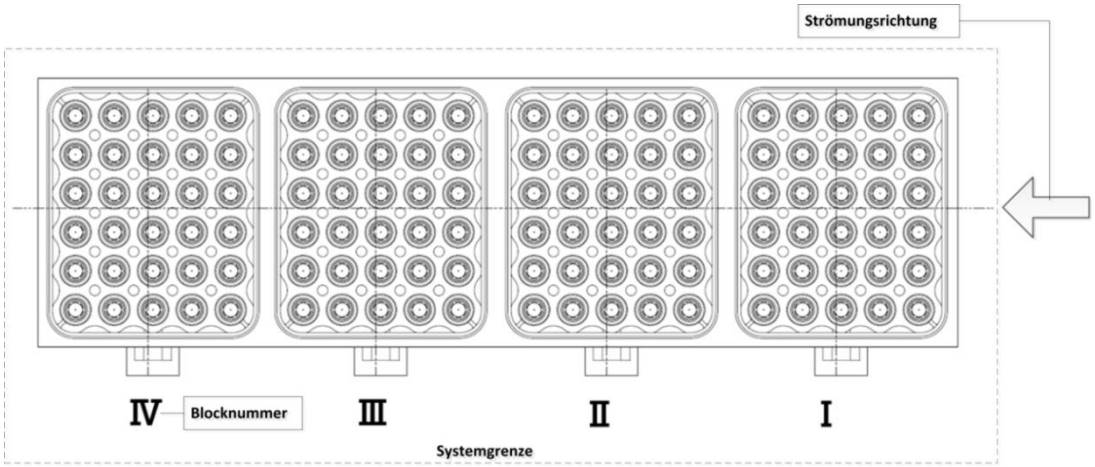


Abb. 3-14 *Reihendarstellung und Blockbelegung (Draufsicht)*

Im Zuge der weiteren Untersuchung ist eine genaue Definition der Messstellen, deren Messgrößen und Indizes erforderlich. Eine entsprechende Übersicht bietet dazu **Tab. 3-1**.

Tab. 3-1: Messgrößen des Versuchsaufbaus

Index	Messgröße	Beschreibung	Einheit	Messgerät
P 01	statischer Druck	P_{ein}	Pa	Piezorohr
P 02	statischer Druck	P_{aus}	Pa	Piezorohr
w 01	Strömungsgeschwindigkeit	w	m/s	Hitzdraht-Anemometer
t 01	Temperatur	Lufteingangstemperatur	°C	Mantel-Thermoelement Typ T
t 10	Temperatur	Luftausgangstemperatur	°C	Mantel-Thermoelement Typ T
t 02	Temperatur	$Block_{I}$	°C	Mantel-Thermoelement Typ T
t 03	Temperatur	$Block_{II}$	°C	Mantel-Thermoelement Typ T
t 08	Temperatur	$Block_{III}$	°C	Mantel-Thermoelement Typ T
t 09	Temperatur	$Block_{IV}$	°C	Mantel-Thermoelement Typ T
t 04	Temperatur	$Block_{III,unten}$	°C	Mantel-Thermoelement Typ T
t 05	Temperatur	$Block_{III,oben}$	°C	Mantel-Thermoelement Typ T
t 06	Temperatur	unterer Leiter	°C	Thermoelement klebend Typ T
t 07	Temperatur	oberer Leiter	°C	Thermoelement klebend Typ T

Zunächst werden die innerhalb der Systemgrenze der Baureihe befindlichen Messstellen beschrieben (vgl. **Abb. 3-15**).

Messstellen innerhalb der Systemgrenze

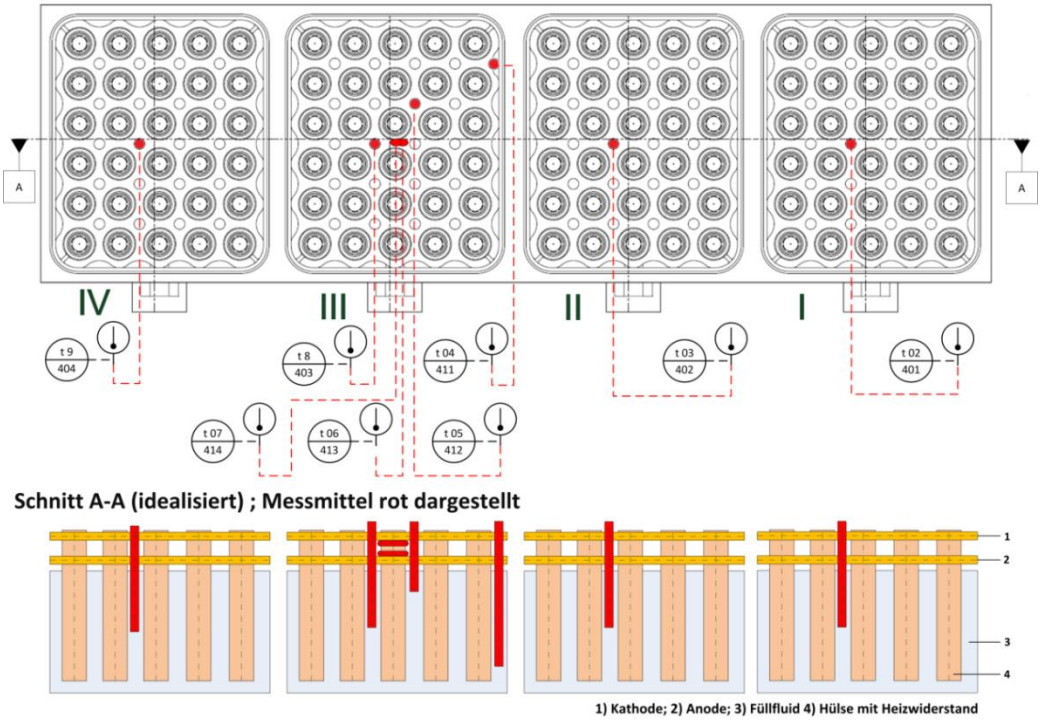


***Abb. 3-15** Messstellen innerhalb der Systemgrenze des Prototypen*

Wie aus der Abbildung ersichtlich, sind die zuvor beschriebenen Hülsen mit den Heizwiderständen von einem Fluid umgeben, das maßgebend zur Wärmeübertragung beiträgt. Diese werden nachfolgend auch als Füllfluide bezeichnet und sind unter **Abschnitt 3.2.6** anschaulich beschrieben.

Die Temperatur des jeweils eingebrachten Fluids wird in jedem Block mittig durch die Temperaturen t 02, t 03, t 08 und t 09 an der äquivalenten Stelle erfasst. Durch die Anordnung dieser vier Messstellen wird die Kerntemperatur der Blöcke zuverlässig ermittelt und kann miteinander verglichen werden. Der Abstand zum darüber befindlichen Kupferleiter beträgt dabei jeweils 35 mm. Durch den geringen Abstand der Messstelle zur Hülsenoberfläche von ca. 5 mm erfolgt der Wärmetransport ohne stark ausgeprägtes Temperaturgefälle. Dies gilt jedoch aufgrund der geringen Wärmeleitfähigkeit und erhöhten Viskosität einiger Fluide nicht für alle Versuche. Dieser Sachverhalt wird unter **Abschnitt 3.6** gesondert betrachtet.

Des Weiteren ist die Temperaturverteilung innerhalb eines Blocks von Interesse. So lassen sich u. a. Aussagen über den Wärmetransport des Fluids an die überströmende Luft treffen. Um den Einfluss von Effekten außerhalb der Systemgrenzen zu minimieren, wird $Block_{III}$ zur näheren Betrachtung herangezogen. Neben der mittig gemessenen Temperatur t 08 in 35 mm Tiefe werden die Temperaturen t 04 und t 05 seitlich versetzt in 55 mm bzw. in 25 mm Tiefe erfasst. Somit lässt sich zu jedem Zeitpunkt eine ungefähre Abschätzung über die räumliche Temperaturverteilung im Inneren von $Block_{III}$ treffen. Zusätzlich werden die Temperaturen der oberen und unteren Leiterplatte von $Block_{III}$ gemessen (t 06, t 07).

Messstellen außerhalb der Systemgrenze

Um den Druckverlust des Systems zu ermitteln, wird der statische Druck 70 mm vor und hinter der Baureihe (P 01, P 02) durch den in **Abb. 3-10** dargestellten Aufbau entnommen. Durch den selben Aufbau wird die Temperatur der Strömung mittig, 50 mm vor Eintritt in den Prototypen, durch das

Thermoelement t 01 gemessen. Um rückschließend die emittierte Wärmemenge aus der Temperaturdifferenz der strömenden Luft berechnen zu können, wird die Luftaustrittstemperatur ebenfalls gemessen (50 mm nach dem Strömungskanal).

3.2.2 **Sensorik**

Nachfolgend werden die im Versuch benutzten Sensoren beschrieben. Mit diesen werden die zuvor festgelegten Messgrößen gemessen.

Messen der Strömungsgeschwindigkeit

Die Messwerterfassung der Strömungsgeschwindigkeit erfolgt über ein Hitzdrahtanemometer vom Typ »KRIWAN INT512«. Dieses gibt ein lineares Spannungssignal (0-10 V) im Geschwindigkeitsbereich 0,2 m/s bis 10 m/s aus, das über die Datenverarbeitung ausgelesen werden kann. Die Messgenauigkeit wird vom Hersteller mit 0,3 m/s ± 5 % angegeben [KRI]. Durch eine Kalibrierung mit einer Flügelrad-Messsonde (Testo Art.Nr.0635 9435, Ø 100 mm) kann die neu kalibrierte Messgenauigkeit mit $\pm 0{,}015 * \mathrm{w} + 0{,}1 \mathrm{m/s}$ angegeben werden. Dazu wird das in **Gl. 3-1** aufgeführte Ausgleichspolynom verwendet. Die zugehörigen Korrekturfaktoren sind in **Tab. 3-2** aufgelistet.

$$W_{Kalibriert} = W_{gemessen} + a * {W_{gemessen}}^{b} + c + d * {t_{10}}^{e} \qquad \textbf{Gl. 3-1}$$

Tab. 3-2: Faktoren des Ausgleichspolynoms

a	b	c	d	e
4,29502625	0,04671507	16,3602468	11,199517	0,02521176

Die aufgenommenen Messwerte geben jedoch nur den Betrag der Strömungsgeschwindigkeit an der entsprechenden Messstelle wieder (M201). Die Messwerte müssen auf die Geometrie des Strömungskanals umgerechnet werden. Aus **Abschnitt 3.2.3** folgt:

$$\dot{V}_{Eingang,Strömungskanal} = \dot{V}_{201} \qquad \textbf{Gl. 3-2}$$

Für die jeweiligen Strömungsgeschwindigkeiten und Querschnitte ergibt sich:

$$A_s * W_s = A_{201} * W_{201} \quad \textbf{Gl. 3-3}$$

Der Umrechnungsfaktor ergibt sich somit als Quotient der Flächenquerschnitte (A_{201} = 8,171 *10^{-3} m^2).

$$W_s = \frac{A_{201} * W_{201}}{A_s} = W_{201} * 3{,}744 \quad \textbf{Gl. 3-4}$$

Messen der Temperaturen

Die Messwerterfassung der Temperaturen erfolgt über Thermoelemente der Toleranzklasse 1 gemäß DIN EN 60 584-2. Darin wird die Messgenauigkeit mit ±0,5 °C angegeben. Vor Versuchsbeginn wurden die Mantelthermoelemente mit einer zwei Punkte Kalibrierung gegen Eiswasser und siedendes Wasser abgeglichen (aus jeweils drei Werten gemittelt). Die auf diese Stützstellen bezogenen linearen Funktionen sind für jedes Thermoelement in LabVIEW hinterlegt. Dies dient nicht unbedingt der Erhöhung der Messgenauigkeit, sondern stellt eher einen Abgleich der Thermoelemente und somit bessere Vergleichbarkeit untereinander dar. Die Temperaturen der Kupferleiter (t 06 und t 07) werden mit selbstklebenden Thermoelementen aufgenommen, die jedoch aufgrund der Bauweise nicht wie oben beschrieben kalibriert werden können.

Messen des Druckverlustes

Da es sich bei der Bestimmung des Druckverlustes um eine Druckdifferenz handelt, genügt die Betrachtung des statischen Druckanteils. Der dynamische Druckanteil kann somit vernachlässigt werden. Es werden zwei Büretten vom Typ »HIRSCHMANN Kl. AS, DURAN 10 ml ± 0,02« nach DIN EN ISO 385 verwendet (vgl. **Abb. 3-16**). Dabei werden die Büretten wie ein Piezorohr zur Bestimmung der Steighöhe gehandhabt. Da diese auf die Volumenbestimmung bei 20°C geeicht sind, muss deren Skala umgerechnet werden. Bei einer

Graduierung von 0,02 ml pro Skalenteilung ergibt sich das Volumen pro Skalenteilung äquivalent aus:

$$V_{Skalenteilung} = A * h = \frac{{d_i}^2 * \pi * h_{Skalenteilung}}{4} = 0{,}02\ ml = 20\ mm^3 \qquad \textbf{Gl. 3-5}$$

Somit gilt für die Steighöhe bei einem Innendurchmesser von Ø 5 mm:

$$h_{Skalenteilung} = \frac{4 * V_{Skalenteilung}}{{d_i}^2 * \pi} = 1{,}0186\ mm \qquad \textbf{Gl. 3-6}$$

Ein Meter Wassersäule (mWS) erzeugt unter Normfallbeschleunigung (g_{no}=9,80665 m/s^2) einen Referenzdruck von 9,80665 *10^3 Pa [Ger 2003]. Somit folgt für eine Skalenteilung eine hydrostatische Druckdifferenz von:

$$h_{Skalenteilung} \triangleq 9{,}989\ Pa \qquad \textbf{Gl. 3-1}$$

Die Messgenauigkeit von ± einer Skalenteilung gilt äquivalent auch als Messgenauigkeit der Steighöhe und somit der des statischen Druckes im Versuchsaufbau. Da die Ablesegenauigkeit jedoch ± 0,01 ml beträgt, halbiert sich die Messungenauigkeit analog zur halben Skalenteilung auf ± 5 Pa.

Die Anschlussleitung (vgl. **Abb. 3-17)** kann nach kurzer Einwirkzeit aufgrund fehlender Strömungsgeschwindigkeit als verlustlos angesehen werden. Die Raumtemperatur beträgt während der Messung etwa 20 °C.

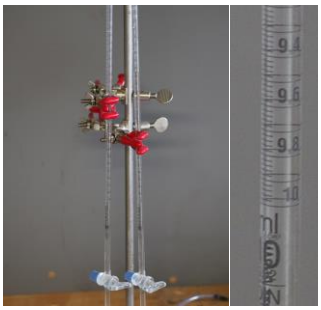


Abb. 3-16 *Bürette nach DIN EN ISO 385*

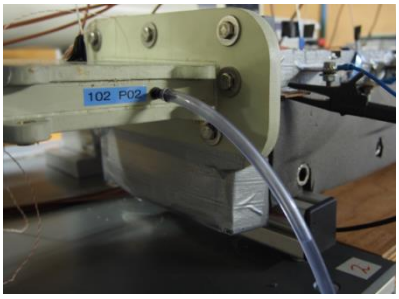


Abb. 3-17 *Druckabnahme P02 mit Anschlussleitung*

Um den Parallaxenfehler sowie den Einfluss des konkaven Meniskus möglichst auszuschließen, erfolgt das Ablesen der Messwerte an dessen tiefstem Punkt, auf einer dazu horizontalen Augenhöhe. Die Steiggeschwindigkeit der Flüssigkeit im Piezorohr ist vor allem bei geringfügiger Druckerhöhung sehr gering. Der Einfluss der Oberflächenspannung ist in diesem Fall relativ groß.

Vor jeder Druckmessung erfolgt deshalb eine kurzfristige Erhöhung auf die maximale Steighöhe, um die Innenfläche der Büretten zu benetzen und somit den Einfluss der Oberflächenspannung möglichst zu minimieren.

Messen der Laborbedingungen

Die Laborbedingungen werden über eine analoge Wetterstation Typ »GardenMate« für jede Messung festgehalten. Die Messgenauigkeiten sind in **Tab. 3-3** hinterlegt.

Tab. 3-3: Messungenauigkeiten bei der Erfassung der Laborbedingungen

	Messbereich		Präzisionsindex	
Temperatur	-20 — 50	°C	-20 — 50°C	± 2°C
			20 — 45 %RH	± 9% RH
Relative Feuchte	20 — 98	%RH	45 — 75 %RH	± 6% RH
			75 — 98 %RH	± 9% RH
			960 — 990 hPa	± 10 hPa
Luftdruck	960 — 1070	hPa	990 — 1030 hPa	± 5 hPa
			1030 — 1060 hPa	± 10 hPa

3.2.3 Strömungskanal und Volumenstrom

Im Allgemeinen wird mit dem Begriff Strömungskanal eine Anlage zur Erforschung von Strömungen assoziiert. Wenn im Rahmen dieser Masterarbeit von einem Strömungskanal die Rede ist, wird darunter ausschließlich der von Luft durchströmte Raum im Inneren des Prototyps verstanden, der sich zwischen den Kupferplatten über die gesamte Länge des Prototypen erschließt. Er wird nach oben sowie seitlich durch einen Deckel begrenzt. Um den Strömungskanal mit definierten Strömungszuständen beaufschlagen zu können, muss zunächst der Volumenstrom der strömenden Luft ermittelt werden.

Die Dichte der Luft kann an dieser Stelle als konstant angesehen werden, da die max. Mach-Zahl des Versuches analog zu **Gl. 2-4** mit ~0,02 deutlich unter

der kritischen Grenze von Ma 0,3 liegt, bei der die Strömung nicht mehr als inkompressibel betrachtet werden kann. Der Volumenstrom errechnet sich demnach aus:

$$\dot{V} = A * w \qquad \textbf{Gl. 3-7}$$

Die überströmte Länge des Strömungskanals beträgt 522 mm. Aus Querschnittshöhe a (16,3 mm) und Querschnittsbreite b (133,9 mm) ergibt sich der Querschnitt des Strömungskanals A_S:

$$A_s = a * b = 2{,}183 * 10^{-3}\ m^2 \qquad \textbf{Gl. 3-8}$$

Der maximal aufzubringende Volumenstrom beträgt demzufolge[3]:

$$\dot{V}_{max} = A_S * w_{7,5} = 16{,}4 * 10^{-3}\ m^3/\mathrm{s} \triangleq\sim 982\ l/\mathrm{min} \triangleq\sim 59\ m^3/\mathrm{h} \qquad \textbf{Gl. 3-9}$$

Die aufzubringende Strömung wird im Wesentlichen durch die Volumenströme und den Strömungskanalquerschnitt A_S bestimmt. Analog zu **Gl. 2-7** und **Gl. 2-8** ist im Versuchsaufbau ab Strömungsgeschwindigkeiten >1,3 m/s mit einer turbulenten Strömung zu rechnen. Allerdings können im Übergangsbereich durchaus laminare Effekte auftreten. Da die Wärmeübergänge bei turbulenten Strömungen wesentlich stärker ausgeprägt sind, als es bei laminaren Strömungen der Fall ist, ist ein Betrieb unterhalb einer Strömungsgeschwindigkeit von ~2 m/s zur Wärmeabfuhr nicht geeignet. Infolge dessen werden in der Erprobung nur Strömungsgeschwindigkeiten oberhalb von 2,5 m/s betrachtet. Im Auslegungspunkt (w=6,5 m/s) liegt aufgrund einer Reynolds-Zahl von ~11.300 eine vollständig turbulent ausgeprägte Strömung vor.

Die geringfügige Querschnittsverringerung durch die eingebrachten Stege bleibt dabei unberücksichtigt. Für die kinematische Viskosität der Luft kann in Näherung der Wert $15{,}125*10^{-6}$ m^2/s für trockene Luft bei 20 °C angenommen werden.

[3] Strömungsgeschwindigkeit w=7,5 m/s

3.2.4 **Auslegung der Strömungsmaschine**

Grundsätzlich lassen sich sogenannte Fluidenergiemaschinen in hydraulische und thermische Strömungsmaschinen unterteilen. Letztere sind für die Auswahl der antreibenden Arbeitsmaschine aufgrund zu hoher Druckverhältnisse (Quotient aus End- zu Saugdruck) auszuschließen. Somit kann zwischen Ventilatoren und Gebläsen weiter differenziert werden. Ventilatoren erreichen Druckverhältnisse zwischen 1 und 1,1 und liefern hohe Volumenströme, wohingegen Gebläse mit Druckverhältnissen bis zu 1,3 geringere Volumenströme fördern. Der zuvor unter **Abschnitt 3.2.3** berechnete maximal aufzubringende Volumenstrom $(\sim 59\, m^3/\mathrm{h})$ bildet zu einer geschätzt aufzubringenden Druckerhöhung von ca. 400 Pa ein extrem ungünstiges Verhältnis. Dabei ist der Druckverlust des Strömungskanals in einer früheren Projektphase mit 220 Pa simuliert worden. Der Versuchsaufbau wird überschlägig mit dem Faktor zwei dessen berücksichtigt, wobei der Großteil des Druckverlustes sicherlich im vorderen Bereich des Versuchsaufbaus.

In der Produktpallette des Herstellers ebmPabst kommen somit nur einseitig ansaugende Gebläse für die Auswahl in Frage. Eine Übersicht der Kennfelder ausgesuchter Strömungsmaschinen ist **Abb. 3-18** zu entnehmen. Der für die Versuche abzudeckende Betriebsbereich ist im Kennfeld farblich markiert.

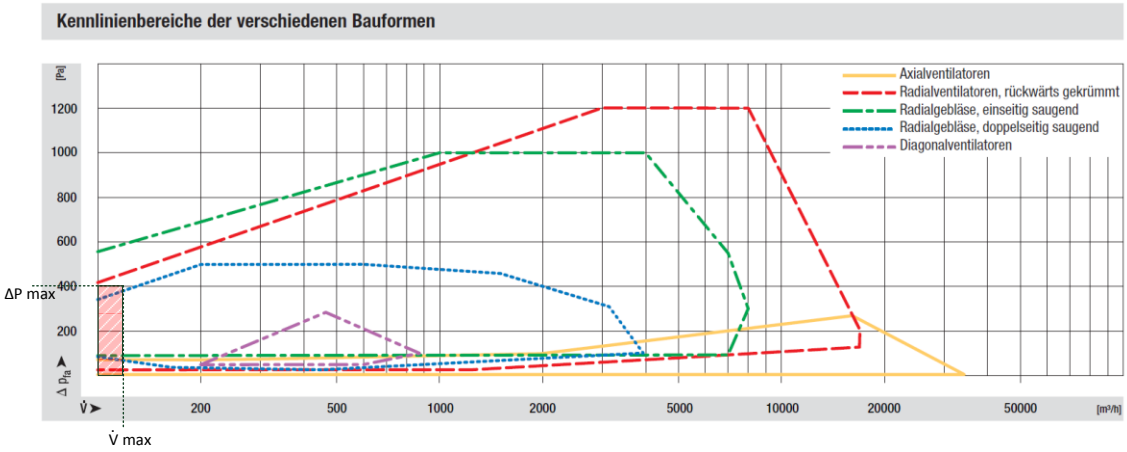
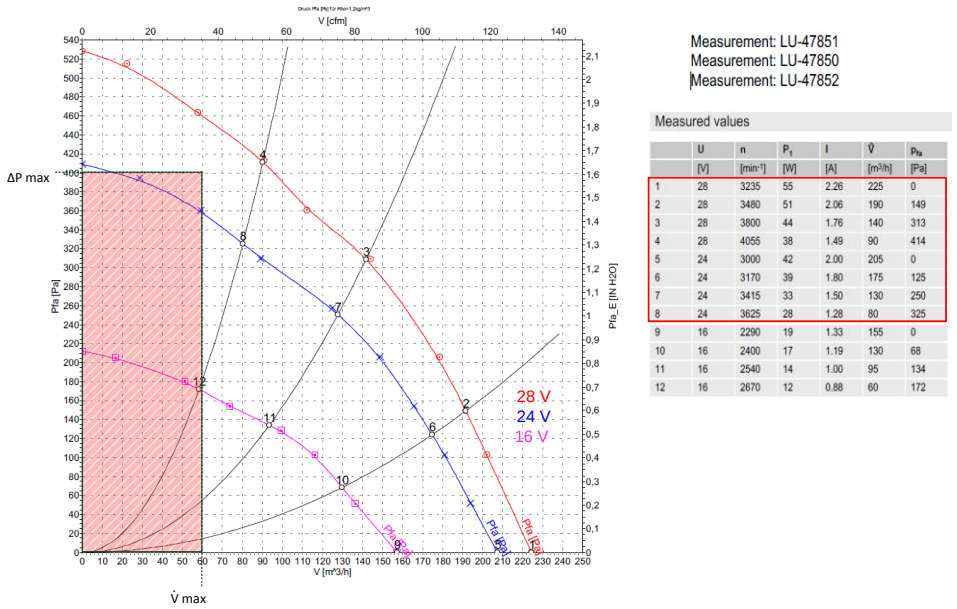


***Abb. 3-18** Kennfelder ausgewählter Strömungsmaschinen [EBM]*

Auf der Grundlage der geschätzten Druckerhöhung und des errechneten Volumenstromes ist das Radialgebläse G1G108-AB17-02 mit 24 V

Versorgungsspannung (Gleichstrom) ausgewählt worden. Die entsprechenden Kennlinien sind **Abb. 3-19** zu entnehmen.



Measured values

	U	n	P_1	I	V̇	p_{fa}
	[V]	[min⁻¹]	[W]	[A]	[m³/h]	[Pa]
1	28	3235	55	2.26	225	0
2	28	3480	51	2.06	190	149
3	28	3800	44	1.76	140	313
4	28	4055	38	1.49	90	414
5	24	3000	42	2.00	205	0
6	24	3170	39	1.80	175	125
7	24	3415	33	1.50	130	250
8	24	3625	28	1.28	80	325
9	16	2290	19	1.33	155	0
10	16	2400	17	1.19	130	68
11	16	2540	14	1.00	95	134
12	16	2670	12	0.88	60	172

Abb. 3-19 *Kennfeld Radialgebläse G1G108-AB17-02 [EBM]*

Der geforderte Kennfeldbereich wird durch die Lüfter-Kennlinien mit 24 V und 28 V elektrischer Leistung abgedeckt, wobei letztere den max. Arbeitspunkt nicht schneiden darf. Der Betrieb kann somit hauptsächlich unter 24 V Nennspannungsversorgung laufen. Um den gewünschten Arbeitspunkt im Kennfeld ansteuern zu können, kann die Lüfterleistung der jeweils anliegenden Spannung über ein vorgeschaltetes Potentiometer schrittweise reduziert werden. Über eine Regelung der Versorgungsspannung, bis zum Erreichen der max. Spannung bzw. min. Spannung, lässt sich die Leistung und damit die Strömungsgeschwindigkeit anschließend feinjustieren.

3.2.5 **Blockvolumina**

Der in den Blöcken konstruktiv vorgesehene Raum für die, zur Wärmespeicherung sowie zum Wärmetransport, eingesetzten Fluide wird an dieser Stelle als Blockvolumen definiert. In **Abb. 3-20** ist der dafür vorgesehene Bauraum sowie die Dichtung ersichtlich. Das Blockvolumen ergibt sich durch Verdrängung des Volumens der in **Abb. 3-21** sichtbaren Hülsen im zusammengebauten Zustand. Um den Versuchsaufbau während der Messungen möglichst nicht zu verändern, erfolgt die Befüllung der Füllfluide über eine Kanüle durch kleine Bohrungen unterhalb der Dichtung. Über die Schraubverbindung kann das Füllfluid nach der Messreihe abgelassen werden.



Abb. 3-20 *Unterkonstruktion des Prototypen*

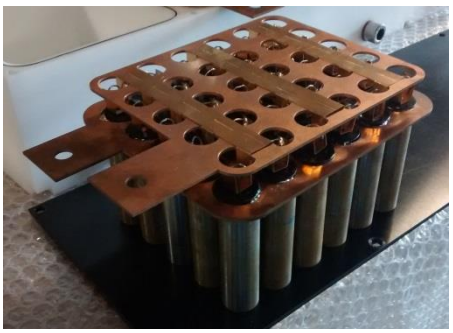


Abb. 3-21 *Kontaktierung eines Blockes*

Die mit einem Messzylinder nach ISO/4788 durch “Auslitern“ mit Wasser bei 20 °C bestimmten Blockvolumina sind **Tab. 3-4** zu entnehmen. Dabei wurde die Restfeuchte mit einem geschätzten Wert von 3 ml pro Block berücksichtigt.

Tab. 3-4: Blockvolumina

Blocknummer	Blockvolumen in [ml]
I	$499^{+}_{-}4$
II	$491^{+}_{-}4$
III	$499^{+}_{-}4$
IV	$495^{+}_{-}4$

Die Messtoleranz ergibt sich als zweifache Summation der Einzeltoleranzen infolge zweifacher Befüllung, da das Blockvolumen den Messbereich des Messzylinders überschreitet.

$$2 * \sum\{Gefäßtoleranz + Ablesefehler\} = 2 * \sum\{1\ ml + 1\ ml\} = \pm\ 4\ ml \quad \textbf{Gl. 3-10}$$

3.2.6 **Füllfluide**

Die für den Wärmetransport in das Blockvolumen eingebrachten Fluide werden nachfolgend als Füllfluide bezeichnet. Vorgesehen ist der Einsatz von PCS mit 30 prozentigem Paraffinanteil (PCS30) als Füllfluid. Um Aussagen über die Güte des Wärmetransportes dieser PCS Dispersion treffen zu können, werden vergleichend eine 40 prozentige PCS Dispersion (PCS40) sowie reines Paraffin[4] im Versuch eingesetzt. Diese verfügen zwar über ein höheres Potential zur Einspeicherung von latenter Wärme, allerdings steigt bei diesen Medien die Viskosität, was die Konvektion bei der Wärmeübertragung zunehmend behindert (vgl. **Tab. 3-5**).

Tab. 3-5: Stoffwerte der eingesetzten Füllfluide

Fluid		Blockfüllung /Block	Spezifische Wärmekapazität cp	Wärmeleit-fähigkeit λ	Dichte ρ	Kinematische Viskosität v	Spezifische Schmelz-enthalpie h
	°C	[ml] / [g]	$[Kj * Kg^{-1} * K^{-1}]$	$[W * m^{-1} * K^{-1}]$	$[Kg/m^3]$	$[m^2/s]$	[J/g]
Luft*	20	max	1,0064	$25{,}379 * 10^{-3}$	1,2043	$15{,}126 * 10^{-6}$	-
Wasser**	20	450 ± 4 [ml]	4,1851	$599{,}50 * 10^{-3}$	998,16	$1{,}0035 * 10^{-6}$	-
PCS 30%	20	450 ± 4 [ml]	~ 3,47#	$480 * 10^{-3}$ ●	~970 ●	$7{,}732 * 10^{-6}$ ●	≙~54
PCS 40%		450 ± 4 [ml]	~ 3,23#				≙~70
Paraffin	15	349,5 [g]	~1,8 ○	~$200 * 10^{-3}$ ○	~ 870 ○	>>	≙~240
	70		~2,4 ○		~ 750 ▪	~$2{,}4 * 10^{-6}$ ▪	

*trockene Luft bei 20°C und 0,101325 MPa nach Lemmon et al **Werte auf Siedelinie bei 20°C nach IAPWS-IF97
● nach [TAE 2014] ○ nach [RUB 2007] ▪nach [SAS 2012] # aus ○ **interpoliert

Die Wärmeleitfähigkeit von reinem Paraffin sinkt zudem oberhalb des Schmelzpunktes erheblich ab. Somit ist dieses Medium nur innerhalb eines

[4] Paraffol 18-97 (Sasol) [SAS 2012] - Nachfolgend mit PCM abgekürzt

engen räumlichen Bereiches, rund um die Wärmeemissionszone, als Wärmträgermedium geeignet. Der Abstand der Hülsen zueinander beträgt zwischen 2 mm und 7 mm, was unter Umständen genügt, um das Paraffin zeitnah zu verflüssigen. Diesem Sachverhalt wird unter **3.6** experimentell nachgegangen.

Nachfolgend werden die Phasenübergänge und die abgegebenen oder aufgenommenen Wärmemengen der Fluide, PCS30, PCS40 und Paraffin (PCM) durch eine Dynamische Wärmestrom-Differenzkalorimetrie (DDK, DSC)[5] näher untersucht. Dabei werden die spezifischen Wärmeströme (mW/mg) über die Temperatur aufgetragen. Es wird das Kalorimeter DSC 204 F1 Phoenix (NETZSCH) und die Software Proteus verwendet. Die Aufheiz- bzw. Abkühlrate der PCS Messungen beträgt 0,5 K pro Minute bzw. 1,3 K - 1,8 K pro Minute bei der PCM Probe aufgrund der schlechten Wärmeleitung.

PCS30

Die spezifische Schmelzenthalpie der PCS30 Dispersion ergibt sich als Integration der Fläche unterhalb der Schmelzkurve (obere Kennlinien) in **Abb. 3-22** und beträgt in beiden Messungen ca. 54 J/g. Der Schmelzpeak befindet sich bei 27,9 °C. Oberhalb von 28,5 °C ist der Phasenübergang abgeschlossen. In der Erstarrungskurve (untere Linien) lässt sich ein Unterkühlungseffekt beobachten, der den Peak auf etwa 24 °C absenkt und den Kurvenverlauf deutlich abflachen lässt. Der Erstarrungsprozess ist bei etwa 14 °C abgeschlossen. Die spezifische Erstarrungsenthalpie beträgt ca. 48 J/g, wobei die Differenz zur spezifischen Schmelzenthalpie durch den Peak bei 8 °C zu erklären ist. Hervorgerufen wird dieser Unterkühlungseffekt maßgeblich durch fehlende Kristallisationsansätze in der Schmelze.

[5] engl. Differential Scanning Calorimetry, DSC

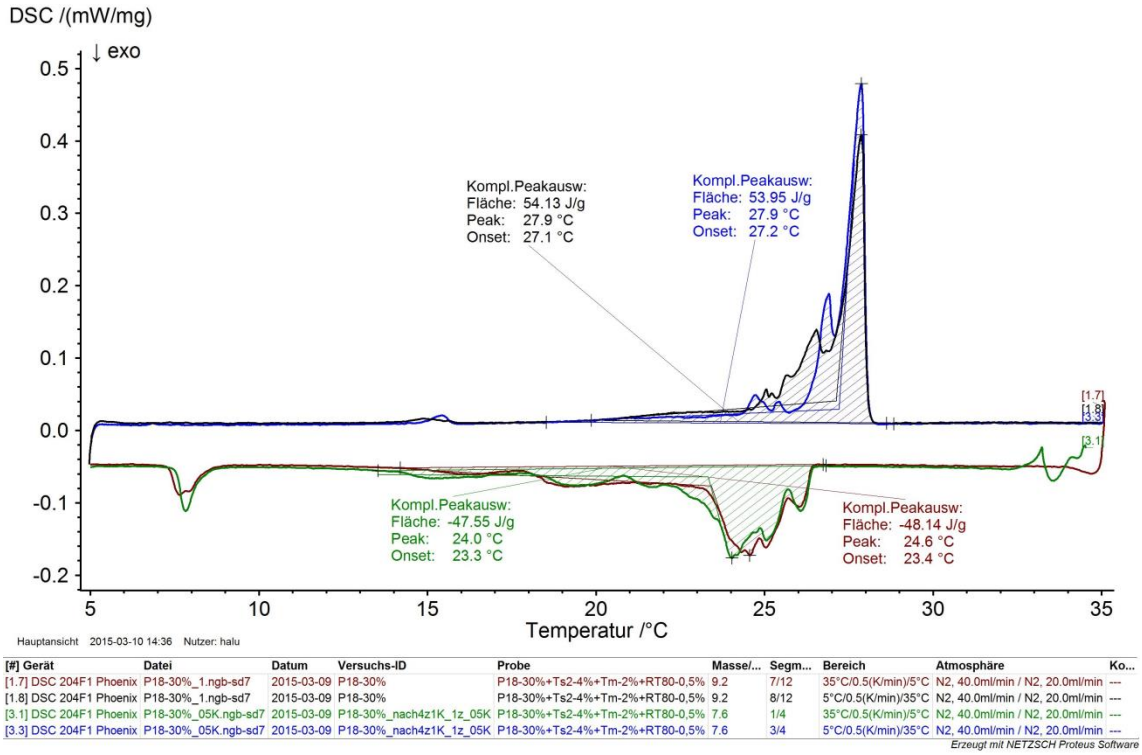


***Abb. 3-22** DSC Messung PCS30 [UMS]*

Da die Hülsen der Heizwiderstände im Prototypen aus nicht korrosionsfestem Stahl bestehen, wird zwangsläufig eine Verunreinigung durch Korrosionsrückstände erfolgen. Denkbar wäre, dass diese Partikel als Kristallisationsansatz für den Phasenübergang fungieren und den Unterkühlungseffekt minimieren. Um sicherzustellen, dass vor Versuchsbeginn kein Phasenwechsel stattgefunden hat, wird die Temperatur der PCS Dispersionen kurzzeitig auf 15 °C gehalten.

PCS40

Wie in **Abb. 3-23** ersichtlich, steigt die spezifische Schmelzenthalpie der PCS40 Dispersion aufgrund des höheren Paraffingehaltes auf 69,3 J/g an. Der Schmelzpeak liegt bei 28 °C. In der Erstarrungskurve lässt sich ebenfalls ein Unterkühlungseffekt erkennen, der den Erstarrungspeak gegenüber dem Schmelzpeak um ca. 4,7 °C verschiebt. Die spezifische Erstarrungsenthalpie beträgt ca. 54 J/g, wobei die Differenz zur spezifischen Schmelzenthalpie wiederum durch den Peak bei ca. 8 °C hervorgerufen wird.

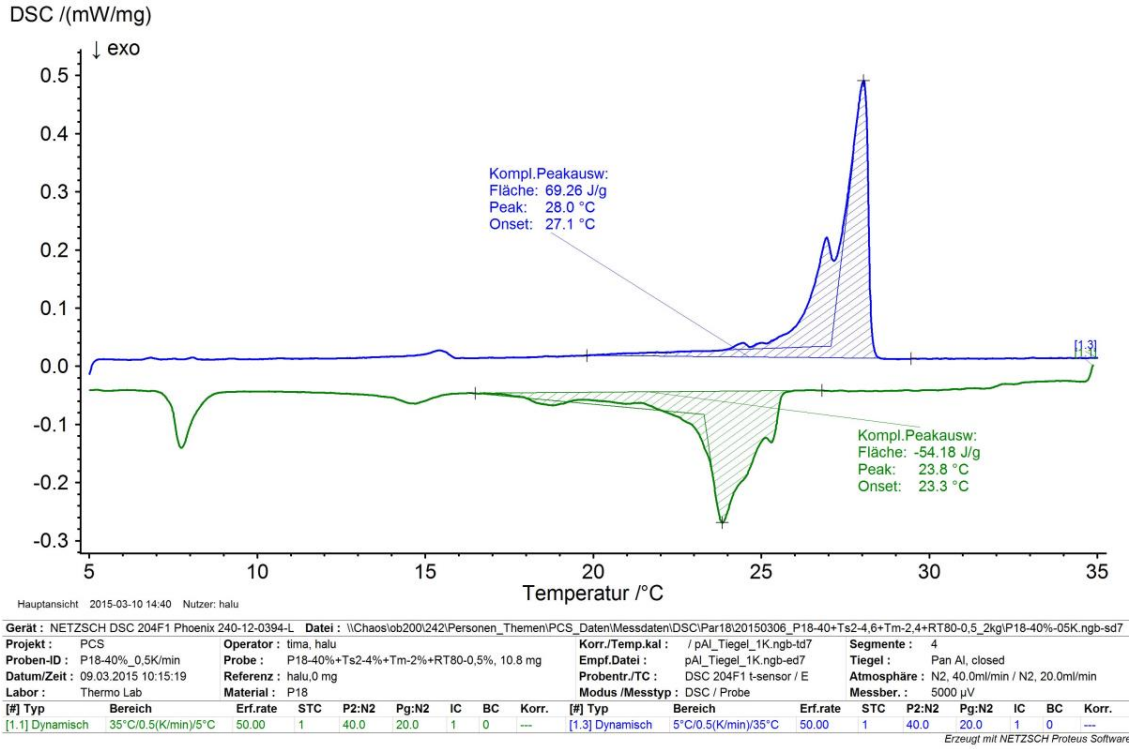


***Abb. 3-23** DSC Messung PCS40[UMS]*

PCM

Im Versuch wird Paraffin PARAFOL18-97 (chemischer Name n-octadecan) verwendet. Dabei wird die Reinheit vom Hersteller mit >97% angegeben [SAS 2012]. Der Schmelzpeak liegt bei ca. 30 °C und die spezifische Schmelzenthalpie bei etwa 230 J/g (vgl. **Abb. 3-24**). Aus der Erstarrungskurve ergibt sich die Erstarrungsenthalpie mit 241 J/g, wobei der Peak bei 23,6 °C liegt.

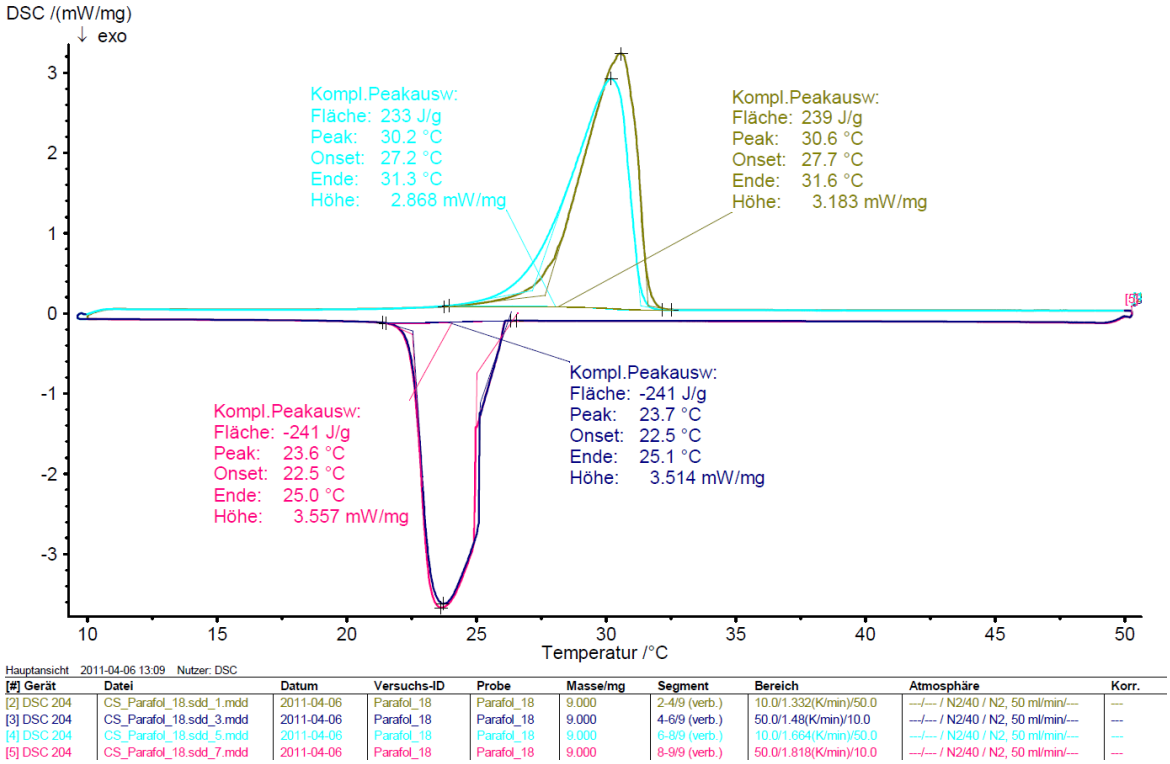


***Abb. 3-24** DSC Messung Parafol 18-97 (PCM) [UMS]*

Um den Einfluss der latenten Wärme kenntlich zu machen, wird gegenüber den beschriebenen Fluiden Wasser als Vergleichsmedium eingesetzt, das nur sensible Wärme speichern kann. Eine Vergleichsmessung mit Luft soll schließlich den generellen Einfluss des Wärmetransportes durch eine Befüllung mit flüssigen Fluiden aufzeigen.

Luft, ebenfalls ein Fluid, weist gegenüber den zuvor genannten Fluiden eine reduzierte Wärmekapazität und eine enorm reduzierte Wärmeleitfähigkeit auf. Somit kann Luft im Versuch als thermischer Isolator interpretiert und als Vergleichswert hinzugezogen werden.

Die zuvor gemessenen Blockvolumina weichen geringfügig voneinander ab. Um eine gleichmäßige Befüllung der Blöcke zu gewährleisten, wird diese auf 450 ml festgelegt. Dabei wurde eine mögliche Volumenausdehnung der Füllfluide durch Dichteänderung bei Wärmezufuhr mit zehn Prozent berücksichtigt. Somit

kann ein Übertreten auf die Kupferleiter in jedem Fall ausgeschlossen und ein elektrischer Leiterschluss verhindert werden.

Die Volumina der Fluide Wasser, PCS30 und PCS40 lassen sich, wie in **3.2.5** beschrieben, bei 20 °C auf 450 ± 4 ml bestimmen. Da reines Paraffin bei 20 °C nicht im flüssigen Zustand vorliegt, wird dessen Volumen rechnerisch über das Gewicht ermittelt. Aufgrund der großen Volumenausdehnung wird der Bezugspunkt bei diesem Medium auf 30 °C festgelegt, um einen Übertritt auf die Kupferplatinen ebenfalls auszuschließen. Für eine Befüllung mit 450 ml (bei 30 °C) werden 349,5 g mit einer Feinwaage abgewogen. Dies führt jedoch unweigerlich zu einer Differenz des Volumens (bei 20 °C) von ca. 11 % in Bezug auf die PCS Dispersionen. Bei der Befüllung mit Luft kann eine Volumendifferenz ignoriert werden, da es sich hier eher um einen Isolator als um einen Wärmeträger bzw. Wärmespeicher handelt.

3.2.7 **Datenerfassung und Verarbeitung**

Die Erfassung aller Daten erfolgt über einen Messrechner und der Software LabVIEW 2012. Mittels der grafischen Benutzeroberfläche aus **Abb. 3-25** können die Versuchsparameter für die jeweiligen Versuche manuell angesteuert und überwacht werden. Vor Versuchsbeginn wird die Strömungsgeschwindigkeit grob auf den entsprechenden Wert eingestellt③. Die Feinjustierung erfolgt über die gemittelte Strömungsgeschwindigkeit der letzten Minute④ (arithmetischer Mittelwert) und wird auf die Werte des Strömungskanals umgerechnet. Die Temperaturverläufe werden zeitlich aufgelöst②. Somit lässt sich die Temperatur der Strömung auf gewünschten stationären Zustand bringen. Über die Anzeige ⑤ lässt sich überprüfen, ob die übrigen Temperaturen im selbigen Temperaturbereich liegen. Entsprechen alle Parameter den Bedingungen bei Versuchsstart, lässt sich die Log-Funktion der Messung ① starten und kommentieren. Die Abbruchbedingung für die statischen Versuche kann über die Schaltfelder ⑥ eingegeben werden. Dabei wird die angezeigte Steigung der Geraden② berechnet und mit dem Abbruchkriterium (Δt=0,5 °C/h) verglichen.

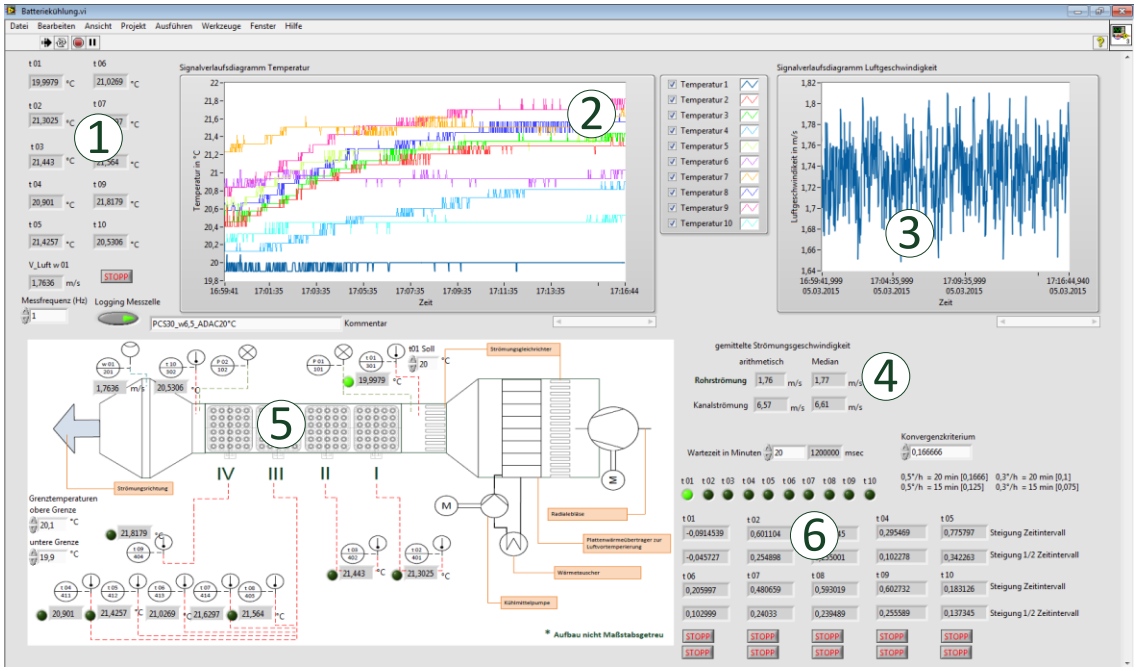


Abb. 3-25 *Datenerfassung durch LabVIEW*

3.2.8 **Überprüfung der Messlogik**

Um eine korrekte Messwerteerfassung der Temperaturen an den Messstellen zu gewährleisten, werden drei Testmessungen durchgeführt. Da einige Temperaturverläufe logisch zu erklären sind, lassen sich die Messwerte auf diesen Zusammenhang überprüfen. Als Füllfluid wird hier nur Luft eingesetzt.

Testmessung 1:

Parameter:

Messen der Temperaturen bei Raumtemperatur ohne Strömungseinfluss.

Erwartung:

Die Temperaturwerte eins bis zehn sollten den gleichen Wert annehmen.

Ergebnis:

	t 01	=	t 02	=	t 03	=	t 04	=	t 05	
=	t 06	=	t 07	=	t 08	=	t 09	=	t 10	
	22,9°C	≅	23,0°C	≅	23,0°C	≅	22,9°C	≅	23,1°C	
≅	24,2°C	≅	24,2°C	≅	23,1°C	≅	23,0°C	≅	23,0°C	f

Auffällig ist eine Abweichung bei den Temperaturen t 06 und t 07, mit denen die Temperatur der oberen- und unteren Leiterplatte gemessen wird. Dies lässt sich jedoch durch die Auswahl der Thermoelemente und deren werksseitige Kalibrierung erklären. In der Auswertung muss dies berücksichtigt werden. Für die restlichen Temperaturen gilt auf ihren Mittelwert bezogen eine Schwankung von 23°C ± 0,13, was unterhalb des zuvor beschriebenen Messfehlers liegt.

Testmessung 2:

Parameter:

Die eintretende Luft wird auf etwa 60 °C vortemperiert und die Strömungsgeschwindigkeit wird auf den maximalen Wert eingestellt. Die Heizwiderstände werden dabei nicht in Betrieb genommen. Die Temperaturen werden gemessen sobald sich das Gesamtsystem in etwa stationär verhält.

Erwartung:

[-1-] Die Lufteintrittstemperatur sollte einen größeren Wert annehmen als die Ausgangstemperatur. [-2-] Zu erwarten ist ebenfalls eine in etwa lineare Temperaturabnahme der Blockkerntemperaturen entlang der Strömungsrichtung. [-3-] Die für die Anode gemessene Temperatur sollte der Kathodentemperatur entsprechen. [-4-] Der Temperaturverlauf innerhalb von Block III sollte mit zunehmendem Abstand zur Anode einen negativen Trend aufzeigen.

Ergebnis:

[-1-]	t 01	>	t 10						
	57,5°C	>	55,2°C						✓
[-2-]	t 02	>	t 03	>	t 08	>	t 09		
	57,0°C	>	56,9°C	>	56,1°C	>	55,9 °C		✓
[-3-]	t 06	=	t 07						
	58,9°C	≅	57,6°C						f
[-4-]	t 05	>	t 08	>	t 04				
	55,8°C	>	55,1°C	>	47,8°C				✓

Auffällig ist eine Differenz der beiden Temperaturen t 06 und t 07 in [-3-] zueinander. Da die Messstellen räumlich sehr nah zusammen liegen, sollte der gemessene Wert für die Temperaturen gleichwertig sein. Wahrscheinlich ist die gemessene Differenz auf Strömungsturbulenzen zurückzuführen, da für die Messstellen in der zuvor durchgeführten Testmessung (bei Raumtemperatur) der gleiche Messwert erfasst wird. Dieser Effekt sollte sich also bei geringeren Temperaturen abschwächen. Die Diskrepanz dieser beiden Temperaturen zu den übrigen ist wiederum auf die unterschiedliche Kalibrierung zurückzuführen.

Testmessung 3:

Parameter:

Die Blöcke I bis IV werden in Reihe geschaltet und elektrisch “aufgeheizt“ (10,5 V; 8,5 A). Der Versuch wird bei Raumtemperatur (21 °C) gestartet, dabei bleibt die Strömungsmaschine dauerhaft abgeschaltet. Die Messwerterfassung erfolgt ca. zehn Minuten nach Versuchsbeginn.

Erwartung:

[-1-] Die Temperaturwerte t 02, t 03, t 04, t 05, t 08 und t 09 sollten den gleichen Wert annehmen. [-2-] Der Temperaturwert der Anode sollte aufgrund der Nähe

zur Wärmequelle über dem der Kathode liegen. [-3-] Die Ein- und Austrittstemperaturen der Strömung sollten aufgrund der räumlichen Distanz verglichen mit den Temperaturen t 02 bis t 09 nur geringfügig steigen.

Ergebnis:

[-1-]	t 02	=	t 03	=	t 04	=	t 05	=	t 08	=	t 09			
	42,5°C	≅	41,9°C	≅	32,1°C	≅	42,2°C	≅	42,0°C	≅	41,9°C	f		
[-2-]	t 07	>	t 06											
	31,3°C	>	28,0°C									✓		
[-3-]	t 01	=	t 10	<<	arithmetischer Mittelwert Σ (t02, … , t09)									
	20,5°C	~	20,6°C	<<	40,4°C							✓		

Aus [-1-] wird ersichtlich, dass sich die gemessene Temperatur t 04 deutlich von den anderen unterscheidet. Dies lässt sich durch zwei überlagernde Effekte erklären. Im Gegensatz zu den anderen Messstellen ist das Thermoelement hier nur von zwei statt vier Heizwiderständen umgeben. Des Weiteren befindet sich das Thermoelement nahe am Boden und grenzt an die Außenwand. Infolge dessen treten an dieser Stelle verstärkt Konvektionsströme und Wärmeübergänge auf. Bei Befüllung mit flüssigen Medien sollte sich dieser Effekt aufgrund höherer spezifischer Wärmekapazität abschwächen. Um einen defekten Heizwiderstand auszuschließen werden diese nach Versuchsende erneut auf Funktion geprüft.

3.3 Leistungsberechnung und Entladezeiten

Im Konzept ist der Einsatz der Traktionsbatterie »Panasonic-UR18650E Lithium Ion« vorgesehen. Die entsprechenden Daten der Traktionsbatterie sind **Tab. 3-6** sowie [PAN 2012] zu entnehmen.

Tab. 3-6: Randbedingungen der Traktionsbatterie

Name	Variable	Betrag	Einheit
Kapazität	C	2150	[mAh]
Ladewirkungsgrad	η	0,95	-
C-Rate	C-	2	-
elektrische Spannung (bei 2C)	V	3,6	[V]
elektrische Stromstärke (bei 2C)	A	4,3	[A]

[PAN 2012]

In den statischen Versuchen wird das thermische Verhalten dieser Batterie bei einem Entladevorgang von 2-C nachgeahmt. Die sogenannte C-Rate gibt den maximalen Strom des Akkus in Bezug auf die Gesamtkapazität an. In den dynamischen Versuchen ist diese C-Rate variabel. In beiden Fällen wird von einem Ladewirkungsgrad der galvanischen Elemente von 95 % ausgegangen. Dabei ergibt sich dieser als Quotient aus der entnommenen zu der beim Laden aufgewendeten Energie. Somit wird aufgrund des inneren Widerstandes fünf Prozent der Energie in Form von Wärme emittiert.

Um das beschriebene Verhalten der galvanischen Zellen nachahmen zu können, sind in jedem Block 30 Heizwiderstände vom Typ »214-3 1R0 10 % (1Ω) (VITROHM)« verbaut und jeweils elektrisch parallel verschaltet. Ein entsprechendes Datenblatt ist [VIT 2000] zu entnehmen. Fertigungsbedingt unterliegt der Betrag des Widerstandes geringfügigen Schwankungen. Eine Kontrollmessung offenbart jedoch nur eine geringfügige Differenz der Blockwiderstände von $\sim 20 * 10^{-3}$ Ω zueinander. Die jeweils in einem Block parallel verschalteten Widerstände werden wiederum Blockweise in Reihe geschaltet. Der gemessene Gesamtwiderstand des Versuchsaufbaus beträgt 1,395 Ω.

Aus den Vorgaben des zu simulierenden Entladevorganges (statisch) ergeben sich bei genannter C-Rate und einer Kapazität von 2150 mAh eine Spannung von 3,6 V und eine Stromstärke von 4,3 A einer Zelle. Die thermische Verlustleistung einer Zelle errechnet sich unter Einbeziehung des Ladewirkungsgrades durch:

$$P_{Verlust,thermisch;\,Zelle} = U_{Zelle} * I_{Zelle} * (1-\eta) = 0{,}774W \quad \textbf{Gl. 3-11}$$

Mit 30 in Reihe geschalteten Zellen ergibt sich für die thermische Verlustleistung eines Blockes ein Wert von 23,22 W bzw. für eine Reihe der Wert 92,88 W. Aufgrund des Wirkungsgrades der Heizwiderstände von ~100%, bei der Umwandlung von elektrischer in thermische Leistung, kann letzterer Wert auch als max. elektrische Leistung der statischen Versuche betrachtet werden:

$$P_{Verlust,thermisch;\,Zelle} \overset{!}{=} P_{elektrisch;\,Heizwiderstand} \quad \textbf{Gl. 3-12}$$

Allerdings gilt:

$$U_{Zelle} \neq U_{Heizwiderstand} \quad \textbf{Gl. 3-13}$$

$$I_{Zelle} \neq I_{Heizwiderstand} \quad \textbf{Gl. 3-14}$$

Die elektrische Spannung eines Heizwiderstandes lässt sich aus den folgenden Gleichungen errechnen:

$$U_{Heizw.} = R_{Heizw.} * I_{Heizw.} \quad \textbf{Gl. 3-15}$$

$$U_{Heizw.} = \frac{P_{Heizw.}}{I_{Heizw.}} \quad \textbf{Gl. 3-16}$$

Somit ergibt sich durch gleichsetzen und umstellen der Ausdruck:

$$I_{Heizw.} = \sqrt{\frac{P_{Heizw.}}{R_{Heizw.}}} \quad \textbf{Gl. 3-17}$$

Analog gilt selbige Gleichung auch für den Gesamtstrom des Versuchsaufbaus. Da die aufzubringende elektrische Leistung und der Gesamtwiderstand des Versuchsaufbaus bereits bekannt sind, folgt für die max. aufzubringende Stromstärke:

$$I_{statisch;max} = \sqrt{\frac{92{,}88\ W}{1{,}395\ \Omega}} = 8{,}160\ A \quad \textbf{Gl. 3-18}$$

Analog lassen sich die Stromstärken auch für niedrigere Leistungen berechnen. Die jeweils zugehörige Spannung kann mit **Gl. 3-16** berechnet werden.

Die max. Versorgungsspannung eines Heizwiderstandes wird vom Hersteller mit ~3,16 V angegeben [VIT 2000]. Die max. zulässige Spannung des Versuchsaufbaus beträgt demnach, aufgrund vierfach in Reihe geschalteter Parallelschaltung der 30 Heizwiderstände, das Vierfache der max. Versorgungsspannung und somit ~12,65 V.

Um Aussagen über das thermische Verhalten des Versuchsaufbaus treffen zu können, sind die Entladezeiträume der jeweils aufgebrachten Leistungen von Interesse, bei der die Batterie rechnerisch vollständig entladen wäre. Dabei wird idealisiert von einem linearen Entladevorgang ausgegangen. Aufgrund **Gl. 3-13** und **Gl. 3-14** kann die Entladedauer bei herabgesetzter Leistung nicht als einfacher Quotient der Gesamtkapazität zum Entladestrom errechnet werden. Für den zu simulierenden Entladevorgang einer Reihe ergibt sich die Gesamtkapazität (in kWh) bei 120 Zellen und einer Spannung von 3,6 V aus der Beziehung:

$$C_{Reihe}[wh] = C_{Zelle}[mAh] * 10^{-3} * n_{Zellen} * U_{Zelle}[V] = 0{,}929\ kWh \qquad \textbf{Gl. 3-19}$$

Da lediglich die thermische Verlustleistung simuliert wird, muss der Ladewirkungsgrad η_{Zelle} (0,95) berücksichtigt werden. Für die Entladedauer gilt somit:

$$\Delta t_{entladung}[h] = \frac{C_{Reihe}[kWh]\ * (1-\eta)}{P_{elektrisch,Reihe}\ [kW]} \qquad \textbf{Gl. 3-20}$$

Die Entladezeiträume der in **3.5** festgelegten Untersuchungsleistungen **Tab. 3-7** zu entnehmen.

Tab. 3-7: Leistungsorientierte Entladedauer

	simulierte thermische Verlustleistung der Reihe			
	25% (23,22 W)	50% (46,44 W)	80% (74,304 W)	100% (92,88 W)
simulierte Entladedauer [h]	2	1	0,625	0,5
simulierte Entladedauer [s]	7200	3600	2250	1800

3.4 Auslegung der dynamischen Lastzyklen

Wird die im vorigen Kapitel berechnete Leistung konstant gehalten, wird im weiteren Verlauf dieser Arbeit von einem statischen Versuch gesprochen. Da eine Fahrweise unter dauerhafter Volllast im realen Alltag eher atypisch ist, wird nachfolgend eine dynamische Fahrweise in Form eines variablen Wärmeeintrags durch die Heizwiderstände simuliert. Diese Versuche werden nachfolgend als dynamisch bezeichnet.

3.4.1 **Elektrofahrzeug-Zyklus**

„Der Zyklus für Elektrofahrzeuge ist die Aneinanderreihung von NEFZ, WLTP und ein angeglichener Teil des ADAC Autobahnzyklus. Die Wegstrecken sind so angepasst, dass die rechnerischen Gewichtungen wieder übereinstimmen.“ [ADAC 2012]

Die einzelnen Fahrweisen und Beschleunigungsvorgänge sowie die im Zyklus nachgeahmten Alltagssituationen sind im Detail der genannten Quelle zu entnehmen und werden an dieser Stelle nicht näher erläutert. Der Geschwindigkeitsverlauf ist in **Abb. 3-26 (oberste Linie)** als Funktion der Zeit dargestellt.

Aus [BÜRK 2014] sind die thermischen Verlustwärmeströme eines Blockes im Verlauf dieses Zyklus bereits bekannt. Auf Grundlage dieser Daten lassen sich die dynamischen Verlustwärmeströme der Traktionsbatterie, durch gezielte

elektrische Ansteuerung der Heizwiderstände im Prototyp nachahmen. Da über das Netzteil keine zeitlich abhängige Leistung zu realisieren ist, wird eine elektronische Last der Marke »H&H (ZS 15460)« mit den in Reihe geschalteten Blöcken parallel verschaltet. Über eine Programmierung dieser Last kann zum vorgegebenen Zeitpunkt überschüssige Leistung in Wärme umgewandelt werden. Infolge wird der Prototyp nur mit der verbliebenen Leistung belastet, wie in den Verläufen der Stromstärken in **Abb. 3-26 (rote Linien)** ebenfalls ersichtlich. Die Berechnung der Leistungen erfolgt dabei analog zu der unter **Abschnitt 3.3** beschriebenen Weise, in relativer Aufteilung zueinander. Der gemessene Spannungsverlauf des Prototypen kann über die Steuerung der Last in digitaler Form festgehalten werden.

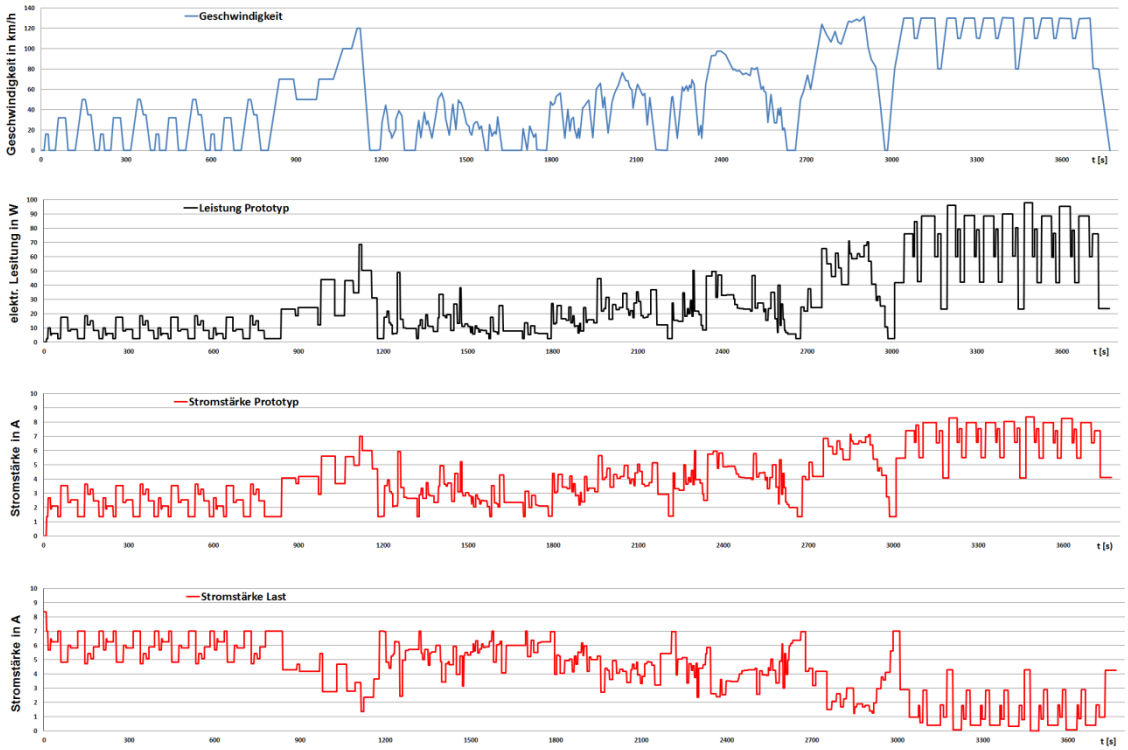


Abb. 3-26 *Elektrofahrzeug-Zyklus (Geschwindigkeit, Leistung, Stromstärken)*

Die zweite Linie von oben (**schwarze Linie**) stellt den Leistungsverlauf des Prototypen innerhalb des Zyklus dar. Dabei sind die Beschleunigungsvorgänge aus dem Fahrzyklus durch die erste Ableitung, als Geraden konstanter

Beschleunigungsenergie ausgeprägt. Das Fahren mit konstanter Geschwindigkeit erfordert im Vergleich dazu weniger Energie, weshalb die Leistungen hier absinken. Das Flächenintegral unterhalb der Kennlinie stellt dabei die eingebrachte thermische Verlustenergie dar. Wird diese mit dem Entladewirkungsgrad auf die realen Zellen zurückgerechnet, entspricht dies 67 % der Batteriekapazität. Weiterhin fällt auf, dass es trotz Stillstand des Fahrzeuges, in der obersten Kennlinie, zu einem Leistungseintrag in die Heizwiderstände kommt.

Dies lässt sich auf eine in der Berechnung angenommene Grundlast von 2 kW der 4800 Zellen zurückführen, mit der beispielsweise die Klimatisierung des Fahrzeuges berücksichtigt wird. Dabei gilt für die Verlustleistung einer Zelle:

$$P_{Verlust,thermisch,min} = \frac{P_{Grundlast} * (1 - \eta)}{4800} \qquad \textbf{Gl. 3-21}$$

Für die 130 Zellen des Versuchsaufbaus ergibt sich somit eine elektrische Leistung von 2,5 W, was im unteren Bereich der Leistungskennlinie ersichtlich wird. Die entsprechenden Spannungen konnten für diese Punkte im Versuchsablauf durch Messungen bestätigt werden. Gleiches gilt für die Maximalspannung. Somit ist sichergestellt, dass der Entladevorgang der Traktionsbatterie unter Belastung des Zyklus hinreichend genau simuliert werden kann.

3.4.2 **Alternierender Belastungs-Zyklus**

Der Alternierende Belastungs-Zyklus soll den Einfluss der Viskosität und der latenten Wärme der Füllfluide aufzeigen. Über eine dynamische Belastung wird die Schmelzenthalpie des Fluids mehrfach gespeichert, bzw. wieder freigesetzt. Ebenso sollen die Temperaturverläufe beim “Auskühlen“ am Ende des Zyklus verglichen werden. Die Heizelemente werden dazu mit 100% bzw. 0% der elektrischen Leistung abwechselnd angesteuert, wie in **Abb. 3-27** ersichtlich wird. Dabei bezieht sich der 100 % Wert auf den höchsten Wert des zuvor

beschriebenen Elektrofahrzeug-Zyklus, der aufgrund der simulierten Grundlast oberhalb des unter **3.3** berechneten Wertes liegt.

Die Belastung erfolgt in drei Phasen. Dabei wird das Verhältnis zwischen Zeiten mit max. Leistung zu denen ohne Wärmeeintrag jeweils gesteigert. Die in jeder Phase emittierte Wärmemenge wird in etwa konstant gehalten. Der Zyklus endet nach 50.000 Sekunden. Ein detaillierter Überblick bietet **Tab. 3-8**.

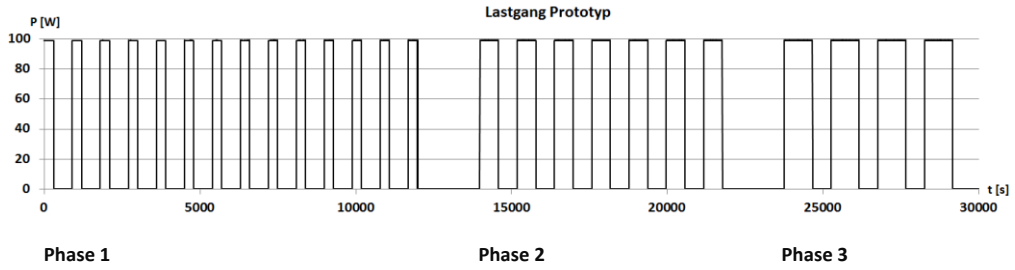


***Abb. 3-27** Kennlinie des Belastungs-Zyklus*

Tab. 3-8: Leistungsverlauf des Alternierenden Belastungs-Zyklus

Zeit [s]		Anzahl der Belastungszyklen	(P=95,76W) Zeit [s]	(P=0W) Zeit [s]	Be- /Entlastungs-verhältnis	Emittierte Wärmemenge [Wh]
0	Phase 1	14	300	600	0,5	111,72
12.600	-	-	-	2.000	-	-
14.600	Phase 2	7	600	600	1	111,72
23.000	-	-	-	2.000	-	-
25.000	Phase 3	4	900	600	1,5	95,76
31.000	-	-	-	19.000	-	-
50.000	-	-	-	-	-	-

3.5 Festlegung der Messreihen

Um gesicherte Erkenntnisse über die Eigenschaften des Prototypen gewinnen zu können, müssen vor Versuchsbeginn zahlreiche Fragen hinsichtlich ihrer Umsetzbarkeit untersucht werden. Dabei wird an dieser Stelle grundsätzlich zwischen der Ermittlung der Druckverluste sowie der thermodynamischen Untersuchung unterschieden. Anschließend muss aus den hier getroffenen Vorüberlegungen ein detaillierter Messplan abgeleitet werden.

Ermittlung der Druckverluste

Aufzunehmen sind die statischen Drücke bei Ein- und Austritt des Strömungskanals. Die Differenz der Drücke bildet den Druckverlust innerhalb des Systems. Dieser ist als Funktion der Strömungsgeschwindigkeit bzw. als Funktion des Volumenstromes abzubilden. Natürliche Luftdruckschwankungen der Umgebung können vernachlässigt werden, da nur die Differenz der Drücke und nicht deren Absolutwerte von Bedeutung sind. Da der maximale Druckverlust gemessen werden soll, muss der Betrag, der durch die Heizwiderstände eingebrachten thermischen Leistung, Null sein. Ein von diesen emittierter Wärmeeintrag würde zur Verringerung der Dichte und somit zu einer Reduzierung des statischen Druckes am Ende des Strömungskanals führen. Das System selbst muss an den Systemgrenzen bestmöglich gegenüber der Umgebung abgedichtet werden. Die Messreihe wird mit 20 °C vortemperierter Strömung durchgeführt.

Thermodynamische Erprobung

Es ist klären welchen Einfluss die untersuchten Fluide auf die Funktion des Konzeptes ausüben. Diese unterscheiden sich in der Viskosität, der Wärmeleitfähigkeit und in ihrer Fähigkeit Wärme in latenter Form zu speichern. Ebenso ist der Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit und der eingebrachten Verlustleistung zu untersuchen. Weiterhin muss versucht werden die Fahrweisen des Elektrofahrzeuges realitätsnah abzubilden. Es stellt sich die Frage auf welche Endtemperatur sich das System jeweils einpendelt und wie hoch die Aufheizraten bis zu diesem Punkt sind? Anhand dieser Überlegungen werden nachfolgend Versuchsreihen entwickelt, um diese Sachverhalte zu untersuchen.

Im Versuch sollen Erkenntnisse über den Einfluss der latenten Wärme der Medien und deren Fließverhalten auf das Thermomanagement des Systems gewonnen werden. Dazu werden, wie unter **Abschnitt 3.5** beschrieben, die Fluide Wasser und Luft als Vergleichsmedien eingesetzt und deren

Temperaturverläufe mit denen der PCS-Dispersionen bzw. dem PCM verglichen. Dafür werden für jedes Medium Messungen im Auslegungspunkt mit einer Strömungsgeschwindigkeit von 6,5 m/s bei einer konstanten Vorwärmung der Strömung auf 20 °C durchgeführt. Variiert werden dabei jeweils die eingebrachten elektrischen Leistungen in der Abstufung 25 %, 50 %, 80 %, und 100 %.

Der Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit wird bei den Medien Luft, Wasser und PCS30 mit den Abstufungen 7,5 m/s; 7 m/s; 6,5 m/s und 6 m/s untersucht und soll Aufschlüsse über die spätere Auslegung der Strömungsmaschine liefern. Die eingebrachte elektrische Leistung (Simulation der thermischen Verlustleistung) entspricht dabei 80 % der max. Leistung, da dies der hauptsächlichen Betriebsweise nahe kommt. Die Strömung wird bei den Messreihen ebenfalls auf 20 °C vortemperiert. Zur späteren Auswertung der Alpha-Werte der jeweiligen Wärmeübergänge erfolgt für das Medium PCS30 eine Vergleichsmessung mit den Strömungsgeschwindigkeiten 9 m/s sowie 2,5 m/s.

Bei den bisher beschriebenen statischen Versuchen mit konstanter Leistung ist zu erwarten, dass der Einfluss der latenten Wärme auf die sich langfristig einstellende Endtemperatur unerheblich ist. Die durch die Schmelzenthalpie jeweils entnommene Wärmemenge kann den Temperaturverlauf nur zeitlich beeinflussen, sie hat hingegen keinen Einfluss auf die stationäre Endtemperatur. Deshalb muss versucht werden den Temperaturverlauf mehrmals durch den Schmelzbereich des Paraffinanteils zu führen und die durch die Schmelzenthalpie gespeicherte und wieder abgegebene Wärme zu vervielfachen. Pro Medium wird daher eine Messung mit dem in **Abschnitt 3.4.2** beschriebenen Alternierenden Belastungs-Zyklus durchgeführt. Dieser Zyklus soll die Heizelemente im zeitlichen Verlauf abwechselnd mit 100 % bzw. 0 % der elektrischen Leistung ansteuern. Die Strömungsgeschwindigkeit beträgt bei diesen Tests 6,5 m/s. Die Luft wird auf 20 °C vortemperiert.

Schließlich werden für alle Medien reale Fahrverläufe simuliert. Ausgewählt wurde dafür der unter **Abschnitt 3.4.1**. beschriebene „Elektrofahrzeug-Zyklus“. Die zeitlich vorgegebenen Fahrweisen und Beschleunigungsvorgänge werden dabei über eine dynamische Ansteuerung der Heizelemente simuliert. Die Messungen erfolgen jeweils bei einer Strömungsgeschwindigkeit von 6,5 m/s und einer Vorwärmtemperatur der Strömung von 20 °C. Zusätzlich werden die Zyklen bei 25 °C Vorwärmung gemessen, um den Effekt der latenten Wärmespeicherung aufzuzeigen. Dabei wird der im Zyklus zwangsweise mitgemessene NEFZ-Zyklus jeweils gesondert ausgewertet.

Für die mit einer konstanten thermischen Verlustleistung statisch belasteten Versuche gilt eine Starttemperatur (t 01 bis t 10) von 20 °C. Die Messung endet bei Erreichen des Abbruchkriteriums. Als Abbruchkriterium wird ein konvergenter Temperaturverlauf von $\Delta t<0{,}5$ °C/h festgelegt. Dieser wird mit den Werten der letzten 20 Minuten rechnerisch auf eine Stunde hochgerechnet. Das Abbruchkriterium der dynamischen Versuche stellt logischerweise das Ende der Zyklen dar.

In allen beschriebenen Messreihen werden die Verläufe der Temperaturen t 01 bis t 10 bis zum Erreichen des jeweiligen Kriteriums als Funktion der Zeit gemessen. Im Anschluss können die verschiedenen Temperaturverläufe der Messreihe sowohl untereinander, als auch mit denen der anderen Messreihen qualitativ und quantitativ verglichen werden. Aus den Verläufen können zusätzlich die Temperaturen zu den in **Tab. 3-9** aufgeführten Zeitpunkten ermittelt und verglichen werden. Ebenso lassen sich Aufheizraten bestimmen, in dem die Dauer bis zum Erreichen der in **Tab. 3-10** aufgelisteten Kriterien bestimmt wird.

Ein detaillierter Messplan ist dem **Anhang - 1** zu entnehmen.

Tab. 3-9: Zeitpunkte der Temperaturerfassung

statische Versuche			dynamische Versuche		
Beschreibung	**Zeit [s]**	**Zeit [min]**	**Beschreibung**	**Zeit [s]**	**Zeit [min]**
Entladezeitpunkt P25%	7.200	120	Ende des ADAC-Zyklus	3.774	~ 63
Entladezeitpunkt P50%	3.600	60	Entladezeitpunkt des Belastungs-Zyklus	4.683	~ 78
Entladezeitpunkt P80%	2.250	~ 38	Ende des Belastungs-Zyklus	31.000	~ 517
Entladezeitpunkt P100%	1.800	30			
Temperaturen erreichen stationären Endzustand (Konvergenzkriterium)	zu ermitteln	zu ermitteln	"Auskühlzeitpunkt" Belastungs-Zyklus	36.000	600

Tab. 3-10: Kriterien der Aufheizraten

Beschreibung	**Zeit**
Grenztemperatur 30°C überschritten	zu ermitteln
Grenztemperatur 35°C überschritten	zu ermitteln
Temperaturen erreichen stationären Endzustand (Konvergenzkriterium)	zu ermitteln

3.6 Kontrollmessung der Hülsentemperatur

Wie aus **Tab. 3-5** ersichtlich, weist reines Paraffin eine sehr hohe spezifische Schmelzenthalpie auf. Infolge kann die thermische Verlustenergie der Zellen gut gespeichert werden. Da die PCS Dispersionen zum Großteil aus Wasser bestehen, ist deren Schmelzenthalpie in Bezug zu reinem Paraffin stark reduziert. Allerdings weisen deren Wärmeleitfähigkeit und spezifische Wärmekapazität höhere Werte auf. Gerade oberhalb des Schmelzbereichs nimmt die Wärmeleitung bei reinem Paraffin stark ab. Es ist fraglich, ob die Wärmeeinflusszone rund um die Hülsen zur Wärmeübertragung ausreicht. Es kann sich unter Umständen ein stark ausgeprägtes Temperaturgefälle zwischen der gemessenen Temperatur und der Hülsenoberfläche ausbilden. Um diesen Sachverhalt näher zu untersuchen, wird die Hülsentemperatur bei PCM Befüllung über den in **Abb. 3-28** dargestellten Versuchsaufbau näher untersucht. Dabei werden die Temperaturen an der Hülse sowie im Abstand

von 8 mm gemessen. Die aufgebrachte elektrische Leistung entspricht dabei der max. thermischen Verlustleistung einer Zelle von 0,774 W.

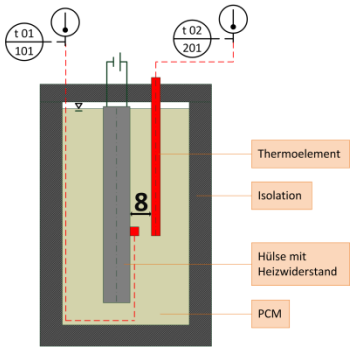


Abb. 3-28 *Versuchsaufbau zur Ermittlung der Hülsentemperatur*

4 Ergebnisse

Im nachstehenden Abschnitt werden die Ergebnisse, der in **Abschnitt 3.5** festgelegten Messreihen, erläutert. Die ermittelten statischen Temperaturen dieser Messreihen sind, in tabellarischer Form, in **Anhang - 2** aufgeführt. Die Auswertung der nachstehenden Ergebnisse erfolgt in **Kapitel 5**.

4.1 Druckverluste

In **Abb. 4-1** sind die gemessenen Druckverluste über der Strömungsgeschwindigkeit aufgetragen. Die Daten beziehen sich dabei auf drei wiederholt durchgeführte Messreihen. Die unter **Abschnitt 3.2.2** berechnete Messunsicherheit des Druckes von ±5 Pa ist in der Abbildung durch die Fehlerindikatoren dargestellt. Der Messbereich der Strömungssonde liegt oberhalb von 0,5 m/s. Somit ergibt sich ein minimal messbarer Wert von 1,58 m/s für die Strömungsgeschwindigkeit im Strömungskanal. Zur späteren Vergleichbarkeit mit den berechneten Werten ist hier bereits eine Trendlinie in Form eines Polynoms zweiten Grades eingezeichnet.

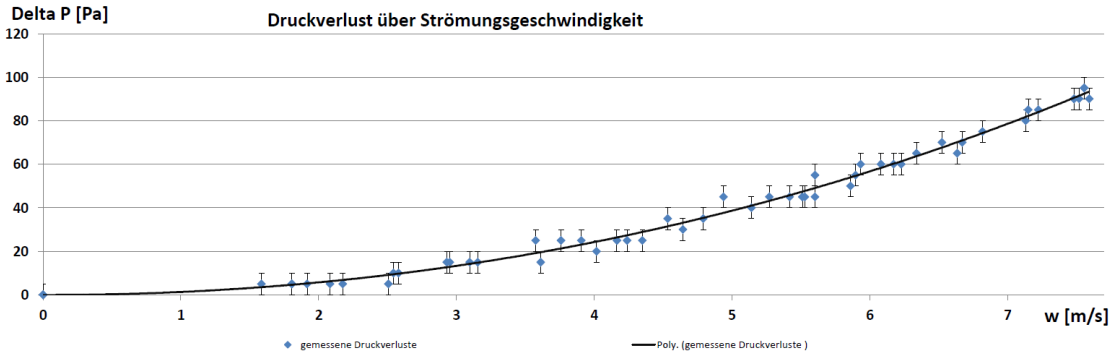


Abb. 4-1 *Gemessene Druckverluste der jeweiligen Strömungsgeschwindigkeiten*

4.2 Ergebnisse der thermodynamischen Untersuchung

4.2.1 Allgemeiner Temperaturverlauf einer Messreihe

Anhand der Messreihe mit 100 % elektrischer Leistung, einer Strömungsgeschwindigkeit von 6,5 m/s und einer Befüllung mit PCS30 ist der

typische Temperaturverlauf einer Messung in **Abb. 4-2** dargestellt. Bei Versuchsbeginn liegen alle Temperaturen auf dem Niveau der stationären Strömung bei 20 °C. Wie aus dem Temperaturverlauf t 01 ersichtlich, wird diese über den ganzen Versuch möglichst konstant gehalten. Aufgrund der direkten Nähe zu den Heizwiderständen steigt die Temperatur des PCS30 innerhalb der Blöcke bis zum Erreichen des Phasenwechsels schnell an. Da die eingebrachte Wärme über die Schmelzenthalpie des Paraffins aufgefangen wird, bleibt die Temperatur einige Zeit konstant, bis sie erneut bis zum Erreichen des Abbruchkriteriums ansteigt. Selbiges gilt für die Temperatur am Boden von Block $_{III}$, deren Verlauf jedoch zeitlich versetzt und zudem flacher verläuft.

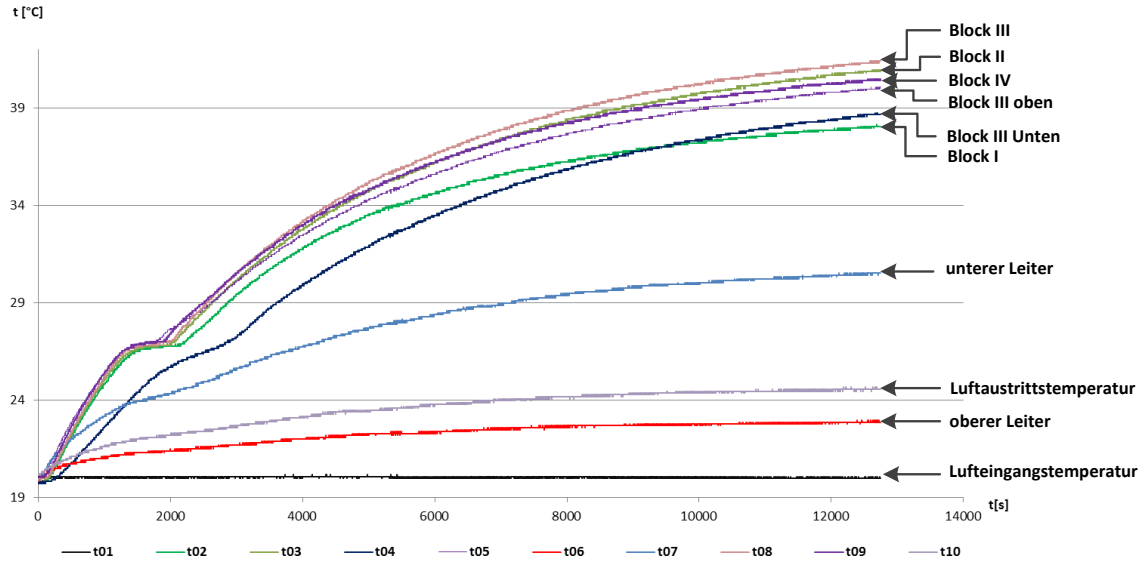


***Abb. 4-2** Temperaturverläufe t01 bis t10 bei PCS30 Befüllung und statischer Belastung (100% P_{el})*

Der abgeflachte Temperaturverlauf am Boden von Block $_{III}$ ist aufgrund der Distanz zur Wärmequelle erklärbar. Zudem verteilt sich die Wärme nicht homogen über die gesamte Hülsenoberfläche. Aufgrund der Wandnähe können trotz Isolierung auch Verlustwärmeströme an die Umgebung sowie ein „Totwassergebiet“ der Strömung nicht ausgeschlossen werden.

Durch den Wärmetransport an die kältere Luft bzw. an die Kupferplatte liegt die Temperatur im oberen Bereich von Block$_{III}$ (t 05) dauerhaft unterhalb der in mittlerer Höhe gemessenen Temperatur (t 08). Auffällig ist weiterhin, dass sich die Verläufe der Blocktemperaturen I bis IV nicht so verhalten wie es die

Reihenfolge ihrer Anströmung vermuten lässt. Der Temperaturverlauf des unteren Leiters (t 07) liegt aufgrund der Nähe zur Wärmequelle logischerweise über dem des oberen Leiters (t 06). Letzterer liegt wiederum unterhalb der Luftaustrittstemperatur (t 10).

4.2.1 **Thermisches Verhalten der verschiedenen Fluide**

Anhand der durch die stationären Versuche gewonnen Daten lassen sich Aussagen über das thermische Verhalten der Fluide treffen. Trotz unterschiedlicher Aufheizraten pegelt sich das System bei allen Fluiden, unter konstanten Bedingungen, auf den selbigen thermischen Zustand ein. Verglichen werden an dieser Stelle die Temperaturverläufe der Fluide, die mittig in $Block_{III}$ gemessen werden. Dabei bleiben die Rahmenbedingungen mit 100 % elektrischer Leistung und einer Strömungsgeschwindigkeit der Luftströmung von 6,5 m/s bei 20 °C stets konstant. Die Messungen enden jeweils sobald alle Temperaturen das festgelegte Abbruchkriterium erfüllen. In **Abb. 4-3** sind die Temperaturverläufe der Medien Luft, Wasser, PCS30, PCS40 und PCM über die Zeit aufgetragen.

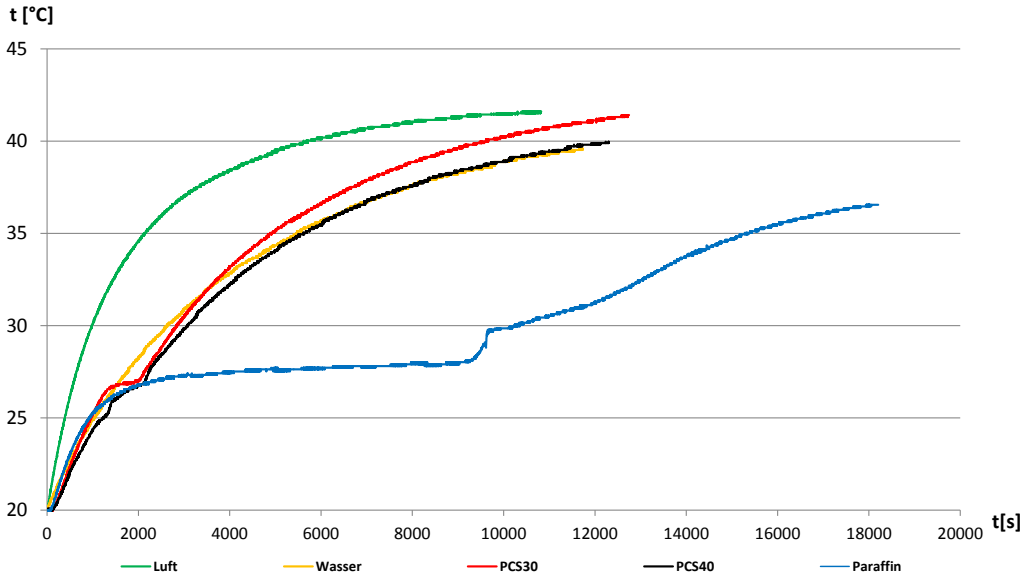


Abb. 4-3 *Temperaturverläufe der verschiedenen Fluide unter statischer Belastung (100% P_{el})*

Die Verläufe von Luft, Wasser, PCS30 und PCS40 lassen in jeweiliger Verlängerung den gemeinsamen stationären Zustand erahnen. Dieser

entspricht in etwa der Endtemperatur der Luft-Kennlinie bei ca. 42 °C. Die Kennlinie von reinem Paraffin weist dagegen einen sehr flachen Verlauf auf. Bei sehr großer zeitlicher Auflösung von 30.000 Sekunden wird dieser Zustand ebenfalls erreicht. Jedoch erreicht das System hier eine stationäre Temperatur von ca. 38 °C, was auf einen erhöhten Wärmeverlust durch die Wände aufgrund der schlechten Wärmeleitung des Mediums hindeutet.

Die Wasser-Linie (gelb) zeigt einen parabelförmigen Verlauf. Hier halbiert sich jeweils das Verhältnis von Temperatur/Zeit. Gegenüber dieser Kennlinie fällt eine deutliche Abweichung der Luft-Kennlinie auf, was auf einen gehemmten Wärmetransport schließen lässt. Der Wärmetransport findet hier nur über direkte Wärmeleitung der Hülsen statt, weshalb deren Oberflächentemperatur zudem vermutlich deutlich über der gemessenen Temperatur liegt. Eine Wärmeleitung über Konvektionsströme im Inneren des Blockes findet nahezu nicht statt. Dies ist aufgrund der geringen Wärmeleitfähigkeit von Luft zu erklären.

Gut sichtbar ist in dieser Abbildung der Einfluss der latenten Wärme des Paraffins. Bis zum Erreichen des Phasenwechsels entsprechen die Temperaturverläufe der PCS Dispersionen bzw. des PCM nahezu der Wasser-Kennlinie. Der horizontal verlaufende Temperaturbereich kennzeichnet dabei den Phasenübergang, bei dem die emittierte Wärme durch die Schmelzenthalpie aufgefangen wird. Wie zu erwarten, zeigt sich hier eine Staffelung nach dem Betrag der jeweiligen Schmelzenthalpie. Dieser “Kühleffekt“ wird jedoch aufgrund der schlechteren Wärmeleiteigenschaften gegenüber Wasser, oberhalb des Schmelzbereichs des Paraffins, wieder ausgeglichen. Dies wird durch das Schneiden der betreffenden Kennlinien (PCS30, PCS40, PCM) gegenüber der Wasser-Kennlinie deutlich. Dieser Zeitpunkt verzögert sich mit zunehmender Paraffinkonzentration des Fluids.

Der Temperaturverlauf des PCS40 nähert sich oberhalb des Schnittes zur Wasser-Linie dieser an. Ein Vergleich mit den bei 80 % der max. Leistung gemessenen Temperaturverläufen (vgl. **Abb. 4-4**) lässt vermuten, dass dieser Verlauf, aufgrund eines Messfehlers, etwas zu flach verläuft.

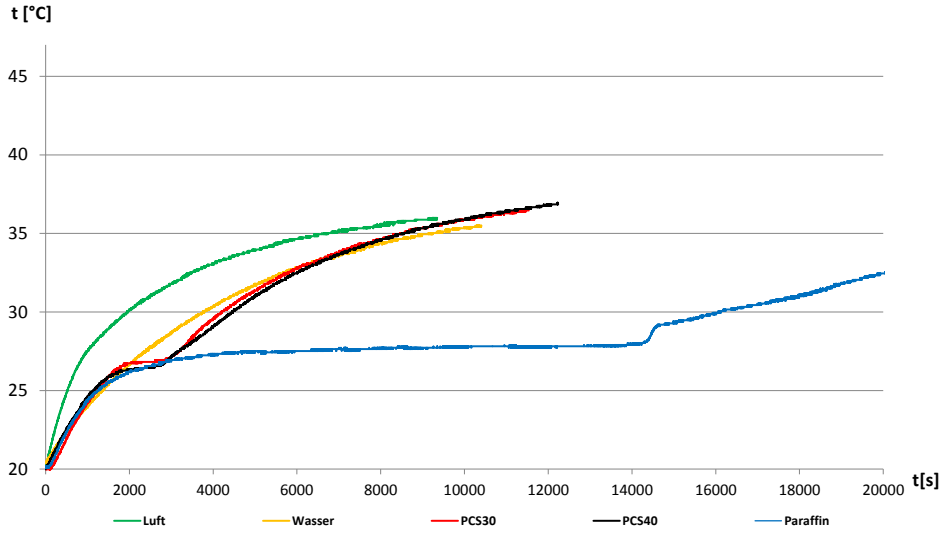


Abb. 4-4 *Temperaturverläufe der Fluide unter statischer Belastung (80% P_{el})*

Die Paraffin-Kennlinie zeigt in beiden Abbildungen einen stark ausgeprägten Phasenübergang in Form eines nahezu isothermen Temperaturverlaufs. Verglichen mit dem PCS30 verfügt das PCM über eine ca. fünffach erhöhte Schmelzenthalpie. Auffällig ist die im Vergleich zu den anderen Medien gering ausgeprägte Steigung der Kennlinie nach Abschluss des Phasenüberganges. Die Ergebnisse, des zur Klärung dieses Sachverhaltes durchgeführten Experimentes (vgl. **Abschnitt 3.6**), sind in **Abb. 4-5** dargestellt. Diese zeigt die entsprechenden Temperaturverläufe als Funktion der Zeit.

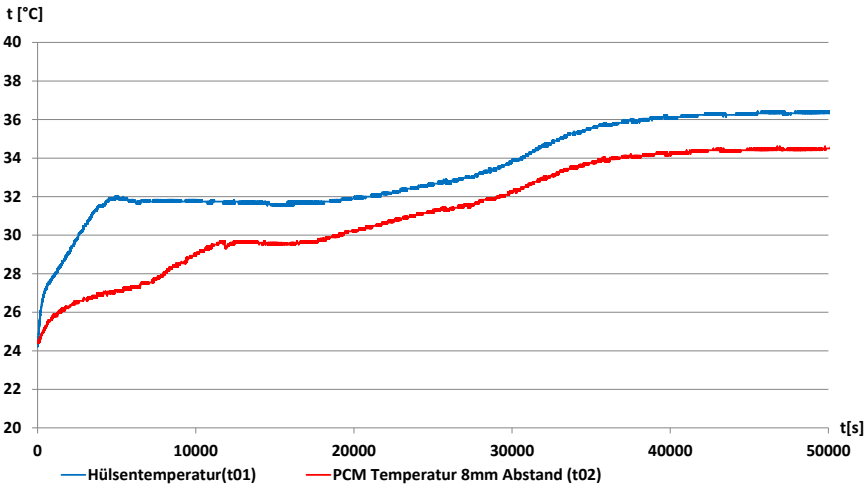


Abb. 4-5 *Temperaturverläufe der Hülsenoberfläche und des PCM*

Auffällig ist eine Differenz der Hülsentemperatur (blauer Temperaturverlauf) zur gemessenen Temperatur in 8 mm Abstand (roter Temperaturverlauf). In unmittelbarer Nähe zur Hülse wird der Phasenübergang relativ schnell durchlaufen. Wie aus dem Diagramm aus **Abb. 4-6** hervorgeht, beträgt die Differenz der entsprechenden Temperaturen bis zu 5 °C.

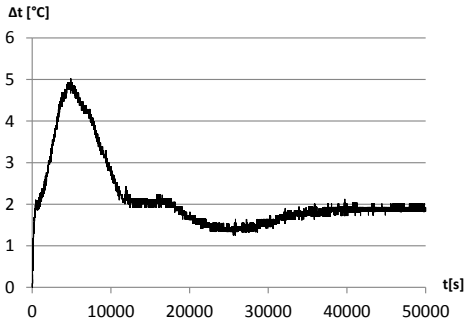


***Abb. 4-6** Differenz der gemessenen Temperaturen*

Das System pendelt sich schließlich auf etwa 2 °C Temperaturdifferenz ein. Werden diese Erkenntnisse auf **Abb. 4-3** übertragen, ist mit einer Überschreitung der kritischen Temperatur von 35 °C bei der PCM-Kennlinie schon bei etwa 12.000 Sekunden zu rechnen.

4.2.2 **Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit**

Da eine Fahrweise unter dauerhafter Höchstleistung nicht der normalen Betriebsweise gleicht, wird für die Versuche eine reduzierte thermische Verlustleistung von 80 % in das System eingebracht. Die Strömungstemperatur beträgt dabei in allen Messreihen 20 °C und wird für die Dauer der Versuche auf diesem Wert gehalten. Die Versuchsreihen werden mit der PCS30-Dispersion durchgeführt, deren Temperatur mittig in $Block_{III}$ gemessen wird. Die ermittelten Temperaturverläufe sind in **Abb. 4-7** dargestellt.

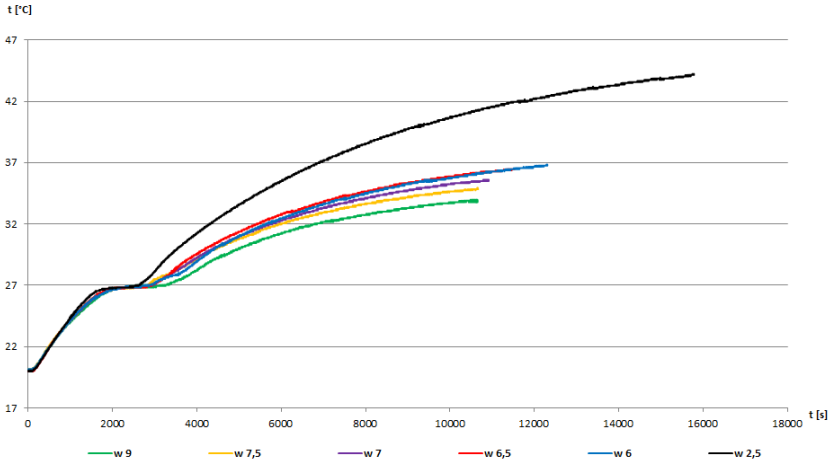


***Abb. 4-7** Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit*

Die Temperaturverläufe zeigen den zuvor beschriebenen typischen Verlauf aus **Abb. 4-3**. Dabei zeigt sich wie zu erwarten eine Staffelung der Verläufe entsprechend des Betrages der Strömungsgeschwindigkeit. Ebenso ist in selbiger Reihenfolge eine Staffelung der Aufheizraten auf die stationäre Endtemperatur festzustellen. Diese sind in **Abb. 4-8** separat als Balkendiagramm aufgeführt. Auffällig ist eine tendenziell zu niedrige Endtemperatur bei einer Strömungsgeschwindigkeit von 6 m/s. Aufgrund geringerer Strömungsgeschwindigkeit sollte die Temperatur über dem Temperaturverlauf von 6,5 m/s liegen. Vermutlich ist dies auf einen Messfehler, aufgrund leicht geänderter Rahmenbedingungen, zurückzuführen.

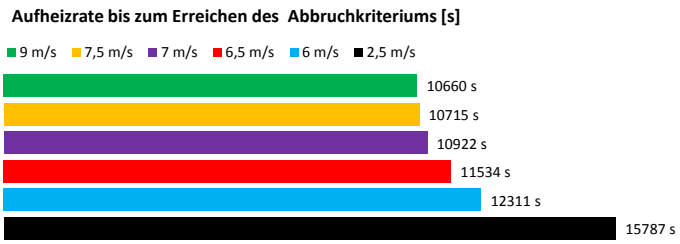


***Abb. 4-8** Aufheizraten in Abhängigkeit der Strömungsgeschwindigkeit*

In **Abb.4-9** sind die gemessenen stationären Temperaturen von 6 m/s bis 7,5 m/s für die Fluide Luft, Wasser und PCS30 grafisch dargestellt.

Dabei sollte jedoch beachtet werden, dass sich die Aufheizraten der Fluide stark voneinander unterscheiden (vgl. **Abb. 4-3**).

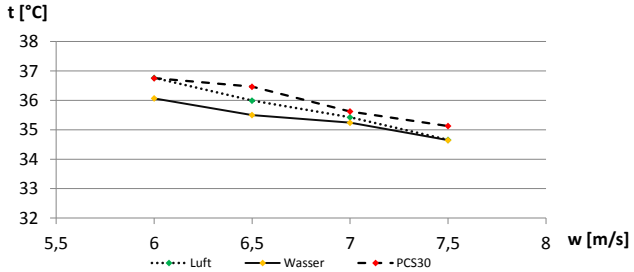


Abb.4-9 *Stationäre Temperaturen in Abhängigkeit der Strömungsgeschwindigkeit*

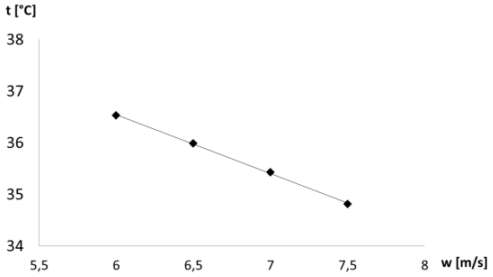


Abb. 4-10 *Linearer Zusammenhang aus* **Gl. 4-1**

Es zeigt sich, dass die Strömungsgeschwindigkeit in diesem Bereich einen Einfluss von ca. 2 °C auf die Temperatur aufweist. Um unterhalb der kritischen Hülsentemperatur von 35 °C zu bleiben, kann der Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit von Bedeutung sein. Die stationäre Endtemperatur kann, unter diesen Bedingungen[6], für die drei Fluide als lineare Funktion der Strömungsgeschwindigkeit beschrieben werden (vgl. **Gl. 4-1** sowie **Abb. 4-10**). Die Summe der Fehlerquadrate beträgt dabei 0,999.

$$t\,[°C] = f(w) = -1{,}1416 * \mathrm{w} + 43{,}395 \quad ; (\forall\, w[m/s]\; 6 \leq x < 7{,}5) \qquad \textbf{Gl. 4-1}$$

Unter Einbeziehung dieser Funktion kann der offensichtliche Messfehler (bei 6 m/s) ausgeglichen werden. Der Zusammenhang kann mit den Werten für 2,5 m/s und 9 m/s über den gesamten Strömungsbereich erweitert werden (vgl. **Abb. 4-11**). Dabei zeigt die Trendlinie in Form eines Polynoms dritten Grades die Temperatur für interpolierte Werte. Aufgrund der geringen Strömungsgeschwindigkeit bei 2,5 m/s ist der trotz Isolierung auftretende Wärmeverlust im Verhältnis zum Gesamtwärmestrom vermutlich erhöht. Das Polynom stellt somit unterhalb von 6 m/s nur eine Näherung dar.

[6] Startbedingung 20°C; vortemperierte Strömung (20°C); Leistung P_{el} 100%

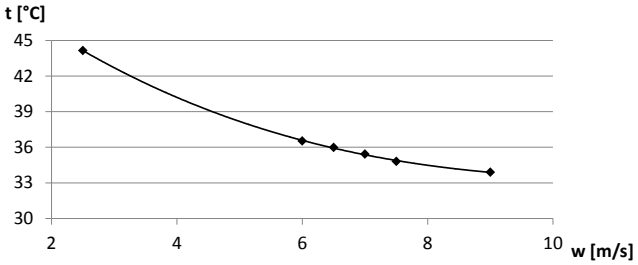


Abb. 4-11 *Stationäre Temperaturen in Abhängigkeit der Strömungsgeschwindigkeit (PCS30)*

4.2.1 **Einfluss der Wärmeleistung**

Analog zur Untersuchung der Strömungsgeschwindigkeit wird der Einfluss der Leistung durch Variation untersucht. Dabei bleibt die Strömungsgeschwindigkeit mit 6,5 m/s bei allen Versuchen konstant. Die Strömungstemperatur sowie die Starttemperierung betragen bei allen Versuchen 20 °C. In **Abb. 4-12** sind die gemessenen stationären Zustände der Fluide den jeweiligen Leistungen zugeordnet.

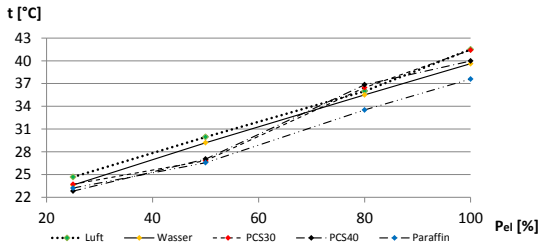


Abb. 4-12 *Stationäre Temperaturen in Abhängigkeit der Leistung*

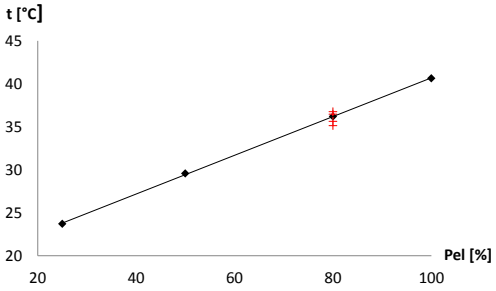


Abb. 4-13 *Linearer Zusammenhang aus* **Gl.5-2** ; (für alle Fluide)

Auffällig ist, dass die Temperaturen des Paraffins deutlich unterhalb der übrigen Werte liegen. Da sich bei diesem Fluid der stationäre Zustand erst nach deutlich längerem Zeitraum einstellt und dennoch unterhalb der Werte der anderen Fluide liegt, lässt dies auf einen Wärmeverlust über die Wände schließen. Ebenso fallen die Werte für PCS30 und PCS40 bei 50 % Leistung auf. Da diese Werte bei ca. 26,8 °C liegen, ist der Phasenwechsel bei

Versuchsabbruch noch nicht beendet. Durch Mitteln der übrigen Werte ergibt sich eine lineare Beziehung, die in **Abb. 4-13** dargestellt ist. Die stationären Temperaturen können mit der Fehlerquadratsumme von 0,999 als Funktion der prozentualen Leistung angegeben werden[7] (vgl. **Gl. 4-2**).

$$t\,[°C] = f(Pel) = 0{,}2252 * w + 18{,}171 \quad ; (\forall\, Pel\,[\%]\; 0 \leq x < 100) \qquad \textbf{Gl. 4-2}$$

Zum Vergleich sind die mit der **Gl. 4-1** berechneten stationären Temperaturen der jeweiligen Strömungsgeschwindigkeiten in **Abb. 4-13** rot eingezeichnet. Es ist anzunehmen, dass sich die Streuung dieser Werte bei geringeren Leistungen zunehmend erhöht. Bei 100 % Leistung wird der Effekt vermutlich kaum ausgeprägt sein.

Werden die Temperaturen zu den jeweiligen Entladungszeitpunkten der Batterie betrachtet, wird der Einfluss der verschiedenen Fluidbefüllungen deutlich. Dieser Zeitpunkt verzögert sich mit abnehmender Leistung, da die Kapazität der Zellen konstant bleibt (vgl. **Tab. 3-7**). In **Abb. 4-14** sind die Temperaturen der Fluide aufgetragen, die zum jeweiligen Entladezeitpunkt mittig in $Block_{III}$ gemessen wird[8].

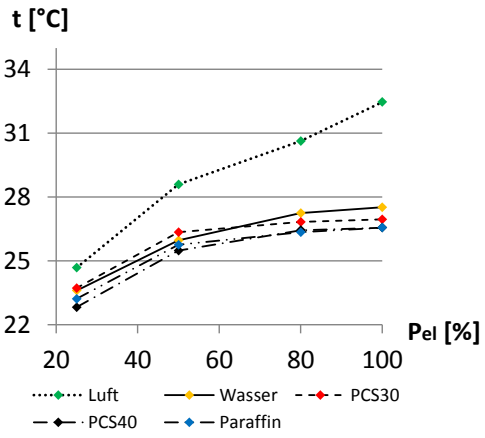


***Abb. 4-14** Stationäre Temperaturen zum jeweiligen Entladezeitpunkt*

Tab. 4-1: Stationäre Temperaturen

Leistung in % / Entladedauer [s]	25/ 7200	50 / 3600	80 / 2250	100 / 1800
Luft [°C]	24,7	28,6	30,6	32,5
Wasser [°C]	23,6	26,0	27,2	27,5
PCS30 [°C]	23,7	26,3	26,8	26,9
PCS40 [°C]	22,8	25,5	26,4	26,6
Paraffin [°C]	23,2	25,8	26,3	26,6

[7] Die Gültigkeit dieser Beziehung kann jedoch nur für eine Strömungsgeschwindigkeit von 6,5 m/s bei 20 °C Lufttemperatur angegeben werden.

[8] Bei einer Strömungsgeschwindigkeit von 6,5 m/s und 20 °C Vortemperierung.

Die Werte von Luft weichen, aufgrund schlechter Wärmeleitung, deutlich von den Werten der anderen Medien ab. Die Werte der PCS Dispersionen, bzw. des PCM weisen jedoch nur eine geringe Streuung auf. Bei genauer Betrachtung fällt jedoch auf, dass die Temperaturen für Leistungen ≥50% alle im Bereich des Phasenübergangs liegen (vgl. **Tab. 4-1 gelb markiert**). Diese steigen zudem tendenziell weniger stark an als die bei Wasser gemessenen Temperaturen. Bei Erhöhung der Versuchstemperatur müsste dieser Effekt zunehmend stärker ausgeprägt sein, da der Phasenwechsel bereits abgeschlossen ist. Diesem Umstand entsprechend werden die dynamischen Versuche zum Elektrofahrzeug-Zyklus auch bei 25 °C Vortemperierung durchgeführt. Aufgrund der aus **Abb. 4-6** gewonnenen Erkenntnisse ist zusätzlich davon auszugehen, dass die Hülsentemperatur bei PCM Befüllung um einige Grad erhöht ist.

4.2.2 **Ergebnisse des Elektrofahrzeug-Zyklus**

In **Abb. 4-15** sind die Temperaturen der verschiedenen Fluide bei dynamischer Belastung durch den Elektrofahrzeug-Zyklus dargestellt. Die Lufttemperierung beträgt dabei 20 °C bei einer Strömungsgeschwindigkeit von 6,5 m/s. Dabei werden jeweils die mittig in $Block_{III}$ gemessenen Temperaturen, bei verschiedener Fluidbefüllung miteinander verglichen.

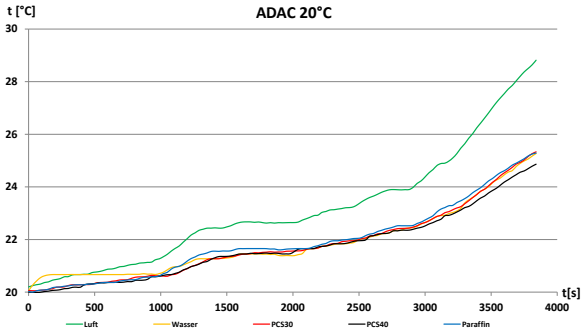


Abb. 4-15 *Ergebnisse des ADAC-Zyklus (w6.5; t20°C)*

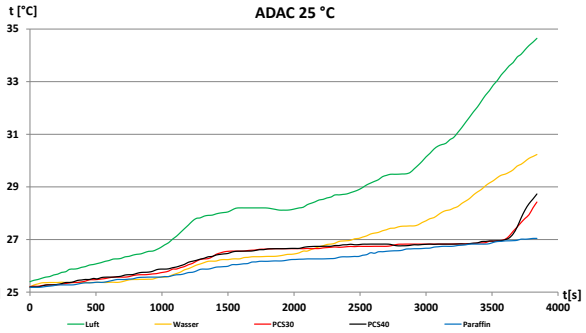


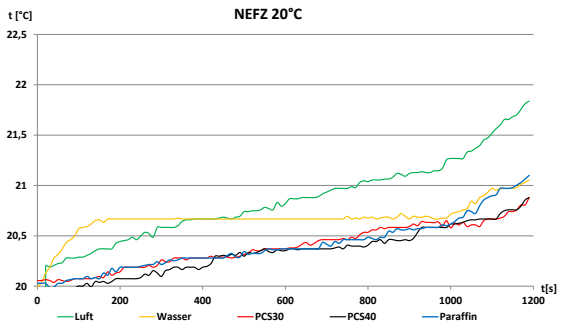
Abb. 4-16 *Ergebnisse des ADAC-Zyklus (w6.5; t25°C)*

Analog zu den Erkenntnissen des vorherigen Abschnitts sind die starke Steigung der Luft-Kennlinie und die zueinander eher konstante Steigung der übrigen Fluide ersichtlich. Der Kennlinienverlauf des Wassers in den ersten

1.000 Sekunden lässt sich vermutlich auf einen Messfehler zurückführen. Aufgrund des Temperaturniveaus ist hier kein Einfluss der latenten Wärme zu erwarten.

Bei Erhöhung der Vortemperierung auf 25 °C ist der Effekt, der durch die Schmelzenthalpie gespeicherte Wärme auftritt, in **Abb. 4-16** ab ca. 1.500 Sekunden deutlich sichtbar. Die Temperaturverläufe der Medien PCS30, PCS40 und PCM verlaufen gegenüber Wasser, ab diesem Zeitpunkt, deutlich flacher. Die Temperatur wird durch den Phasenwechsel nahezu konstant gehalten. Der Phasenwechsel der PCS-Dispersionen ist gegen Ende des Zyklus bei ca. 3.600 Sekunden abgeschlossen und die Temperaturverläufe steigen wieder. Die Steigung verläuft dabei, aufgrund der schlechteren Wärmeleitung und erhöhter Viskosität, gegenüber der Wasser-Kennlinie deutlich steiler. Im Zyklus ist eine Temperaturreduktion von ca. 3 °C beobachtbar, die jedoch, durch die gegenüber der Wasser-Kennlinie starke Steigung, zunehmend entfällt. Da das Paraffin gegenüber den PCS Medien eine vielfach erhöhte Schmelzenthalpie aufweist, verläuft diese Kennlinie im Vergleich weiter flach.

In **Abb. 4-17** und **Abb. 4-18** sind die Temperaturverläufe des NEFZ-Zyklus nochmals gesondert abgebildet. Diese entsprechen den ersten 1.200 Sekunden der oben beschriebenen Temperaturverläufe.



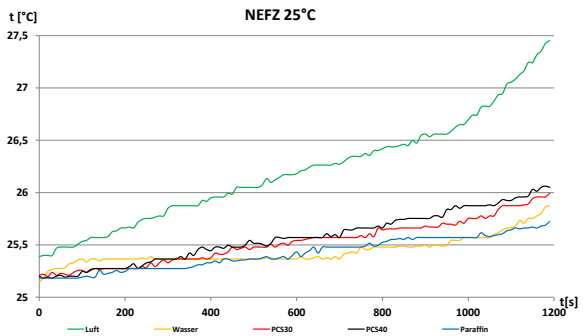


Abb. 4-17 *Ergebnisse des NEFZ-Zyklus (w6.5; t20°C)* ***Abb. 4-18*** *Ergebnisse des NEFZ-Zyklus (w6.5; t25°C)*

In **Abb. 4-19** sind die gegen Ende der beschriebenen Zyklen gemessenen Temperaturen ersichtlich.

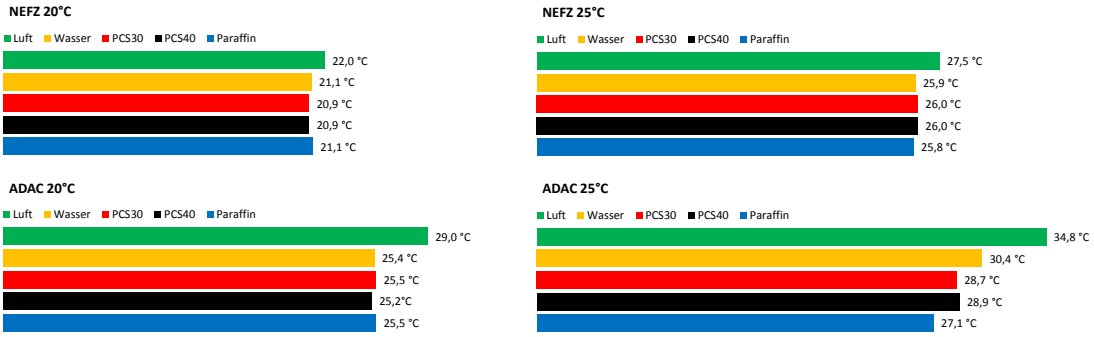


Abb. 4-19 *Gemessene Temperaturen der Fluide gegen Ende der Zyklen (Block$_{III}$)*

4.2.3 **Ergebnisse des alternierenden Belastungs-Zyklus**

Die Ergebnisse des Belastungs-Zyklus sind in **Abb. 4-20** dargestellt. Dabei zeigt die obere Bildhälfte die Temperaturverläufe der Fluide, die mittig in Block$_{III}$ gemessen wurden (t 08). In der unteren Bildhälfte sind die Temperaturen des unteren Leiters (t 07) in selbigem Zeitraum ersichtlich.

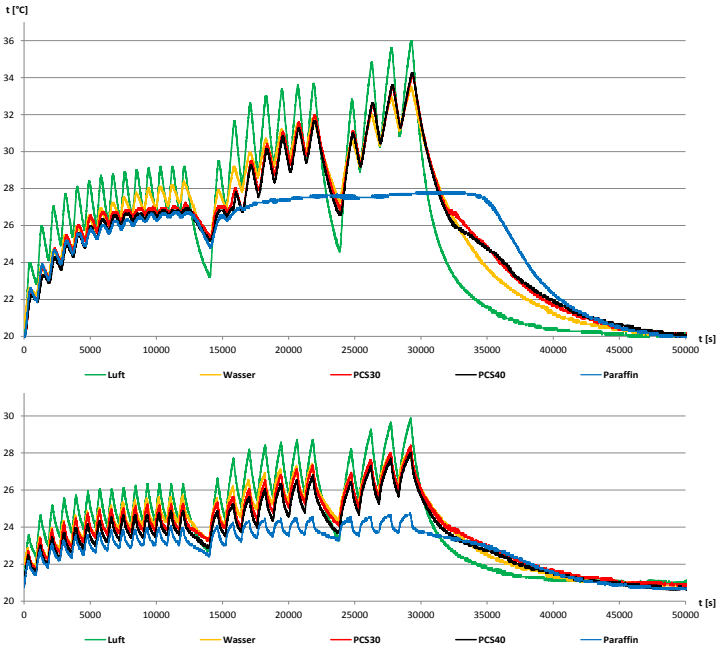


Abb. 4-20 *Temperaturverläufe im Belastungs-Zyklus ; oben- Temp.B.$_{III}$ (t 08), unten- Temp. unterer Leiter (t 07)*

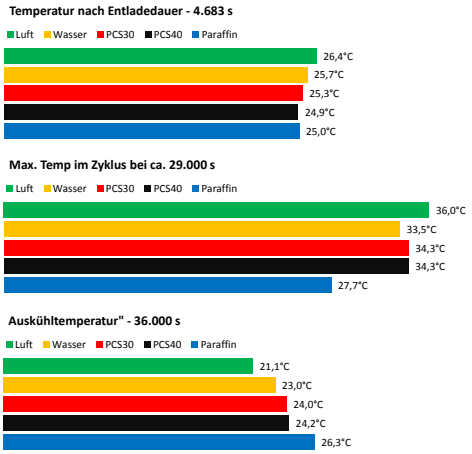


Abb. 4-21 *Fluidtemperaturen in Block$_{III}$ (t 08) ausgewählter Zeitpunkte*

Bis zum Zeitpunkt, an der die Batterie unter der gegebenen Belastung rechnerisch entladen wäre (4.683 s), verlaufen die Temperaturverläufe der

Fluide (Luft ausgenommen) in etwa vergleichbar. Die zu diesem Zeitpunkt gemessenen Temperaturen (vgl. **Abb. 4-21 oben**) entsprechen dabei den in **Tab. 4-1** interpolierten Werten, bei ca. 42 % Leistung.

Aufgrund des nun einsetzenden Phasenüberganges ist bei den PCS Dispersionen und dem PCM ein “Kühleffekt“ gegenüber einer Wasserbefüllung zu beobachten. Der Phasenwechsel ist bei den PCS Dispersionen bei etwa 16.000 Sekunden beendet. Über den gesamten Zeitraum lässt sich nur ein unwesentlicher Unterschied zwischen der PCS30 und PCS40 Dispersion feststellen. Das PCM verbleibt aufgrund der erhöhten Schmelzenthalpie über den gesamten Belastungszeitraum hinweg im Bereich des Phasenwechsels. Infolge dessen bleiben die Temperaturschwankungen des unteren Leiters dauerhaft konstant (vgl. **Abb. 4-20 unten**). Allerdings ist zu erwarten, dass die reale Hülsentemperatur um einige Grad höher liegt. Ab 30.000 Sekunden ist das “Abkühlverhalten“ der Medien in der oberen Bildhälfte gut erkennbar. Die Schmelzenthalpie verzögert bis zum Phasenübergang das Absinken der Temperatur gegenüber der Wasser-Kennlinie. Allerdings sind die Werte aufgrund unterschiedlicher Ausgangstemperaturen nicht direkt miteinander vergleichbar.

4.2.4 **Vertikale Temperaturverteilung**

Die in vertikaler Richtung innerhalb eines jeden Blockes gemessenen Temperaturen[9] sind in **Abb. 4-22** ersichtlich. Dabei beginnt die Skalierung der Y-Achse auf dem Grund des jeweiligen Blockes und endet im oberen Bereich des Strömungskanals. Die Blöcke sind dabei mit reinem Paraffin (PCM) befüllt. Die Strömungsgeschwindigkeit im Strömungskanal beträgt 6,5 m/s.

[9] (vgl. **Abb. 3-15**; t 02, t 03, t 08,t 09)

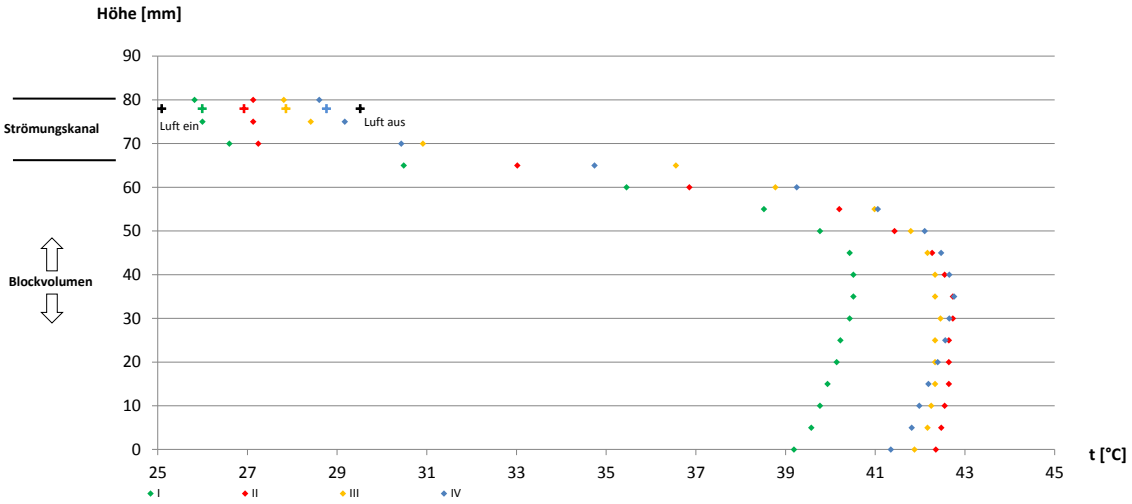


Abb. 4-22 *Vertikale Temperaturverteilung der Blöcke I bis IV*

Die Temperaturverläufe zeigen jeweils eine max. Temperatur auf Höhe von 35 mm, was in etwa der Hälfte der Gesamthöhe der Befüllung entspricht. Unterhalb dieses Wertes ist mit abnehmender Höhe ein Abfallen der Temperatur von ca. 2 °C zu beobachten. Oberhalb von 35 mm nehmen die Temperaturen aufgrund des Wärmetransportes an die Kupferplatinen rapide ab. Dabei wird ab ca. 60 mm aufgrund der Befüllung die Temperatur der Luft erfasst. Auffällig ist, dass sich die Blocktemperaturen nicht in der Reihenfolge entlang der Durchströmungsrichtung staffeln. Die in $Block_I$ gemessenen Werte weichen zudem auffällig von denen der anderen Blöcke ab. Diese Effekte lassen sich in allen durchgeführten Messreihen beobachten. Dies lässt sich auf die unterschiedlichen Stahlsorten der Hülsen zurückführen (vgl. **Abschnitt 5.3**). Dieser Tatsache geschuldet kann keine Aussage über die horizontale Entwicklung der Temperaturen, entlang der Strömungsrichtung getroffen werden.

Auf Höhe des Strömungskanals sind in **Abb. 4-22** zum Vergleich die Temperaturen der eintretenden und austretenden Luft eingezeichnet (schwarz markiert). Die farblichen Markierungen geben dabei die durch nachfolgende Gleichung interpolierten Werte der entsprechenden Stellen wieder.

$$t_s = t_{Eingang} + \left(t_{Ausgang} - t_{Eingang}\right) * \frac{Länge_{\,s}}{612} \quad ; (\forall\, s\,[mm]\; 0 \leq x \qquad \textbf{Gl. 4-3}$$

Da die Abweichung zwischen den berechneten- und gemessenen Werten unterhalb der Messgenauigkeit liegt, können die Lufttemperaturen im Strömungskanal über **Gl. 4-3** hinreichend genau berechnet werden.

5 Auswertung und Diskussion

5.1 Auswertung der Druckverluste

Die empirisch ermittelten Druckverluste liegen mit max. 95 Pa ± 5 (bei 7,55 m/s) unterhalb der zuvor im Berechnungsmodell rechnerisch ermittelten Werte (220 Pa). Anhand der gewonnen Daten lässt sich ein physikalisches Modell abbilden, das beispielsweise für zukünftige Konstruktionsschritte als Berechnungsgrundlage dienen kann.

Über die Beziehung aus **Tab. 2-2** lassen sich die Strömungsbedingungen innerhalb der Versuchsparameter vollständig als hydraulisch glatt beschreiben ($Re * \frac{k}{d} < \sim 0{,}6$). Für den Rauigkeitswert von Kupfer gilt der Tabellenwert $k_{Kupfer} = 13 * 10^{-7}$ als hinreichend genau. Bis zu einer Strömungsgeschwindigkeit von 1,3 m/s kann die Rohrreibungszahl λ über **Gl. 2-14** berechnet werden. Der Widerstandskorrekturfaktor für rechteckige Querschnitte beträgt $f_L \cong 1{,}32$ (vgl. **Abb. 2-5**). Oberhalb von 1,3 m/s kann die Rohrreibungszahl über die Formel nach Blasius (**Gl. 2-17**) berechnet werden. Die überströmte Länge des Versuchsaufbaus (0,522 mm) ist aufgrund des Messaufbaus um 0,14 m gegenüber dem Strömungskanal verlängert (vgl. **Abb. 3-10**). Es wird nun zwischen dem Druckverlust innerhalb des Strömungskanals und dem Druckverlust innerhalb der Ein- und Auslauflänge differenziert. Der Gesamtdruckverlust ergibt sich durch Addition der Therme. In Erweiterung der Gleichung nach Darcy-Weisbach (**Gl. 2-12**) ergibt sich:

$$\Delta p_{gesamt} = \left(\frac{\lambda \cdot L_{Strömungskanal} \cdot \rho \cdot w^2}{d_i \cdot 2} + \frac{w^2 \cdot \rho \cdot \zeta}{2}\right) + \frac{\lambda \cdot L_{ein-Auslauf} \cdot \rho \cdot w^2}{d_i \cdot 2} \qquad \textbf{Gl. 5-1}$$

Für die Berechnung des Druckverlustbeiwertes wird der zweite Term aus **Gl. 5-1** dementsprechend nicht berücksichtigt.

Über die Minimierung der Summe der Fehlerquadrate (der berechneten und empirischen Werte) lässt sich der Druckverlustbeiwert des Versuchsaufbaus durch Iteration der **Gl. 5-2** bestimmen.

$$\sum_{i=1}^{n} (f(rechnerisch_i ; \zeta) - empirisch_i)^2 \qquad \textbf{Gl. 5-2}$$

Der Druckverlustbeiwert des Versuchsaufbaus kann somit mit $\zeta_{Reihe} = 2{,}096$ angegeben werden!

In **Abb. 5-1** werden die über das Modell berechneten Druckverlustwerte den empirisch ermittelten Werten gegenüber gestellt. Über einen Vergleich der Trendlinien (Polynome 2. Grades) kann das Modell als hinreichend genau erachtet werden.

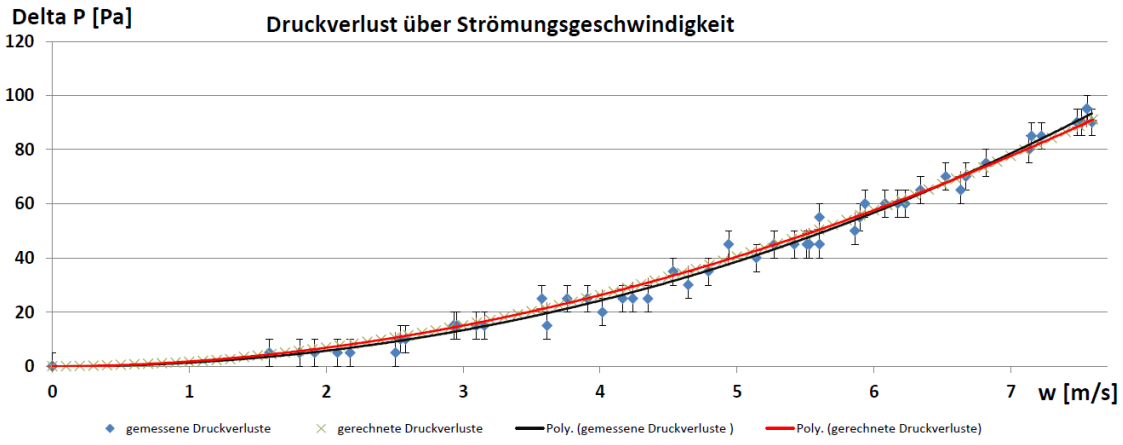


***Abb. 5-1** Physikalisches Modell der Druckverluste im Vergleich der empirischen Druckverluste*

5.2 Auswertung der thermodynamischen Untersuchung

5.2.1 Erkenntnisse der thermodynamischen Untersuchung

Unabhängig von der Fluidbefüllung der Blöcke stellt sich eine stationäre Endtemperatur des Systems ein, bei der der Wärmeeintrag der Heizwiderstände und der Wärmeaustrag aus dem System im Gleichgewicht stehen. Diese Temperatur ist dabei jeweils abhängig von den Strömungsbedingungen und dem Wärmeeintrag und kann, innerhalb ihrer Grenzen, durch die Gleichungen **Gl. 4-1** und **Gl. 4-2** als Funktion der Leistung und als Funktion der Strömungs-geschwindigkeit angegeben werden.

Ohne konvektiven Wärmeübergang eines umgebenden Fluids steigt die Temperatur der Zellen sehr schnell an, da die Wärme nur über direkte Wärmeleitung abgegeben werden kann. Streng genommen findet jedoch auch bei Luft ein gering ausgeprägter, konvektiver Wärmeübergang statt. Anhand des Temperaturverlaufs von Luft in **Abb. 4-3** erweist sich dieses Medium jedoch als ungeeignet, da die gemessene Temperatur schnell kritische Werte erreicht. Aufgrund der schlechten Wärmeleitung dürfte die Hülsentemperatur zudem deutlich höher liegen als die gemessen Temperatur.

Der Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit auf die Temperatur, kann innerhalb der Auslegung (6 m/s - 7,5 m/s) auf ca. 2 °C beziffert werden. Die Strömungsgeschwindigkeit übt einen quadratischen Einfluss auf die Leistung der Strömungsmaschine aus (vgl. **Gl. 2-34** bis **Gl. 2-36**). Somit kann sich bereits eine geringfügige Absenkung in der Höhe der Strömungsgeschwindigkeit in Form erhöhter Fahrzeugreichweite bemerkbar machen.

Auf Grundlage von **Abb. 4-14** und **Tab. 4-1** kann die Funktion des Konzeptes bei Lufttemperaturen von >0 °C bis zu 20 °C und Befüllung mit Wasser, PCS30, PCS40 oder PCM grundsätzlich als gegeben bewertet werden. Die Hülsentemperatur sollte auch bei dauerhafter Volllast (z.B. einer Autobahnfahrt) unter 35°C liegen. Im Verlauf des Elektrofahrzeug-Zyklus in **Abb. 4-15** zeigen die beschriebenen Medien einen ähnlichen Verlauf. Die Hülsentemperatur ist vermutlich bei PCM-Befüllung gegenüber den gemessenen Werten um 5 °C erhöht. Sie bleibt aber unterhalb der kritischen Temperatur von 35 °C. Für die PCS-Dispersionen und das PCM zeigen sich gegenüber einer Wasser-Befüllung leichte Vorteile. Der Phasenübergang der entsprechenden Fluide ist noch nicht beendet. Infolge dessen kann hier die Strömungsgeschwindigkeit der Luftkühlung reduziert werden, was zur Reichweitensteigerung des Fahrzeuges beiträgt.

Aus den Ergebnissen des Elektrofahrzeug-Zyklus bei 25 °C (vgl. **Abb. 4-16**) lässt sich der “Kühleffekt“ durch die latente Wärme nachweisen. Am Ende des Zyklus ist der Phasenübergang der PCS-Dispersionen abgeschlossen. Die

Restkapazität der Zellen beträgt zu diesem Zeitpunkt noch ca. 30 % der Gesamtkapazität. Wird durch Entladen weiterhin Wärme emittiert, werden die Temperaturverläufe der PCS-Dispersionen vermutlich über dem des Wassers liegen, da diese eine schlechtere Wärmeleitfähigkeit aufweisen. Die Geschwindigkeit der Luftströmung müsste im Stadtverkehr ggf. bei diesen Medien leicht erhöht werden, um diesen Effekt auszugleichen. Alternativ kann die Lufttemperatur über aktive Temperierung gesenkt werden. Bei einer Autobahnfahrt unter dauerhafter Volllast ist dies zwingend erforderlich. Eine Befüllung mit PCM weist in diesem Temperaturspektrum Vorteile auf, da der Phasenwechsel aufgrund der erhöhten Schmelzenthalpie noch nicht abgeschlossen ist. Der Einsatz von reinem Paraffin könnte sich aufgrund der potentiellen Brandgefahr jedoch als kritisch erweisen. Die Flashtemperatur wird vom Hersteller mit 165 °C angegeben [SAS 2012]. Bei mechanischer Beschädigung der Lithium-Ionen Zellen kann diese Temperatur schnell erreicht werden [JOS 2005]. Grundsätzlich kann aber auch bei einer Lufttemperatur von 25 °C die Funktion des Temperierungskonzeptes als tauglich eingestuft werden.

Oberhalb von 30 °C scheidet PCM aufgrund des abgeschlossenen Phasenüberganges als Einsatzmedium aus. Aufgrund der schlechten Wärmeleitung wird die Temperatur schnell steigen. Die Temperatur könnte zudem wegen der abzuführenden Erstarrungsenthalpie nur mit sehr hohem Aufwand gesenkt werden. Bei 30 °C weisen die PCS-Dispersionen, verglichen mit dem Temperaturverlauf des Wassers, einen noch ähnlichen Verlauf auf (vgl. **Abb. 4-3** und **Abb. 4-4**). Durch Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit auf ca. 9 m/s oder vortemperieren der Luft könnte das Konzept ggf. noch funktionstüchtig sein.

Prinzipiell lässt sich kein wesentlicher Unterschied zwischen einer PCS30 und PCS40 Befüllung feststellen, wie im Belastungs-Zyklus aus **Abb. 4-20** ersichtlich wird. Aufgrund geringerer Viskosität und Kosten ist ein 30 prozentiger Paraffinanteil zu bevorzugen. Der Vorteil der gesteigerten Schmelzenthalpie fällt nur geringfügig aus.

Im Temperierungskonzept ist vorgesehen, dass die Wärme vollständig über die eingebauten Rippen und die unteren Kupferleiter an die Luftströmung abgegeben und die obere Leiterplatte nicht erwärmt wird (vgl. **Abb. 3-4** und **Abb. 3-3**). Ein Vergleich der gemessenen Temperatur des oberen Leiters[10] mit den aus **Gl. 4-3** interpolierten Werten der Lufttemperatur, an entsprechender Stelle, weist nur ein Delta von 0,3 °C auf (vgl. **Tab. 5-2** w>6m/s). Dieser Effekt wird durch die entsprechenden Temperaturverläufe in **Abb. 4-2** ebenfalls ersichtlich. Die Rippen sind demnach ausreichend dimensioniert.

Zwischen vier Hülsen bildet sich jeweils eine Konvektionsströmung wie in **Abb. 5-2** unter **A)** in der Draufsicht dargestellt. Anhand der gemessenen Werte aus **Abb. 4-22** wird sich ein vertikales Temperaturprofil ausbilden, wie es in **B)** schematisiert dargestellt ist. Aufgrund des Temperaturgefälles kommt es zur Aufteilung in zwei separate Konvektionsströmungen, da der Wärmeübergang nur von hoher Temperatur an die niedrigere Temperatur stattfinden kann. Infolge kommt es gegenüber der in **C)** dargestellten Situation zu einer schlechteren Wärmeübertragung. Die Messungen beziehen sich dabei auf eine PCM-Befüllung. Aufgrund der geringeren Viskosität ist dieser Effekt bei den anderen Medien weniger stark ausgeprägt.

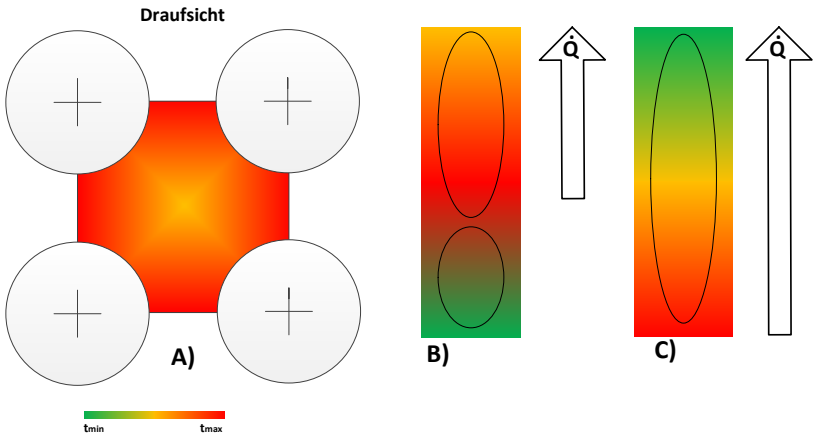


***Abb. 5-2** Schematisierte Wärmeströme im Blockinneren*

[10] Bei Lufttemperierung von 20 °C, Strömungsgeschwindigkeit von 6,5 m/s und PCS30 Befüllung. Aufgrund unterschiedlicher Kalibrierung werden die Temperaturen t 06 und t 07 für die weitere Betrachtung dieser Arbeit den übrigen Thermoelementen um -1,1 °C angeglichen.

5.2.2 **Validierung des Berechnungsmodells**

Das Berechnungsmodell aus [BÜRK 2014] kann mit Hilfe der gewonnen Daten validiert werden. In **Tab. 5-1** sind die in den Versuchen empirisch ermittelten Parameter der PCS30-Dispersion aufgeführt.

Tab. 5-1: Vorgaben des Berechnungsmodells

Masse PCS/Block	Schmelzbereich PCS von bis	Schmelzenthalpie	Wärmekapazität	Strömungsgeschwindigkeit
[Kg]	[°C]	[J/kg]	[J/Kg*K]	[m/s]
0,436	26,5 - 27	54.000	3.470	6,5

Werden diese Parameter in das Berechnungsmodell einbezogen, lassen sich die simulierten Temperaturverläufe mit den empirisch ermittelten Temperaturverläufen vergleichen. In **Abb. 5-3** ist dieser Zusammenhang für den Elektrofahrzeug-Zyklus bei einer Lufttemperatur von 20 °C dargestellt.

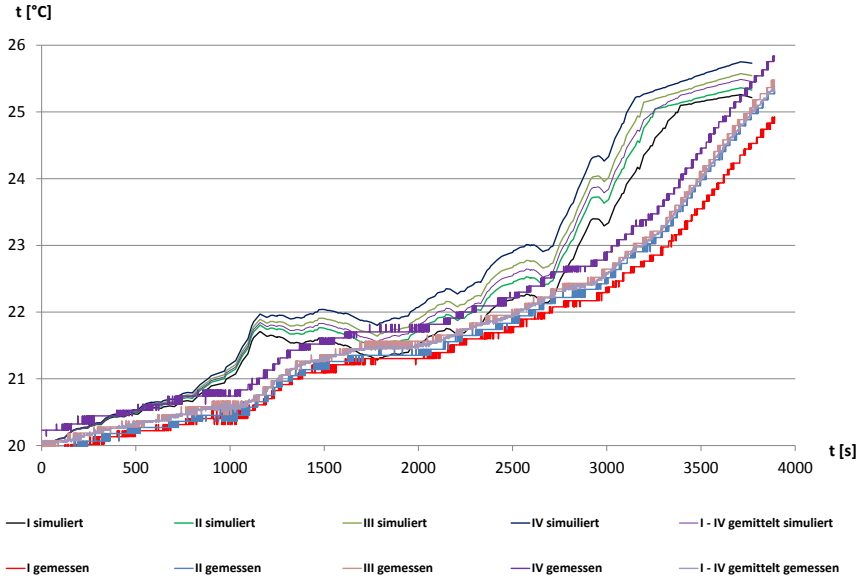


***Abb. 5-3** Gemessene und simulierte Temperaturverläufe (ADAC-Zyklus 20 °C)*

Die entsprechenden Temperaturverläufe zeigen einen quantitativ und qualitativ ähnlichen Verlauf. Im Maximum tritt ein Temperaturunterschied von ca. 1,5 °C auf. Die unterschiedliche Zyklendauer ist durch den Versuchsaufbau bedingt und wird in der Fehlerbetrachtung in **Abschnitt 5.3** näher erläutert. In **Abb. 5-4**

ist selbiger Zusammenhang für den Elektrofahrzeug-Zyklus bei einer Lufttemperatur von 25 °C dargestellt.

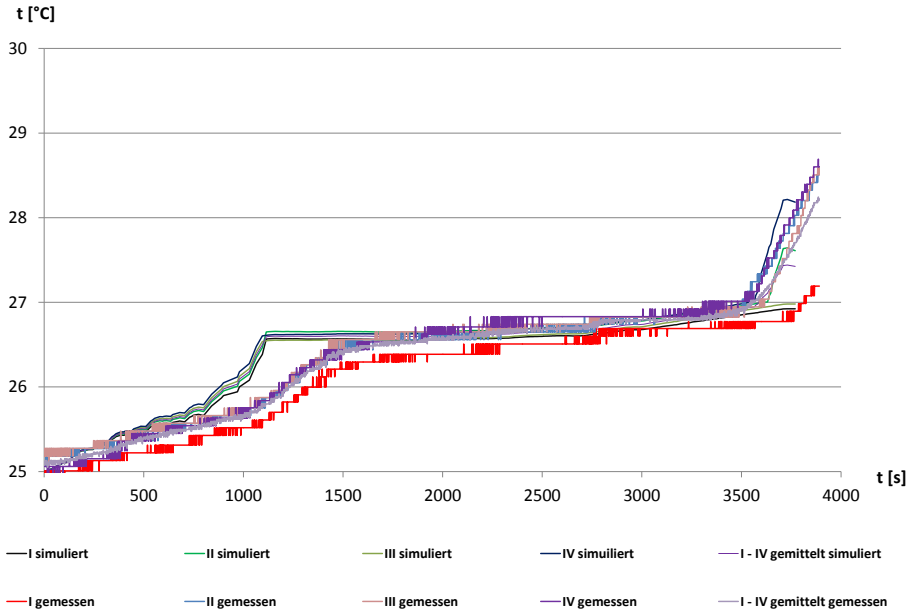


Abb. 5-4 *Gemessene und simulierte Temperaturverläufe (ADAC-Zyklus 25 °C)*

Insgesamt können die realen Gegebenheiten mit Hilfe der Simulation annähernd genau beschrieben werden. Für den Vergleich der oberen Abbildung ist die Schmelzenthalpie jedoch auf 40.000 J/kg reduziert worden.

In der Simulation wird die Rippengeometrie idealisiert betrachtet. Die im Prototyp verbauten Rippen beginnen jedoch bereits unterhalb der überströmten Platten. Die Luftströmung ist dort, aufgrund der Grenzschicht, sicherlich geringer ausgeprägt. Der reale Wirkungsgrad sollte infolge etwas geringer ausfallen als in der Simulation angenommen.

5.2.1 **Wärmeübergangskoeffizienten**

Durch die Versuche sind die Temperaturen an entsprechenden Messstellen bekannt. Unter Berücksichtigung der Strömungsbedingungen und der Geometrie des Strömungskanals können die Wärmeübergangskoeffizienten $Block_{III}$ (α_{III}) bestimmt werden. Zum Zeitpunkt der Messung können die Strömung und der Wärmeübergang als stationär erachtet werden. Der

Gesamtzusammenhang der nachfolgenden Berechnung ist in **Abb. 5-5** dargestellt.

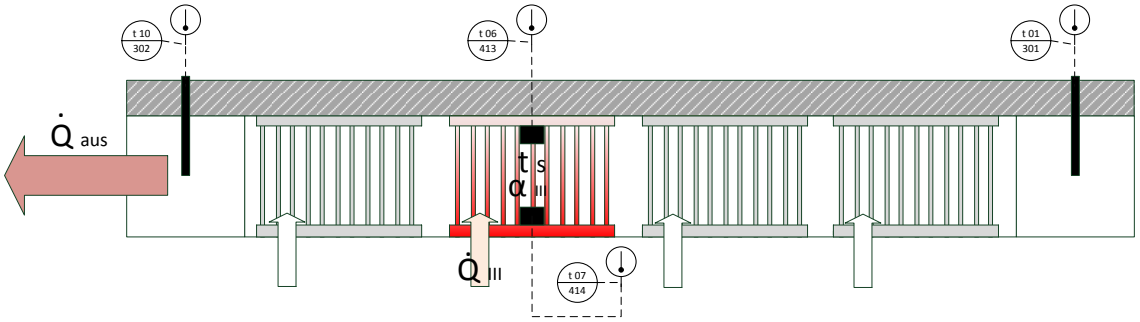


Abb. 5-5 *Bestimmen der Wärmeübergangskoeffizienten* α_{III}

In **Tab. 5-2** sind die stationären Temperaturen[11] aus den entsprechenden Versuchsreihen dargestellt (linke Seite). Diese beziehen sich auf eine PCS30 Befüllung unter Variation der Strömungsgeschwindigkeit und sind über eine Minute gemittelt. Die Luft wird bei allen Messreihen auf 20 °C vortemperiert. Die simulierte thermische Verlustleistung der Versuchsreihen beträgt 80 % der max. Leistung. In der rechten Tabellenhälfte sind die berechneten Werte zur Ermittlung der Wärmeübergangskoeffizienten aufgeführt.

Tab. 5-2: Werte zur Bestimmung der Wärmeübergangskoeffizienten

w [m/s]	t 01 [°C]	t 06 [°C]	t 07 [°C]	t 10 [°C]	ts [°C]	Δt_{10-01} [°C]	$\dot{Q}_{Luft.}$ [W/s]	$\dot{Q}_{III}$ [W/s]
2,83	19,91	26,34	35,24	27,22	25,39	7,32	54,83	13,71
6,22	20,00	22,68	28,80	23,59	22,69	3,59	59,17	14,79
6,6	20,00	22,59	28,50	23,68	22,61	3,68	60,79	15,20
7,12	20,09	22,40	27,80	23,29	22,49	3,20	62,13	15,53
7,72	20,09	22,29	27,29	23,09	22,34	3,00	61,28	15,32
9,22	20,00	21,72	26,34	22,51	21,89	2,52	61,44	15,36

[11] Abbruchkriterium Δt_{max} =0,5 °C/h

Der spezifische Wärmestrom der Luftströmung lässt sich in Erweiterung der **Gl. 2-1** wie folgt bestimmen[12]:

$$\dot{Q}_{Luftströmung} = A_S * w * \rho_{Luft} * cp_{Luft} * \left(t_{Luft,aus} - t_{Luft,ein}\right) \quad \textbf{Gl. 5-3}$$

Für den Wärmestrom aus Block$_{III}$ gilt dabei idealisiert (vgl. **Abb. 5-5**):

$$\dot{Q}_{III} = \frac{\dot{Q}_{Luftströmung}}{4} \quad \textbf{Gl. 5-4}$$

Analog zu **Gl. 2-31** gilt weiterhin:

$$\dot{Q}_{III} = \left(\propto_{Platte} * A_{Platte} + \eta_{Rippe} * \propto_{Rippe} * A_{Rippe}\right) * \Delta T \quad \textbf{Gl. 5-5}$$

Experimentell kann jedoch nicht zwischen den beiden Wärmeübergangskoeffizienten $\propto_{Platte}$ und $\propto_{Rippe}$ unterschieden werden. Es wird an dieser Stelle also ein Gesamt-Wärmeübergangskoeffizient $\propto_{III}$ ermittelt (vgl. **Abb. 5-5**). Die Berechnung erfolgt in diesem Fall analog zu **Gl. 2-25**:

$$\dot{Q}_{III} = \alpha_{III} * A_{III} * (t_7 - t_s) \quad \textbf{Gl. 5-6}$$

Die Temperatur der Luftströmung, an der Position von Block$_{III}$ (t_s), wird über Interpolation der Ein- und Ausgangstemperatur nach **Gl. 4-3** berechnet (vgl. **Abb. 5-5**). Die Gesamt-Übertragungsfläche A_{III} beträgt nach **Gl. 5-5**:

$$A_{III} = A_{Platte} + A_{Rippe} * \eta_{Rippe} \quad \textbf{Gl. 5-7}$$

Die Fläche der unteren Platine ist konstruktiv bekannt ($A_P = 14{,}522 * 10^{-3}\ m^2$). Die Gesamtrippenfläche der 60 Rippen beträgt:

$$A_{Rippen\ III} = (2 * a * h + 4 * b * h) * 60 = 11{,}568 * 10^{-3}\ m^2 \quad \textbf{Gl. 5-8}$$

Der Rippenwirkungsgrad η_{Rippe} kann jedoch nur theoretisch nach **Gl. 2-32** unter Zuhilfenahme der Gleichungen **Gl. 2-27** bis **Gl. 2-30** berechnet werden. Allerdings weisen die berechneten Werte nur geringfügige Schwankungen auf,

[12] $A_S - Strömungsquerschnitt;\ \rho_{Luft}(20\,°C) \approx 1{,}2052 \frac{kg}{m^3};\ C_{p\,;Luft} \approx 1{,}0006825 \frac{kJ}{kg*K}$ [KRE 2011]

weshalb idealisiert mit dem Rippenwirkungsgrad $\eta_{Rippe}\sim 0{,}89$ gerechnet werden kann. Nach Umstellen der Gleichung **Gl. 5-6** ergeben sich die in **Tab. 5-3** aufgeführten Werte:

Tab. 5-3: Wärmeübergangskoeffizienten α_{III}

w $\left[\frac{m}{s}\right]$	2,83	6,22	6,6	7,12	7,72	9,22
α_{III} $\left[\frac{W}{m^2*K}\right]$	~56	~98	~104	~118	~124	~139

Dieser Zusammenhang ist in **Abb. 5-5** grafisch dargestellt:

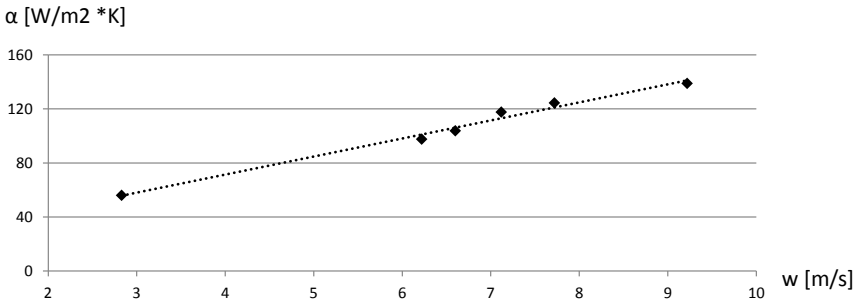


***Abb. 5-6** α_{III} Werte als Funktion der Strömungsgeschwindigkeit*

Aufgrund des verringerten spezifischen Wärmestroms ist bei einer Strömungsgeschwindigkeit von 2,83 m/s mit erhöhten Wärmeverlusten durch die Wände zu rechnen (vgl. **Tab. 5-2**). Der entsprechende Wärmeübergangskoeffizient liegt somit tendenziell eher zu tief.

5.3 Fehlerbetrachtung

Trotz bestmöglicher Abdichtung konnte im Versuch eine geringfügige Leckage und somit auftretender Druckverlust nicht vollkommen ausgeschlossen werden. Infolge dessen kommt es zu einem tendenziell zu niedrigen Wert für den statischen Druck am Austritt des Strömungskanals, was die Differenz der statischen Drücke zueinander erhöht. Ebenso haben die eingebrachten Thermoelemente inklusive der Hülsen einen zumindest theoretischen Einfluss

auf den Strömungswiderstand, auch wenn dieser real äußerst geringfügig ausfallen dürfte. Die Druckentnahme findet baubedingt 70 mm vor und hinter dem eigentlichen Strömungskanal statt, was die überströmte Länge um ca. 22 % gegenüber diesem verlängert. Die empirisch ermittelten Druckverluste liegen somit tendenziell noch oberhalb der eigentlich zu erwartenden Druckverluste. Eine Kontrollmessung bei 50 °C vortemperierter Luftströmung zeigt in diesem Spektrum keinen Einfluss auf die Höhe des Druckverlustes.

Da die Strömung im Austrittsrohr gemessen und rechnerisch auf den Strömungskanal umgerechnet wird, ist sicherlich mit einem gewissen Fehler zu rechnen, der aber nicht näher angegeben werden kann. Die Position der Thermoelemente kann unter Umständen um einige mm gegenüber der angedachten Stelle verschoben sein. Aufgrund der verringerten Distanz zu Wärmequelle würden somit höhere Temperaturen gemessen werden.

Da die Fluide unterschiedliche Dichten aufweisen, dehnen diese sich bei max. Temperatur unterschiedlich stark aus. Das Luftpolster zwischen Fluid und Kupferplatine ist demnach unterschiedlich stark ausgeprägt, was unter Umständen den Wärmetransport begünstigt oder hemmt. Bei einer Befüllung mit Paraffin liegt die Bezugstemperatur zudem bei 30 °C. Gegenüber den anderen Fluiden (Luft ausgenommen) weist das Paraffin bei 20 °C ein um 11 % geringeres Volumen auf.

Die im Versuch verwendete elektrische Last H&H (ZS 15460) lässt sich konstruktionsbedingt nur auf 50 Befehlszeilen programmieren. Infolge dessen wird der Elektrofahrzeug-Zyklus in sechs einzelne Programme aufgeteilt, die nacheinander abgearbeitet werden. Dies hat einen Zeitversatz von etwa 2 Minuten gegenüber dem zu simulierenden Elektrofahrzeug-Zyklus zu Folge (vgl. **Abb. 5-3**). Dies entspricht einer Abweichung von etwa 3 %.

Der Wärmetransport aus dem System findet überwiegend durch die aufgebrachte Luftströmung statt. Als maßgeblicher Wärmeträger hat die Kondition der Luft dementsprechend Einfluss auf den Wärmeübergang. Die im Labor gemessenen Schwankungen der Luftkonditionen sind in **Tab. 5-4**

aufgeführt. Da die Luft im Versuchsaufbau vortemperiert wird, fallen die entsprechenden Schwankungen im Strömungskanal wesentlich geringer aus.

Tab. 5-4: Gemessene Schwankungen der Laborbedingungen

Schwankungsbreite		p[bar]	t[°C]	x[g/kg_dryAir]	phi[%]	cp[kJ/kg.K]
Temperatur	20 °C ± 2 – 25 °C ± 2	0,97	18	2,00 ●	15	1,007 ●
rel. Feuchte	24% ± 9 – 41 % ± 9	0,97	18	6,72 ●	50	1,012 ●
Luftdruck	980 hPa ±10 – 1042 hPa ±10	0,97	27	3,47 ●	15	1,009 ●
		0,97	27	11,71 ●	50	1,016 ●
$\rho_{min:}$	1,127 kg/m^3 ○	1,052	18	1,84 ●	15	1,007 ●
$\rho_{max:}$	1,260 kg/m^3 ○	1,052	18	6,19 ●	50	1,011 ●
Cp_{min}	1007,960*10-3 kJ/kg*K●	1,052	27	3,20 ●	15	1,009 ●
Cp_{max}	1016,645*10-3 kJ/kg*K●	1,052	27	10,78 ●	50	1,015 ●

○ $\rho_{min, max}$ nach *Gl. 2-5* und *Gl. 2-6* ● **Cp** $_{min, max}$ nach [KRE 2011]

Die Hülsen der Heizwiderstände sind teils aus niedrig legiertem, teils aus hoch legiertem Stahl gefertigt worden. Letzteres trifft vor allem auf $Block_I$ zu. Aufgrund der unterschiedlichen Wärmeleitzahl (vgl. **Tab. 5-5**) lassen sich die geringeren Temperaturen dieses Blockes zum Teil erklären. Aufgrund von fortschreitender Korrosion wird dieser Effekt zunehmend verstärkt.

Tab. 5-5: Wärmeleitzahl ausgesuchter Stähle

	Wärmeleitzahl $\lambda \left[\frac{W}{m*K}\right]$
ferritischer Stahl (niedrig legiert)*	~ 45
austenitischer Stahl (hoch legiert)*	~ 15

[BÜRG 1998]

In den Aufnahmen aus **Abb. 5-7** sind die Oberflächentemperaturen der Hülsen ersichtlich. Dafür wurde der Kunststoffrahmen entfernt und die Blöcke umgedreht. Die aufgebrachte Leistung simuliert dabei 100 % der Verlustleistung. Da die beiden Stähle einen unterschiedlichen Emissions- und Reflexionsgrad aufweisen, sind die Hülsen zuvor mit einer Lackschicht

überzogen worden. Der Emissionsgrad (ε) der Aufnahmen beträgt 0,65 und ist über einen Vergleich mit der gemessenen Oberflächentemperatur bestimmt worden. Die Reflexionstemperatur (RTC) entspricht der Raumtemperatur.

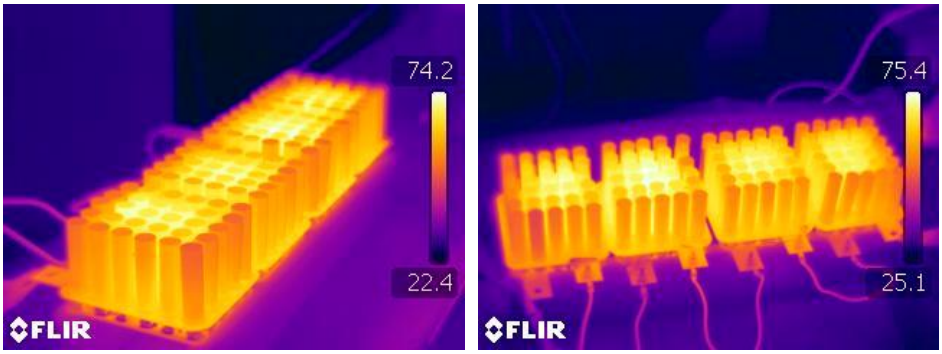


Abb. 5-7 *Thermographieaufnahme der Hülsen v.l.n.r. Block$_{I, II, III, IV}$*

Insgesamt sieht das Temperaturprofil relativ homogen aus. In Block$_I$ ist jedoch eine etwas geringere Oberflächentemperatur der Hülsen zu beobachten. In einem Heizelement ist die gemessene Oberflächentemperatur zudem um ca. 15 °C geringer ausgeprägt. Der gemessene Temperaturunterschied dieses Blockes lässt sich somit erklären.

Ein Vergleich mit einer echten Zelle bei max. Belastung zeigt ein ähnliches Temperaturverhalten (vgl. **Abb. 5-8**). Allerdings erwärmen sich die Zellen vermehrt an den elektrischen Kontakten, weshalb hier evtl. mit der in **Abb. 5-2** unter **C)** dargestellten Situation zu rechnen ist. Da dies den Wärmeübergang zusätzlich begünstigt, lassen sich die über die Heizwiderstände gewonnen Erkenntnisse auf die galvanischen Elemente übertragen.

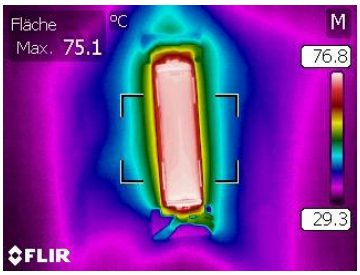


Abb. 5-8 *Wärmebildaufnahme der Zelle Panasonic-UR18650E Lithium-Ion [Bürk]*

5.4 Konstruktive Verbesserungsvorschläge

Sollte der Druckverlust zwingend herabgesetzt werden müssen, ließe sich der obere Teil des Strömungskanals konisch konstruieren und würde somit als Diffusor fungieren. Allerdings hätte das wiederum aufgrund der herabgesetzten Strömungsgeschwindigkeit negativen Einfluss auf die Wärmeabfuhr. Um den Flüssigkeitspegel möglichst nahe an der Kupferplatine zu halten, könnte die durch die Temperaturerhöhung hervorgerufene Volumenausdehnung über ein Steigrohr ausgeglichen werden. Somit wäre zu jedem Zeitpunkt eine gute Wärmeleitung des Mediums an die Kupferplatine gewährleistet. Um den Wärmetransport zu verbessern, müsste das Temperaturgefälle vollständig in die Richtung der Luftströmung verlaufen. Das Temperaturmaximum müsste demzufolge möglichst am Boden der Blöcke und nicht auf mittlerer Höhe auftreten. Da dieses Material nicht als elektrischer Leiter dienen darf, würde eventuell ein keramischer Werkstoff hierfür in Frage kommen. Um die Vorteile der hohen Schmelzenthalpie des PCM mit der besseren Wärmeleitung des PCS zu verbinden, ließe sich, um die mit PCS befüllten Blöcke, eine äußere PCM-Schicht anbringen. Dabei müsste zwischen den Schichten allerdings eine gute Wärmeleitung gegeben sein. Die Wärmeleitfähigkeit des Paraffins ließe sich über eine Beimischung von Graphit ebenfalls erhöhen. Die äußerste Verkleidung könnte wiederum aus Aluminium bestehen, da sie nicht zwingend als Isolator fungieren muss. Eine passive Rippenkühlung könnte in dem Fall ebenfalls zur Wärmeabfuhr beitragen (vgl. **Abb. 5-9**).

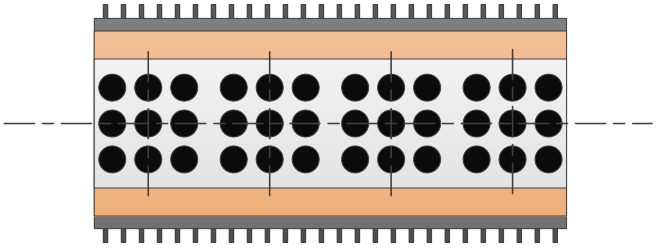


Abb. 5-9 *Konstruktionsvorschlag einer verbesserten Ausnutzung der Schmelzenthalpie (Draufsicht,skizziert)*

6 Zusammenfassung und Ausblick

Ziel dieser Arbeit war die Erprobung eines Temperierungskonzeptes für Traktionsbatterien auf Praxistauglichkeit. Dieses Konzept sieht den Einbau in Elektrofahrzeugen vor, bei dem die Schmelzenthalpie einer PCS-Dispersion zur passiven Temperierung beiträgt. Die Verlustwärme der Zellen wird dabei über eine aufgezwungene Luftströmung aus dem System transportiert. Um dieses Konzept bewerten zu können, wurde im Verlauf dieser Arbeit ein Versuchsaufbau entwickelt. Mit diesem kann die Strömungsgeschwindigkeit und Temperatur der Luftströmung gezielt gesteuert werden. Dabei wird die thermische Verlustenergie der Zellen über eingebaute Heizwiderstände, für alle Betriebsbereiche, simuliert. In den einzelnen Messreihen werden sowohl die Strömungsgeschwindigkeit, die Lufttemperatur und Verlustenergie, als auch die Fluidauswahl variiert. Dabei wird zwischen statischen Versuchen mit konstanter Verlustwärme und dynamischen Versuchen mit variabler Verlustwärme unterschieden. Letztere werden in Form von Last-Zyklen durchgeführt um die dynamische Fahrweise eines Elektrofahrzeuges zu simulieren. In der Erprobung des Konzeptes werden die Fluide Luft, Wasser, PCS30, PCS40 und Paraffin auf ihre Einsatztauglichkeit getestet.

Der empirisch ermittelte Druckverlust des Systems fällt mit 95 Pa ± 5 geringer aus als zuvor angenommen. Auf Grundlage der Daten wird der Druckwiderstandsbeiwert des Systems auf $\zeta_{\mathrm{Reihe}} = 2{,}096$ bestimmt. Die sich unabhängig von der Fluidbefüllung einstellende stationäre Endtemperatur kann für einige Betriebsbereiche als Funktion der Leistung und der Strömungsgeschwindigkeit angegeben werden. Zudem können für diese Temperaturen Wärmeübergangskoeffizienten als Funktion der Strömungsgeschwindigkeit angegeben werden. In der Untersuchung stellte sich weiterhin heraus, dass die Rippengeometrie korrekt dimensioniert wurde. Diese verbinden die beiden Kupferleiter und verbessern zudem den Wärmeübergang. Weiterhin kann das Berechnungsmodell aus vorherigen Arbeiten [BÜRK 2014] validiert werden. Dieses bildet die realen Zusammenhänge des Konzeptes

realitätsnah ab. Eine Variation der Strömungsgeschwindigkeit zeigt im Auslegungsbereich (6 m/s - 7,5 m/s) einen Einfluss von 2 °C auf die Zelltemperaturen.

Im Temperaturintervall von 0 °C bis 20 °C kann die Batterietemperierung mit allen Medien, mit Ausnahme von Luft, erfolgreich vorgenommen werden. Die Temperatur der Zellen liegt auch bei dauerhafter Volllast (z.B. einer Autobahnfahrt) unter 35 °C. Für die PCS-Dispersionen und das Paraffin zeigen sich gegenüber Wasser leichte Vorteile. Da der Phasenübergang der entsprechenden Fluide noch nicht beendet ist, kann die Strömungsgeschwindigkeit hier reduziert werden, was zur Reichweitensteigerung des Fahrzeuges beiträgt. Grundsätzlich kann die Batteriekühlung auch bei 25 °C Lufttemperatur als tauglich eingestuft werden. Die Strömungsgeschwindigkeit der aufgebrachten Luftströmung muss jedoch im Stadtverkehr ggf. leicht erhöht, oder die Lufttemperatur mittels aktiver “Kühlung“ etwas gesenkt werden. Bei einer Autobahnfahrt unter dauerhafter Volllast ist dies zwingend erforderlich. Eine Befüllung mit Paraffin weist in diesem Temperaturspektrum Vorteile auf, da der Phasenwechsel, aufgrund der erhöhten Schmelzenthalpie, noch nicht abgeschlossen ist. Somit kann die verlustwärme der Zellen aufgenommen werden. Oberhalb von 30 °C scheidet Paraffin aufgrund des abgeschlossenen Phasenüberganges als Einsatzmedium aus. Durch Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit auf ca. 9 m/s und vortemperieren der Luft könnte das Konzept bei den PCS-Dispersionen jedoch noch funktionstüchtig sein. Im Rahmen der Untersuchung konnte kein wesentlicher Unterschied zwischen einer PCS30 und PCS40 Befüllung festgestellt werden. Aufgrund der Kosten und geringer Gefahr einer Entmischung ist eine PCS30-Dispersion somit zu bevorzugen.

Ausblick

Aufgrund der zeitintensiven Versuchsdauer konnten nicht alle Effekte hinreichend genau untersucht werden. So ließe sich beispielsweis der Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit auf die Wärmeübertragung bei geringerer Leistung näher untersuchen. Das Thermomanagement der Traktionsbatterie muss ebenfalls bei Temperaturen bis ca. -30 °C getestet werden. Aufgrund einer zwingend erforderlichen Zugabe von Gefrierschutzmitteln wird sich die PCS Zusammensetzung verändern müssen. In weiteren Betrachtungen sollte zudem in einer Kosten-Nutzenrechnung der Einfluss des Batteriegewichts auf die Reichweite des Fahrzeuges untersucht werden. Mit steigender PCS Masse kann mehr Wärme gespeichert und die Temperatur länger konstant gehalten werden. Somit entfällt eine energieintensive Temperierung der Luftströmung. Allerdings hat ein Anstieg des Gewichtes aufgrund der Trägheit und Reibung etc. ebenfalls nachteiligen Einfluss auf die Reichweite des Fahrzeuges.

Eventuell ließe sich das untersuchte Temperierungskonzept unter Befüllung mit reinem Paraffin als eine Art “Winterbatterie“ oder generell in “kälteren“ Klimazonen umsetzen. Im Gegensatz zu einer PCS-Dispersion könnte auf die Zugabe von Gefrierschutzmitteln verzichtet werden, da sich das Volumen des PCM bei tiefen Temperaturen nicht ausdehnt. Zelltemperaturen unter ca. -10 °C müssen in jedem Fall verhindert werden. Das “Abkühlen“ würde in diesem Fall über die gespeicherte Schmelzenthalpie hinausgezögert. Dies ließe sich durch eine geeignete Wärmedämmung noch steigern. Neuere Erkenntnisse zeigen zudem, dass die Wärmeleitung in reinem Paraffin durch Zugabe von Graphit enorm verbessert werden kann. Allerdings müsste die potentielle Brandgefahr dieses Mediums dabei ausreichend berücksichtigt werden.

Literaturverzeichnis

[ADAC 2012] ADAC (2012): Test- und Bewertungskriterien - in Eco Test: 19.06.1100 - IN 27473 – STAND 03-2012

[BAR 2010] Bareis, Martin, Prof.Dr. (2010): Pumpen und Verdichter- Formelsammlung zur Vorlesung. Fachhochschule Südwestfalen Standort Soest

[BARTZ 2002] Bartz J.Wilfried et al (2002):Batterietechnik, Optimierung der Anwendung – Betriebsführung-Systemintegration; 2.Auflage; expert Verlag

[BÖS 2010] Böswirth, Leopold (2010):Technische Strömungslehre-Lehr und Übungsbuch, 8. überarbeitete Auflage, Wiesbaden, Teubner

[BÜRG 1998] Bürgel, Ralf (1998): Handbuch Hochtemperatur-Werkstofftechnik Grundlagen, Werkstoffbeanspruchungen, Hochtemperaturlegierungen und –beschichtungen 3.Auflage. Wiesbaden: Vieweg S.37

[Bürk 2014] Bürk, Vincent (2014): Experimentelle Untersuchungen zur Temperierung von Traktionsbatterien mittels Paraffin/Wasser Dispersionen

[Cou 2005] Cousin, R. (2005) Strömungsmaschinen - Vorlesungszusammenfassung VT - Fachhochschule Köln

[FIE 2004] Fiebig, M. (2004): Wärme- und Stoffübertragung, Scriptum zur Vorlesung. Ruhr-Universität Bochum. Bochum

[GER 2003] Gersten, Klaus (2003): Einführung in die Strömungsmechanik, Aachen, Shaker Verlag

[HAK 2010] Hakenesch, Peter Prof. Dr.-Ing (2010): Fluidmechanik- Skript zur Vorlesung (Vers. 2.1)

[HAN 2012] Hanu, Lucian George; Kappels, Tobias; Pollerberg, Clemens; Knels, Armin; Jahangiri, Pooyan (2012): Phase Change Slurries in Panel Cooling Systems for Buildings. Innostock 2012 - The 12th international Conference on Energy Storage. Lleida, 16.05.2012.

[JIR 2007] Jirka, Gerhard H. (2007):Einführung in die Hydromechanik, 3., überarb. u. erg. Aufl

[JOS 2005] Jossen, Andreas; Weydanz, Wolfgang (2005): Moderne Akkumulatoren richtig einsetzen. 1. Aufl.

[KAB 2006] Kabelac S. Prof. Dr.-Ing. (2006): Formelsammlung zur Vorlesung - Institut für Thermodynamik Helmut Schmidt Universität Hamburg

[KRE 2011] Kretzschmar et al. (2011):Kretzschmar, H.-J.; Stoecker, I.; Jaehne, I.; Knobloch, K.; Kunick, M.; Hellriegel, T.; Kleemann, L.; Seibt, D.: Property Library for Humid Air Calculated as Ideal Mixture of Real Fluids: FluidEXL Graphics with LibHuAir for Excel, 2011.

[KRI] KRIWAN: Datenblatt INT512 lineare Strömungssonde Ausgabe:700.00298.0 Produktgruppe N

[KÜB 2005] Kübler, Rainer, (2005): Wärmespeicher in In: Themeninfo. BINE Informationsdienst. Fachinformationszentrum Karlsruhe, Eggenstein-Leopoldshafen (4).

[MEH 2002] Mehling, H. (2002): Latentwärmespeicher. In: Themeninfo. BINE Informationsdienst. Fachinformationszentrum Karlsruhe, Eggenstein-Leopoldshafen (4).

[NIE 2012] Niekamp, Julia (2012): Bachelorarbeit. Ruhr-Universität Bochum, Bochum, Lehrstuhl VTP.

[OER 2012] Oertel Herbert (2012):Prantl - Führer durch die Strömungslehre- Grundlagen und Phänomene, 13., überarbeitete Auflage. Wiesbaden, Springer Fachmedien

[PAN 2012] Panasonic (2012): Datenblatt Lithium-Ion UR18650E; Version 13.02 R1

[RUB 2007] RUBITHERM RT (2007) - Latentwärmespeichermaterial auf Basis von Paraffinen: Datenblatt RT42

[SAS 2012] SASOL (2012): PARAFOL High purity normal paraffin cuts for technical applications (07/12)GB: Datenblatt Parafol 18-97

[SIE 2011] Sigloch, Herbert (2011):Technische Fluidmechanik, 8. Auflage, Berlin Heidelberg, Springer-Verlag

[STU 2010] Stumpe, Martin Prof. Dr. (2010): Strömungsmechanik - Formelsammlung zur Vorlesung. Fachhochschule Südwestfalen Standort Soest

[Tae 2012] Taetz, Christoph; Hanu, Lucian George; Kappels, Tobias; Pollerberg, Clemens; Doetsch, Christian; Weidner, Eckard (2012): Battery Thermal Management using Phase Change Slurries. In: IIR Proceedings Series 'Refrigeration Science and Technology' (Hg.): 10th International Conference on Phase-Change Materials and Slurries for Refrigeration and Air Conditioning

[Tae 2014] Taetz, Christoph (2014): Laminar Heat Transfer of Phase Change Dispersions. Dissertation. Ruhr-Universität Bochum, Bochum. Thermo- und Fluiddynamik

[TRU 2013] Trueb Lucien F. (2013): Batterien und Akkumulatoren – Mobile Energiequellen für heute und morgen. Springer, Berlin 2013

[VDI 2006] Verein Deutscher Ingenieure (Hg.) (2006): VDI-Wärmeatlas. Übereinstimmend mit 10. Berlin [u.a.]: Springer

[VIT 2000] VITHROM (2000):Series KV, Power Wirewound Ceramic Resistors vertical: Datenblatt Type 214-3

[Wag 1992] Wagner, Walter (1992): Strömung und Druckverlust. Mit Beispielsammlung. 3. Aufl. Würzburg: Vogel (Vogel-Fachbuch)

Bildquellenverzeichnis

Nachträglich bearbeitete Grafiken sind mit (b) gekennzeichnet

Abb. 2-1 Mehling, H. (2002): Latentwärmespeicher. In: Themeninfo. BINE Informationsdienst. Fachinformationszentrum Karlsruhe, Eggenstein-Leopoldshafen (4). (b)

Abb. 2-2 Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE (b)

Abb. 2-3 Hakenesch, Peter Prof. Dr.-Ing (2010): Fluidmechanik- Skript zur Vorlesung (Vers. 2.1)

Abb. 2-4 Dobrinski, Paul et al: Physik für Ingenieure, Teubner-Verlag, Stuttgart, 10. Auflage 2003

Abb. 2-5 Wagner, Walter (1992): Strömung und Druckverlust. Mit Beispielsammlung. 3. Aufl. Würzburg: Vogel (Vogel-Fachbuch)

Abb. 2-6 Prof. Dr.-Ing. Victor Gheorghiu - Technische Thermodynamik und Strömungslehre (TTS) Skript zur Vorlesung

Abb. 2-7 Böswirth, Leopold (2010):Technische Strömungslehre-Lehr und Übungsbuch, 8. überarbeitete Auflage, Wiesbaden, Teubner (b)

Abb. 2-8 Böswirth, Leopold (2010):Technische Strömungslehre-Lehr und Übungsbuch, 8. überarbeitete Auflage, Wiesbaden, Teubner

Abb. 2-9 Böswirth, Leopold (2010):Technische Strömungslehre-Lehr und Übungsbuch, 8. überarbeitete Auflage, Wiesbaden, Teubner

Abb. 2-10 Böswirth, Leopold (2010):Technische Strömungslehre-Lehr und Übungsbuch, 8. überarbeitete Auflage, Wiesbaden, Teubner (b)

Abb. 2-11 Fiebig, M. (2004): Wärme- und Stoffübertragung, Scriptum zur Vorlesung. Ruhr-Universität Bochum. Bochum

Abb. 2-12 Fiebig, M. (2004): Wärme- und Stoffübertragung, Scriptum zur Vorlesung. Ruhr-Universität Bochum. Bochum

Abb. 2-13 Kabelac S. Prof. Dr.-Ing. (2006): Formelsammlung zur Vorlesung - Institut für Thermodynamik Helmut Schmidt Universität Hamburg

Abb. 2-14 Cousin, R. (2005) Strömungsmaschinen - Vorlesungszusammenfassung VT - Fachhochschule Köln

Abb. 3-1 Fraunhofer-Institut für Lasertechnik ILT (b)

Abb. 3-7 Magenheimer, Jens Dipl.Ing (2006): Windkanaltechnik - Aufbau und Vergleich der verschiedenen Windkanalbauarten. 1. Aufl. München: Grin (b)

Abb. 3-18 ebmPabst - Radialventilatoren und - gebläse Ausgabe 07 (b)

Abb. 3-19 ebmPabst - technisches Datenblatt G1G108-AB17-02 (b)

Abb. 3-22 Hanu, Lucian George ,Fraunhofer Institut für Umwelt-, Sicherheits- und Energietechnik UMSICHT

Abb. 3-23 Hanu, Lucian George ,Fraunhofer Institut für Umwelt-, Sicherheits- und Energietechnik UMSICHT

Abb. 3-24 Hanu, Lucian George ,Fraunhofer Institut für Umwelt-, Sicherheits- und Energietechnik UMSICHT

Abb. 5-8 Bürk, Vincent B.Sc (2014) - Experimentelle Untersuchungen zur Temperierung von Traktionsbatterien mittels Paraffin/Wasser Dispersionen

Anhang

1) Messplan aller durchgeführten Versuchsreihen
2) Messergebnisse